



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

**DISEÑO DE SISTEMA EMPACADOR DE LÁMPARAS
INCANDESCENTES**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS**

PRESENTA:

ING. JOVAN EZEQUIEL BASALDÚA SÁNCHEZ

DIRECTOR:

DR. GUILLERMO URRIOLAGOITIA CALDERÓN

MÉXICO, D.F. 2011



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

SIP-14 BIS

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 11:00 horas del día 26 del mes de Mayo del 2011 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de E. S. I. M. E.

para examinar la tesis titulada:
"DISEÑO DE SISTEMA EMPACADOR DE LÁMPARAS INCANDESCENTES".

Presentada por el alumno:

BASALDÚA

Apellido paterno

SÁNCHEZ

Apellido materno

JOVAN EZEQUIEL

Nombre (s)

Con registro:

B	0	9	1	4	7	4
---	---	---	---	---	---	---

aspirante de:

MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERIA MECÁNICA

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACIÓN DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISION REVISORA

Directores de tesis

DR. GUILLERMO MANUEL URRIOLAGOITIA CALDERÓN

Presidente

DR. GUILLERMO URRIOLAGOITIA SOSA

Segundo Vocal

DR. LUIS HÉCTOR HERNÁNDEZ GÓMEZ

Tercer Vocal

DR. GUILLERMO URRIOLAGOITIA SOSA

Secretario

DR. ALEJANDRO TONATIUH VELÁZQUEZ SÁNCHEZ

DR. CARLOS TORRES TORRES

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

DR. JAIME ROBLES GARCIA



4/2



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México, Distrito Federal, el día 02 del mes de Junio del año 2011, el que suscribe Ing. Jovan Ezequiel Basaldúa Sánchez alumno del Programa de Maestría en Ciencias con Especialidad en Ingeniería Mecánica, con número de registro **B091474**, adscrito a Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Guillermo Urriolagoitia Calderón y Dr. Guillermo Urriolagoitia Sosa cede los derechos del trabajo titulado **“DISEÑO DE SISTEMA EMPACADOR DE LÁMPARAS INCANDESCENTES”**, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección Unidad profesional “Adolfo López Mateos”, Edificio Número 5, 3er piso Col. Lindavista. C.P 07738 México D.F. Tel: 5729-6000 ext 54586 y fax: 5729-6000 ext. 54588. Sus comentarios pueden ser recibidos en el correo lobo_090183@hotmail.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Ing. Jovan Ezequiel Basaldúa Sánchez

Nombre y firma

Resumen

En la actualidad una de las empresas dedicadas a la iluminación, produce diferentes tipos de lámparas, entre las diferentes lámparas que se fabrican, en la categoría de incandescentes se encuentran las lámparas tipo A 17, estas lámparas son las más comerciales que se producen y se comercializan a nivel nacional.

En la parte final de su fabricación las A 17 son introducidas de forma manual a los forros que llevan la descripción, marca y características de dichas lámparas, para después colocarlas en arreglos de 5x2 (cinco columnas dos filas), envolverlas en plástico PVC y finalmente empacarlas.

La problemática surge de la necesidad de automatizar el proceso de introducir las lámparas en los forros, debido a que la mano de obra que se utiliza para realizar estas actividades es insuficiente, generando mayor tiempo de producción y gastos de tiempo extra.

La finalidad del presente trabajo es diseñar y analizar los diferentes componentes de un sistema capaz de realizar las actividades de orientación adecuada de lámparas, apertura de forros e inserción de lámparas en forros. El sistema global propuesto está formado por los siguientes subsistemas.

1. Subsistema transportador de ligas.
2. Subsistema dosificador de lámparas.
3. Subsistema orientador de lámparas.
4. Subsistema transportador de cadenas.
5. Subsistema acumulador de forros.
6. Subsistema para la apertura de forros.
7. Subsistema para la inserción de lámparas.

Abstract

Currently a company that is engaged in the lighting industry manufacture many kinds of lamps, in the category of incandescent lamps are the type A 17, these lamps are the most commercial produced and marketed nationwide.

At the end of manufacture the A 17 lamps are inserted manually in to linings, this linings contain the brand, descriptions and characteristics of each lamp, and then place them in arrays of 5x2 (five columns, two rows), wrap in PVC plastic and finally packaging.

The problem arises from the necessity to automate the process of inserting the lamps in the linings, because the manually labor that is used to perform these activities is insufficient, generating wasted production time and overtime costs.

The purpose of present job is to analyze and design the different components of a system capable to performing the proper lamps orientation, opening of linings and insertion of lamps linings. The proposed system consists of the following subsystems:

1. Subsystem elastic band conveyor.
2. Subsystem lamps sparing.
3. Subsystem lamps orientation.
4. Subsystem chain conveyor.
5. Subsystem linings container.
6. Subsystem for linings Opening.
7. Subsystem for lamps insertion.



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

**DISEÑO DE SISTEMA EMPACADOR DE LÁMPARAS
INCANDESCENTES**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS**

PRESENTA:

ING. JOVAN EZEQUIEL BASALDÚA SÁNCHEZ

DIRECTOR:

DR. GUILLERMO URRIOLAGOITIA CALDERÓN

MÉXICO, D.F. 2011

Agradecimientos

Antes que nada quiero agradecer al Señor por estar a mi lado en las situación más hermosas y adversas de mi vida, le agradezco por haber puesto en mi camino a seres tan maravillosos y que algunos ha decidido llamarlos ya a su reino divino.

Quiero agradecer a mis padres Norma Sánchez y Ezequiel Basaldúa por todo el apoyo que me han brindado ya que en gran parte de lo que ahora soy ha sido gracias a ellos.

A mi esposa y compañera de vida Nalleli González por su cariño incondicional.

Es de suma importancia para este autor el agradecer al Instituto Politécnico Nacional las enseñanzas que he recibido a lo largo de mi formación académica, mi asesor y amigo Dr. Guillermo Urriolagoitia Calderón por su profesionalismo y comprensión, a mis profesores de la SEPI y amigos de generación, a la compañía de iluminación por sus facilidades de acceso a sus instalaciones y por último pero no menos importante, quiero agradecer al CONACYT por el apoyo financiero que me ha otorgado durante el desarrollo de este trabajo.

El trabajo que aquí se presenta esta dedicado a la memoria de mis abuelas Carmen Figueroa y Teresa Rodríguez las cuales fueron y son parte fundamental en mi vida, su ejemplo de amor, lealtad y alegría estarán siempre en mi vivir.

Resumen

En la actualidad una de las empresas dedicadas a la iluminación, produce diferentes tipos de lámparas, entre las diferentes lámparas que se fabrican, en la categoría de incandescentes se encuentran las lámparas tipo A 17, estas lámparas son las más comerciales que se producen y se comercializan a nivel nacional.

En la parte final de su fabricación las A 17 son introducidas de forma manual a los forros que llevan la descripción, marca y características de dichas lámparas, para después colocarlas en arreglos de 5x2 (cinco columnas dos filas), envolverlas en plástico PVC y finalmente empacarlas.

La problemática surge de la necesidad de automatizar el proceso de introducir las lámparas en los forros, debido a que la mano de obra que se utiliza para realizar estas actividades es insuficiente, generando mayor tiempo de producción y gastos de tiempo extra.

La finalidad del presente trabajo es diseñar y analizar los diferentes componentes de un sistema capaz de realizar las actividades de orientación adecuada de lámparas, apertura de forros e inserción de lámparas en forros. El sistema global propuesto está formado por los siguientes subsistemas.

1. Subsistema transportador de ligas.
2. Subsistema dosificador de lámparas.
3. Subsistema orientador de lámparas.
4. Subsistema transportador de cadenas.
5. Subsistema acumulador de forros.
6. Subsistema para la apertura de forros.
7. Subsistema para la inserción de lámparas.

Abstract

Currently a company that is engaged in the lighting industry manufacture many kinds of lamps, in the category of incandescent lamps are the type A 17, these lamps are the most commercial produced and marketed nationwide.

At the end of manufacture the A 17 lamps are inserted manually in to linings, this linings contain the brand, descriptions and characteristics of each lamp, and then place them in arrays of 5x2 (five columns, two rows), wrap in PVC plastic and finally packaging.

The problem arises from the necessity to automate the process of inserting the lamps in the linings, because the manually labor that is used to perform these activities is insufficient, generating wasted production time and overtime costs.

The purpose of present job is to analyze and design the different components of a system capable to performing the proper lamps orientation, opening of linings and insertion of lamps linings. The proposed system consists of the following subsystems:

1. Subsystem elastic band conveyor.
2. Subsystem lamps sparing.
3. Subsystem lamps orientation.
4. Subsystem chain conveyor.
5. Subsystem linings container.
6. Subsystem for linings Opening.
7. Subsystem for lamps insertion.

Índice general

Agradecimientos	i
Resumen	ii
Abstract	iii
Índice general	iv
Índice de figuras	xiv
Índice de tablas	xxv
Simbología	xxvi
Objetivo general	xxix
Justificación	xxx
Introducción	xxxi

Capítulo 1

1 ANTECEDENTES Y PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA	1
1.1 Descripción de la lámpara incandescente	2
1.2 Tipos de lámparas incandescentes comercialmente producidas	4
1.2.1 Lámparas incandescentes clásicas	4
1.2.2 Lámparas incandescentes decorativas	5
1.2.3 Lámparas incandescentes tipo reflector	8
1.2.4 Lámparas incandescentes especiales	10
1.3 Especificaciones y requerimientos solicitados por el cliente	14
1.4 Planteamiento de problema	17
1.5 Sumario	18

Capítulo 2

2 METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO	19
2.0 Diseño	20
2.1 Filosofía del diseño	20
2.2 Morfología del diseño	20
2.3 Metodología a implementar para el diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes	22
2.4 Primera etapa: Comprensión del problema	23
2.5 Segunda etapa: Diseño conceptual	24
2.5.1 Modelo geométrico y descripción funcional	24
2.5.2 Modelo de manufactura	31
2.5.3 Restricciones	32
2.6 Tercera etapa: Diseño a detalle	32
2.7 Sumario	32

Capítulo 3

3	DESARROLLO DE PROPUESTA PRIMERA PARTE	33
3.1	Transportador de ligas	34
3.2	Sistema motriz	34
	a) <i>Características del motor seleccionado</i>	35
	b) <i>Características del reductor seleccionado</i>	35
3.3	Componentes mecánicos	36
	a) <i>Elementos transmisores de potencia</i>	36
	b) <i>Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje motriz</i>	37
	c) <i>Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje motriz y poleas</i>	49
	d) <i>Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje motriz y rueda dentada</i>	53
	e) <i>Análisis y selección del tipo de rodamientos montados a implementar</i>	54
	f) <i>Ajustes y tolerancias del eje motriz para rodamientos montados seleccionados</i>	57
	g) <i>Análisis numérico del eje motriz</i>	59
	h) <i>Análisis y selección de poleas y rodamientos sueltos</i>	69
	i) <i>Análisis y selección de ligas a implementar</i>	70
	j) <i>Análisis de las columnas de soporte</i>	71
	k) <i>Análisis de tornillos para fijación a piso</i>	76
	l) <i>Análisis de soldadura en columnas de soporte y placa de fijación</i>	80
3.4	Dosificador de lámparas	86
3.5	Mecanismo de apertura y cierre	86
	a) <i>Soporte principal</i>	86
	b) <i>Brazo</i>	87
	c) <i>Trinquete</i>	87
	d) <i>Cuerpo paletas</i>	88
	e) <i>Camisa inserción paletas</i>	89
	f) <i>Paletas</i>	89
	g) <i>Dibujos de ensamble del dosificador de lámparas y transportador de ligas</i>	90
3.6	Sumario	94

Capítulo 4

4	DESARROLLO DE PROPUESTA SEGUNDA PARTE	95
4.1	Transportador de cadenas	96
4.2	Análisis de velocidad y potencia requerida en el eje motriz	96
4.3	Sistema motriz	102
	a) <i>Características del motor seleccionado</i>	102
	b) <i>Características del reductor seleccionado</i>	104

4.4	Componentes mecánicos	104
4.4.1	Eje motriz	105
	a) <i>Elementos transmisores de potencia del eje motriz</i>	105
	b) <i>Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje motriz</i>	112
	c) <i>Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje motriz y engrane recto</i>	124
	d) <i>Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje motriz y ruedas dentadas</i>	126
	e) <i>Análisis y selección del tipo de rodamientos montados a implementar</i>	127
	f) <i>Ajustes y tolerancias para rodamientos montados seleccionados</i>	129
	g) <i>Análisis numérico del eje motriz</i>	130
4.4.2	Eje conducido uno	138
	a) <i>Elementos transmisores de potencia del eje conducido uno</i>	138
	b) <i>Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje conducido uno</i>	140
	c) <i>Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido uno y ruedas dentadas dobles</i>	150
	d) <i>Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido uno y ruedas dentadas sencillas sin mamelón</i>	152
	e) <i>Análisis y selección del tipo de rodamientos montados a implementar para el eje conducido uno</i>	154
	f) <i>Ajustes y tolerancias para rodamientos montados seleccionados</i>	156
	g) <i>Análisis numérico del eje conducido uno</i>	157
4.4.3.-	Eje conducido dos	164
	a) <i>Elementos transmisores de potencia del eje conducido dos</i>	164
	b) <i>Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje conducido dos</i>	166
	c) <i>Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido dos y ruedas dentadas sencillas sin mamelón</i>	172
	d) <i>Análisis y selección del tipo de rodamientos montados a implementar para el eje conducido dos</i>	173
	e) <i>Ajustes y tolerancias para rodamientos montados seleccionados</i>	174
	f) <i>Análisis numérico del eje conducido dos</i>	175
4.4.4.-	Eje conducido tres	182
	a) <i>Elementos transmisores de potencia del eje conducido tres</i>	182
	b) <i>Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje conducido tres</i>	184
	c) <i>Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido tres y ruedas dentadas sencillas</i>	193
	d) <i>Análisis y selección del tipo de rodamientos montados a implementar para el eje conducido tres</i>	196
	e) <i>Ajustes y tolerancias para rodamientos montados seleccionados</i>	196
	f) <i>Análisis numérico del eje conducido tres</i>	196
4.4.5.-	Vigas utilizadas para la fabricación del transportador de cadenas	205

4.4.6	Diseño y selección de material para tablilla	206
4.4.7	Diseño y selección de material para separadores de lámparas	206
4.4.8	Diseño y selección de material para pinzas sujetadoras de forros	207
4.4.9	Diseño y selección de material para guías de cadenas	208
4.4.10	Soporte de fijación	209
	<i>a) Soporte horizontal de fijación</i>	209
	<i>b) Análisis para los pernos de fijación del soporte horizontal</i>	209
	<i>c) Análisis de soldadura soporte horizontal-perfil horizontal</i>	213
	<i>d) Análisis de soldadura perfil horizontal-columna de soporte</i>	214
	<i>e) Análisis de columna de soporte</i>	216
	<i>f) Análisis de soldadura en columna de soporte</i>	217
4.4.11	Selección de material, diseño y análisis numérico de la estructura de soporte	220
4.4.12	Dibujos de ensamble del transportador de cadenas	222
4.5	Sumario	224

Capítulo 5

5	DESARROLLO DE PROPUESTA TERCERA PARTE	225
5.1	Acumuladores de forros	225
	<i>a) Diseño y selección de materiales</i>	225
	<i>b) Soportes y piezas de fijación</i>	226
	<i>c) Dibujos de ensamble del acumulador de forros</i>	227
5.2	Orientador de lámparas	229
5.2.1	Análisis de la velocidad necesaria para la dosificación de lámparas	230
5.2.2	Componentes mecánicos	231
5.2.3	Eje conducido cuatro	231
	<i>a) Elementos transmisores de potencia del eje conducido cuatro</i>	231
	<i>b) Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje conducido Cuatro</i>	236
	<i>c) Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido cuatro y rueda dentada sencilla</i>	244
	<i>d) Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido cuatro y engrane cónico recto</i>	246
	<i>e) Análisis y selección del tipo de rodamientos montados a implementar</i>	247
	<i>f) Ajustes y tolerancias para rodamientos montados seleccionados</i>	250
	<i>g) Análisis numérico del eje conducido cuatro</i>	251
5.2.4	Diseño y selección de material para disco dosificador horizontal	260
5.2.5	Guía para lámparas del disco horizontal	260
5.2.6	Diseño y selección de material para disco dosificador vertical	261

5.2.7	Soporte de fijación	262
	a) <i>Placa soporte</i>	262
	b) <i>Placa fija</i>	262
	c) <i>Poste de fijación</i>	263
	d) <i>Análisis de soldadura placa fija-poste de fijación</i>	263
	e) <i>Análisis de soldadura poste de fijación-perfil horizontal</i>	265
	f) <i>Poste guía</i>	266
	g) <i>Análisis de soldadura poste de fijación-poste guía</i>	267
	h) <i>Placa soporte viga</i>	267
	i) <i>Análisis de soldadura perfil horizontal del poste de fijación-perfil horizontal soporte viga</i>	268
	j) <i>Análisis de soldadura del perfil horizontal de soporte viga- soporte viga</i>	269
	k) <i>Junta atornillada placa soporte viga</i>	271
5.2.8	Dibujos de ensamble del orientador de lámparas	274
5.3	Sistema para la apertura de forros	280
5.3.1	Componentes mecánicos	280
	a) <i>Placa base</i>	280
	b) <i>Cilindros conectores</i>	280
	c) <i>Ventosas</i>	281
	d) <i>Análisis de momento máximo generado por la placa base, los cilindros conectores y las ventosas</i>	282
	e) <i>Elementos de fijación</i>	283
	f) <i>Dibujos de ensamble del sistema para la apertura de forros</i>	283
5.4	Sistema de inserción de lámparas en forros	286
5.4.1	Componentes mecánicos	286
	a) <i>Guía para la inserción de lámparas</i>	286
	b) <i>Análisis del momento máximo generado por la guía</i>	286
	c) <i>Elementos de fijación</i>	288
	d) <i>Dibujos de ensamble del sistema de inserción de lámparas</i>	288
5.5	Dibujos de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes	291
5.6	Sumario	294

Capítulo 6

6	COMPONENTES NEUMÁTICOS Y ELECTRÓNICOS	295
6.1	Transportador de ligas	296
	a) <i>Elementos neumáticos</i>	296
	b) <i>Componentes electrónicos</i>	301
6.2	Transportador de cadenas	306

	<i>a) Elementos neumáticos y de fijación</i>	306
	<i>b) Componentes eléctricos- electrónicos</i>	311
6.3	Sistema para la apertura de forros	324
	<i>a) Elementos neumáticos y de fijación</i>	324
	<i>b) Componentes electrónicos</i>	330
6.4	Sistema de inserción de lámparas en forros	334
	<i>a) Elementos neumáticos y de fijación</i>	334
	<i>b) Componentes electrónicos</i>	336
6.5	Sumario	338

Capítulo 7

7	CONTROL Y PROGRAMACIÓN DEL SISTEMA PROPUESTO	339
7.1	Transportador de ligas	340
	<i>a) Arranque y paro del motor de dos fases</i>	340
	<i>b) Sistema dosificador de lámparas</i>	341
7.2	Transportador de cadenas	341
	<i>a) Arranque y paro del motor de tres fases</i>	342
	<i>b) Señales de seguridad y paro de emergencia</i>	342
	<i>c) Revoluciones requeridas del eje motriz</i>	343
7.3	Sistema para la apertura de forros	343
	<i>a) Actuadores neumáticos DNGL-32-160-PPV-A y tobera aspiradora de vacío</i>	344
	<i>b) Control de vacío</i>	342
7.4	Sistema para la inserción de lámparas en forros	345
	<i>a) Actuador neumático HMP-20-250-B-SL-266-KP-AD-A1</i>	345
7.5	Programa para el control del sistema empacador de lámparas incandescentes	346
7.6	Sumario	350

Capítulo 8

8	ANÁLISIS ECONÓMICO	351
8.1	Costos de los elementos mecánicos	355
8.2	Costos de los elementos neumáticos	359
8.3	Costos de los componentes electrónicos	361
8.4	Sumario	366
	CONCLUSIONES FINALES	367
	TRABAJOS FUTUROS	369

ANEXOS

ANEXO A.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL TRANSPORTADOR DE LIGAS	371
Anexo A.1.- Ángulo guía ligas derecho	372
Anexo A.2.- Ángulo guía ligas izquierdo	373
Anexo A.3.- Ángulo derecho	374
Anexo A.4.- Ángulo izquierdo	375
Anexo A.5.- Barra guía	376
Anexo A.6.- Barra guía horizontal	377
Anexo A.7.- Barra unión	378
Anexo A.8.- Columna uno	379
Anexo A.9.- Columna dos	380
Anexo A.10.- Columna tres	381
Anexo A.11.- Cubo aprisionador	382
Anexo A.12.- Cuña	383
Anexo A.13.- Eje motriz	384
Anexo A.14.- Eje roscado	385
Anexo A.15.- Espárrago	386
Anexo A.16.- Guía superior	387
Anexo A.17.- Guía superior horizontal	388
Anexo A.18.- Perno de fijación	389
Anexo A.19.- Placa principal derecha inclinada	390
Anexo A.20.- Placa principal izquierda inclinada	391
Anexo A.21.- Placa tensión poleas	392
Anexo A.22.- Placa de sujeción	393
Anexo A.23.- Placas poleas	394
Anexo A.24.- Placa principal derecha	395
Anexo A.25.- Placa principal izquierda	396
Anexo A.26.- Placa secundaria	397
Anexo A.27.- Poste guía superior	398
Anexo A.28.- Placa unión	399
Anexo A.29.- Placa lateral	400
Anexo A.30.- Unión placas principales	401
Anexo A.31.- Ensamble sección inclinada	402
Anexo A.32.- Ensamble sección horizontal	403
ANEXO B.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL DOSIFICADOR DE LÁMPARAS	404
Anexo B.1.- Brazo	405
Anexo B.2.- Camisa inserción paletas	406
Anexo B.3.- Cuerpo paletas	407
Anexo B.4.- Conector cilindro	408
Anexo B.5.- Eje trinquete	409
Anexo B.6.- Extensión conector	410

Anexo B.7.- Paletas	411
Anexo B.8.- Perno brazo	412
Anexo B.9.- Perno de sujeción	413
Anexo B.10.- Placa cilindro	414
Anexo B.11.- Soporte principal	415
Anexo B.12.- Trinquete	416
Anexo B.13.- Ensamble	417
ANEXO C.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL ORIENTADOR DE LÁMPARAS	418
Anexo C.1.- Aumento de rodamientos	419
Anexo C.2.- Buje	420
Anexo C.3.- Disco dosificador horizontal	421
Anexo C.4.- Disco dosificador vertical	422
Anexo C.5.- Eje conducido cuatro	423
Anexo C.6.- Eje conducido cinco	424
Anexo C.7.- Guía lámparas disco horizontal	425
Anexo C.8.- Placa fija	426
Anexo C.9.- Placa soporte	427
Anexo C.10.- Placa soporte viga	428
Anexo C.11.- Poste de fijación	429
Anexo C.12.- Poste guía	430
Anexo C.13.- Ensamble dosificador de lámparas	431
ANEXO D.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL TRANSPORTADOR DE CADENAS	432
Anexo D.1.- Base tensor	433
Anexo D.2.- Caja rodamiento uno	434
Anexo D.3.- Caja rodamiento dos	435
Anexo D.4.- Columna de soporte	436
Anexo D.5.- Columna lateral corta	437
Anexo D.6.- Columna lateral larga	438
Anexo D.7.- Guía cadenas	439
Anexo D.8.- Guía paso de lámparas	440
Anexo D.9.- Eje motriz	441
Anexo D.10.- Eje conducido uno	442
Anexo D.11.- Eje conducido dos	443
Anexo D.12.- Eje conducido tres	444
Anexo D.13.- Espárrago	445
Anexo D.14.- Placa base general	446
Anexo D.15.- Placa soporte transportador	447
Anexo D.16.- Placa soporte transportador viga	448
Anexo D.17.- Pinza	449
Anexo D.18.- Separador	450

Anexo D.19.- Tablilla	451
Anexo D.20.- Viga canal derecha	452
Anexo D.21.- Viga canal izquierda	453
Anexo D.22.- Ensamble estructura soporte	454
Anexo D.23.- Ensamble rodamiento uno	455
Anexo D.24.- Ensamble tensor	456
Anexo D.25.- Ensamble	457
ANEXO E.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL ACUMULADOR DE FORROS	458
Anexo E.1.- Acumuladores	459
Anexo E.2.- Separadores	460
Anexo E.3.- Soporte	461
Anexo E.4.- Ensamble	462
ANEXO F.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA PARA LA APERTURA DE FORROS	463
Anexo F.1.- Cilindro conector	464
Anexo F.2.- Corredera	465
Anexo F.3.- Placa base	466
Anexo F.4.- Placa central	467
Anexo F.5.- Placa central derecha	468
Anexo F.6.- Placa de fijación lateral	469
Anexo F.7.- Placa de fijación lateral derecha	470
Anexo F.8.- Ensamble sistema apertura	471
ANEXO G.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE INSERCIÓN DE LÁMPARAS	472
Anexo G.1.- Guía para lámparas	473
Anexo G.2.- Placa base corredera	474
Anexo G.3.- Placa base unión	475
Anexo G.4.- Placa base	476
Anexo G.5.- Placa lateral	477
Anexo G.6.- Placa soporte corredera	478
Anexo G.7.- Ensamble inserción de lámparas	479
ANEXO H.- LISTA DE MATERIALES ELÉCTRICOS, ELECTRÓNICOS Y NEUMÁTICOS ESTÁNDARES REQUERIDOS POR LA COMPAÑÍA	480
ANEXO I.- CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE ELEMENTOS DE MÁQUINA	483
Anexo I.1.- Rodamiento suelto para eje motriz roscado	484
Anexo I.2.- Canales de acero estándar, perfiles-C	485
Anexo I.3.- Accesorios para cadenas de rodillos	486

Anexo I.4.- Rodamiento suelto YAR 212-204-2F	487
Anexo I.5.- Rodamiento suelto YAR 209-108-2F	488
Anexo I.6.- Soporte de brida con rodamiento FY-509-U	488
Anexo I.7.- Dimensiones y propiedades del perfil PTR	489
Anexo I.8.- Rodamiento montado de pared SYR 1.1/2 N	490
Anexo I.9.- Elementos neumáticos del transportador de ligas	491
Anexo I.10.- Componentes electrónicos del transportador de ligas	494
Anexo I.11.- Elementos neumáticos del transportador de cadenas	500
Anexo I.12.- Componentes electrónicos del transportador de cadenas	502
Anexo I.13.- Elementos neumáticos del sistema para la apertura de forros	510
Anexo I.14.- Componentes electrónicos del sistema para la apertura de forros	514
Anexo I.15.- Elementos neumáticos del sistema de inserción de lámparas	517
Anexo I.16.- Componentes electrónicos del sistema de inserción de lámparas	518
ANEXO J.- CÓDIGO DE PROGRAMA PARA EL ANÁLISIS POR FLEXIÓN DE EJES POR MEF	519
Anexo J.1.- Eje motriz del transportador de ligas	520
Anexo J.2.- Eje motriz del transportador de cadenas	521
Anexo J.3.- Eje conducido uno del transportador de cadenas	523
Anexo J.4.- Eje conducido dos del transportador de cadenas	524
Anexo J.5.- Eje conducido tres del transportador de cadenas	525
Anexo J.6.- Eje conducido cuatro de los discos dosificadores	527
Anexo J.7.- Estructura de soporte del transportador de cadenas	529
REFERENCIAS	530

Índice de figuras

Capítulo 1

Figura 1.1.1.-	Elementos que forman una lámpara incandescente	2
Figura 1.2.1.1.-	Lámparas incandescentes clásicas	4
Figura 1.2.1.2.-	Lámparas incandescentes tipo flama y tipo vela	5
Figura 1.2.1.3.-	Lámparas incandescentes tipo esfera	5
Figura 1.2.2.1.-	Lámparas incandescentes decorativas DAYLIGHT tipo gota	6
Figura 1.2.2.2.-	Lámparas incandescentes decorativas DAYLIGHT tipo silica K	6
Figura 1.2.2.3.-	Lámparas incandescente decorativas tipo BELLALUX	7
Figura 1.2.2.4.-	Lámparas incandescente decorativas tipo MINIBELLALUX	7
Figura 1.2.2.5.-	Lámparas incandescente decorativas tipo DECOR color	7
Figura 1.2.2.6.-	Lámparas incandescente decorativas tipo globo	8
Figura 1.2.3.1.-	Lámparas incandescente tipo reflector uso interior	8
Figura 1.2.3.2.-	Lámparas incandescente tipo reflector uso interior en colores	9
Figura 1.2.3.3.-	Lámparas incandescente tipo reflector PAR 38 uso exterior	9
Figura 1.2.3.4.-	Lámparas incandescente tipo reflector PAR 38 uso exterior en colores	10
Figura 1.2.4.1.-	Lámparas incandescentes tipo SICCATHERM	11
Figura 1.2.4.2.-	Lámparas incandescentes tipo THERATHERM	12
Figura 1.2.4.3.-	Lámparas incandescentes tipo INSECTA	13
Figura 1.2.4.4.-	Lámparas incandescentes tipo luz de día	13
Figura 1.2.4.5.-	Lámparas incandescentes para horno y refrigerador	14
Figura 1.3.1.-	Lámpara incandescente tipo A-17	14
Figura 1.3.2.-	Dimensiones de lámpara A-17 especificadas por el cliente	15
Figura 1.3.3.-	Inspección visual de lámparas A-17	15
Figura 1.3.4.-	Forros de lámparas incandescentes tipo A-17	16
Figura 1.3.5.-	Forro cerrado	16
Figura 1.3.6.-	Forro abierto	16
Figura 1.3.7.-	Posición intercalada	17
Figura 1.3.8.-	Orientación de lámparas en forros	17
Figura 1.3.9.-	Orientación y arreglo de lámparas 5X2, envueltas en plástico PVC	17
Figura 1.4.1.-	Operadores dedicados a la inserción de lámparas en forros	18

Capítulo 2

Figura 2.4.1.-	Transportador de salida para lámparas terminadas	23
Figura 2.4.2.-	Operador de inspección	23
Figura 2.4.3.-	Mesa de acumulación	24
Figura 2.5.1.1.-	Modelo geométrico del transportador de ligas	26
Figura 2.5.1.2.-	Modelo geométrico del dosificador de lámparas	26
Figura 2.5.1.3.-	Modelo geométrico del orientador de lámparas	27
Figura 2.5.1.4.-	Modelo geométrico del transportador de cadenas	28

Figura 2.5.1.5.- Forros apilados	28
Figura 2.5.1.6.- Modelo geométrico del acumulador de forros vista frontal	29
Figura 2.5.1.7.- Modelo geométrico del acumulador de forros vista superior	29
Figura 2.5.1.8.- Modelo geométrico del sistema para la apertura de forros	30
Figura 2.5.1.9.- Modelo geométrico del sistema para la inserción de lámparas en forros	30
Figura 2.5.1.10.-Modelo geométrico del sistema propuesto	30
Figura 2.5.1.11.-Flujo del producto en el sistema propuesto	31
Figura 2.5.1.12.-Plantilla de la línea de producción y el sistema empacador de lámparas incandescentes	31

Capítulo 3

Figura 3.2.1.- Motor y reductor seleccionados	35
Figura 3.3.1.- Polea para cable de 8 mm	36
Figura 3.3.2.- Rueda dentada	36
Figura 3.3.3.- Rodamiento montado tipo SC	37
Figura 3.3.4.- Ubicación de los elementos transmisores de potencia	38
Figura 3.3.5.- Inclinación de los elementos transmisores de potencia	38
Figura 3.3.6.- Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje motriz	40
Figura 3.3.7.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal	41
Figura 3.3.8.- Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal	41
Figura 3.3.9.- Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal	41
Figura 3.3.10.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano vertical	42
Figura 3.3.11.- Diagrama de fuerza cortante en el plano vertical	42
Figura 3.3.12.- Diagrama de momento flexionante en el plano vertical	42
Figura 3.3.13.- Factor de tamaño C_s	44
Figura 3.3.14.- Resistencia a la fatiga modificada S_n	44
Figura 3.3.15.- Tamaño y formas de cuña según el diámetro nominal del eje	51
Figura 3.3.16.- Dimensiones del cuñero en poleas para cable	52
Figura 3.3.17.- Dimensiones del cuñero en el eje para la sujeción de poleas	52
Figura 3.3.18.- Dimensiones de la cuña	53
Figura 3.3.19.- Duración recomendada para rodamientos	55
Figura 3.3.20.- Diseño y dimensiones del eje motriz	58
Figura 3.3.21.- Geometría del modelo	59
Figura 3.3.22.- Condiciones de frontera	60
Figura 3.3.23.- Condiciones de carga	60
Figura 3.3.24.- Deformación del eje motriz	61
Figura 3.3.25.- Esfuerzo principal máximo	61
Figura 3.3.26.- Esfuerzo cortante máximo	62
Figura 3.3.27.- Energía de distorsión máxima	62
Figura 3.3.28.- Deformación del eje motriz plano vertical	63
Figura 3.3.29.- Esfuerzo principal máximo plano vertical	64

Figura 3.3.30.-	Esfuerzo cortante máximo plano vertical	64
Figura 3.3.31.-	Energía de distorsión máxima plano vertical	65
Figura 3.3.32.-	Geometría del modelo sólido	66
Figura 3.3.33.-	Condiciones de frontera del modelo sólido	66
Figura 3.3.34.-	Condiciones de carga del modelo sólido	67
Figura 3.3.35.-	Deformación del eje motriz debido a torsión y flexión	67
Figura 3.3.36.-	Esfuerzo principal máximo del modelo sólido	68
Figura 3.3.37.-	Energía de distorsión máxima del modelo sólido	68
Figura 3.3.38.-	Poleas para rodamiento	69
Figura 3.3.39.-	Eje roscado	69
Figura 3.3.40.-	Rodamiento suelto de bolas marca SKF y polea con rodamiento	70
Figura 3.3.41.-	Ligas de poliuretano a implementar	71
Figura 3.3.42.-	Tensor de ligas	71
Figura 3.3.43.-	Distribución de los pernos en placa de acero	77
Figura 3.3.44.-	Esfuerzo admisible para tornillos	78
Figura 3.3.45.-	Normas ASTM para aceros de pernos	79
Figura 3.3.46.-	Geometría de unión	81
Figura 3.3.47.-	Factores geométricos para el análisis de soldadura	82
Figura 3.3.48.-	Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldadura	83
Figura 3.3.49.-	Tamaños comerciales de electrodos para soldadura con arco	83
Figura 3.3.50.-	Tamaños comerciales de electrodos E70 para soldadura con arco	85
Figura 3.5.1.-	Soporte principal	87
Figura 3.5.2.-	Brazo	87
Figura 3.5.3.-	Trinquete	88
Figura 3.5.4.-	Cuerpo paletas	88
Figura 3.5.5.-	Camisa inserción paletas	89
Figura 3.5.6.-	Paleta	89
Figura 3.5.7.-	Ensamble transportador de ligas sección horizontal	90
Figura 3.5.8.-	Ensamble de los elementos mecánicos del transportador de ligas	90
Figura 3.5.9.-	Ensamble transportador de ligas sección inclinada, perspectiva elementos de soporte	91
Figura 3.5.10.-	Ensamble transportador de ligas sección inclinada	91
Figura 3.5.11.-	Ensamble transportador de ligas	92
Figura 3.5.12.-	Ensamble dosificador de lámparas, perspectiva cuerpo de paletas	93
Figura 3.5.13.-	Ensamble dosificador de lámparas vista posterior	93
Figura 3.5.14.-	Ensamble dosificador de lámparas vista isométrica	94

Capítulo 4

Figura 4.2.1.-	Distribución de los acumuladores de forros y pinzas de sujeción	97
Figura 4.2.2.-	Perfil estructural de acero tipo C6X8.2	97
Figura 4.3.1.-	Tabla de especificaciones técnicas de motores de corriente alterna SIEMENS	103
Figura 4.3.2.-	Forma y dimensiones del motor seleccionado	103

Figura 4.4.1.-	Esbozo general eje motriz y ejes conducidos	104
Figura 4.4.1.1.-	Engrane seleccionado a implementar	106
Figura 4.4.1.2.-	Rueda dentada doble seleccionada	106
Figura 4.4.1.3.-	Rueda dentada sencilla seleccionada	107
Figura 4.4.1.4.-	Tabla de capacidades en H_p para cadena simple de rodillos N° 40	110
Figura 4.4.1.5.-	Ubicación de los elementos transmisores de potencia	112
Figura 4.4.1.6.-	Orientación del engrane motriz con respecto al engrane conducido	112
Figura 4.4.1.7.-	Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje motriz	114
Figura 4.4.1.8.-	Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal	115
Figura 4.4.1.9.-	Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal	115
Figura 4.4.1.10.-	Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal	115
Figura 4.4.1.11.-	Fuerzas y reacciones generadas en el plano vertical	116
Figura 4.4.1.12.-	Diagrama de fuerza cortante en el plano vertical	116
Figura 4.4.1.13.-	Diagrama de momento flexionante en el plano vertical	116
Figura 4.4.1.14.-	Dimensiones del cuñero en engrane recto	125
Figura 4.4.1.15.-	Dimensiones del cuñero en el eje motriz para la sujeción del engrane	125
Figura 4.4.1.16.-	Dimensiones de la cuña	125
Figura 4.4.1.17.-	Ensamble de rodamiento y caja	128
Figura 4.4.1.18.-	Diseño y dimensiones del eje motriz	129
Figura 4.4.1.19.-	Geometría del modelo	130
Figura 4.4.1.20.-	Condiciones de frontera	131
Figura 4.4.1.21.-	Condiciones de carga	131
Figura 4.4.1.22.-	Deformación del eje motriz	132
Figura 4.4.1.23.-	Esfuerzo principal máximo	132
Figura 4.4.1.24.-	Esfuerzo cortante máximo	133
Figura 4.4.1.25.-	Energía de distorsión máxima	133
Figura 4.4.1.26.-	Deformación del eje motriz plano vertical	134
Figura 4.4.1.27.-	Esfuerzo principal máximo plano vertical	134
Figura 4.4.1.28.-	Esfuerzo cortante máximo plano vertical	135
Figura 4.4.1.29.-	Energía de distorsión máxima plano vertical	135
Figura 4.4.1.30.-	Geometría del modelo sólido	136
Figura 4.4.1.31.-	Condiciones de frontera del modelo sólido	136
Figura 4.4.1.32.-	Condiciones de carga del modelo sólido	137
Figura 4.4.1.33.-	Deformación del eje motriz debido a torsión y flexión	137
Figura 4.4.1.34.-	Esfuerzo principal máximo del modelo sólido	138
Figura 4.4.1.35.-	Energía de distorsión máxima del modelo sólido	138
Figura 4.4.2.1.-	Rueda dentada sencilla sin mamelón	139
Figura 4.4.2.2.-	Ubicación de los elementos transmisores de potencia	140
Figura 4.4.2.3.-	Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje conducido uno	142
Figura 4.4.2.4.-	Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal	142
Figura 4.4.2.5.-	Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal	143
Figura 4.4.2.6.-	Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal	143

Figura 4.4.2.7.- Dimensiones del cuñero en el eje conducido uno para la sujeción de las ruedas dentadas dobles	151
Figura 4.4.2.8.- Dimensiones de la cuña	151
Figura 4.4.2.9.- Dimensiones del cuñero en rueda dentada sencilla sin mamelón	153
Figura 4.4.2.10.- Dimensiones del cuñero en el eje conducido uno para la sujeción de las ruedas dentadas sencillas sin mamelón	153
Figura 4.4.2.11.- Dimensiones de la cuña	153
Figura 4.4.2.12.- Rodamiento seleccionado y montado en la caja	155
Figura 4.4.2.13.- Caja y rodamiento montado sobre la base	156
Figura 4.4.2.14.- Diseño y dimensiones del eje conducido uno	157
Figura 4.4.2.15.- Geometría del modelo	157
Figura 4.4.2.16.- Condiciones de frontera	158
Figura 4.4.2.17.- Deformación del eje conducido uno	159
Figura 4.4.2.18.- Esfuerzo principal máximo	159
Figura 4.4.2.19.- Esfuerzo cortante máximo	160
Figura 4.4.2.20.- Energía de distorsión máxima	160
Figura 4.4.2.21.- Geometría del modelo sólido	161
Figura 4.4.2.22.- Condiciones de frontera del modelo sólido	161
Figura 4.4.2.23.- Condiciones de carga del modelo sólido	162
Figura 4.4.2.24.- Deformación del eje conducido uno debido a torsión y flexión	162
Figura 4.4.2.25.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido	163
Figura 4.4.2.26.- Energía de distorsión máxima del modelo sólido	163
Figura 4.4.3.1.- Ubicación de los elementos transmisores de potencia	167
Figura 4.4.3.2.- Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje conducido dos	168
Figura 4.4.3.3.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal	168
Figura 4.4.3.4.- Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal	169
Figura 4.4.3.5.- Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal	169
Figura 4.4.3.6.- Rodamiento en caja tipo brida marca SKF	174
Figura 4.4.3.7.- Diseño y dimensiones del eje conducido dos	175
Figura 4.4.3.8.- Geometría del modelo	175
Figura 4.4.3.9.- Condiciones de frontera	176
Figura 4.4.3.10.- Deformación del eje conducido dos	177
Figura 4.4.3.11.- Esfuerzo principal máximo	177
Figura 4.4.3.12.- Esfuerzo cortante máximo	178
Figura 4.4.3.13.- Energía de distorsión máxima	178
Figura 4.4.3.14.- Geometría del modelo sólido	179
Figura 4.4.3.15.- Condiciones de frontera del modelo sólido	179
Figura 4.4.3.16.- Condiciones de carga del modelo sólido	180
Figura 4.4.3.17.- Deformación del eje conducido dos debido a torsión y flexión	180
Figura 4.4.3.18.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido	181
Figura 4.4.3.19.- Energía de distorsión máxima del modelo sólido	181
Figura 4.4.4.1.- Ubicación de los elementos transmisores de potencia	184

Figura 4.4.4.2.- Orientación a 90° de la rueda dentada motriz del eje conducido tres con respecto a la rueda dentada conducida del eje conducido cuatro	185
Figura 4.4.4.3.- Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje conducido tres	186
Figura 4.4.4.4.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal	187
Figura 4.4.4.5.- Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal	187
Figura 4.4.4.6.- Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal	187
Figura 4.4.4.7.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano vertical	188
Figura 4.4.4.8.- Diagrama de fuerza cortante en el plano vertical	188
Figura 4.4.4.9.- Diagrama de momento flexionante en el plano vertical	188
Figura 4.4.4.10.- Dimensiones del cuñero en la rueda dentada sencilla	195
Figura 4.4.4.11.- Dimensiones del cuñero en el eje conducido tres para la sujeción de las ruedas dentadas sencillas	195
Figura 4.4.4.12.- Dimensiones de la cuña	195
Figura 4.4.4.13.- Diseño y dimensiones del eje conducido tres	196
Figura 4.4.4.14.- Geometría del modelo	197
Figura 4.4.4.15.- Condiciones de frontera	197
Figura 4.4.4.16.- Condiciones de carga	198
Figura 4.4.4.17.- Deformación del eje conducido tres	198
Figura 4.4.4.18.- Esfuerzo principal máximo	199
Figura 4.4.4.19.- Esfuerzo cortante máximo	199
Figura 4.4.4.20.- Energía de distorsión máxima	200
Figura 4.4.4.21.- Deformación del eje conducido tres plano vertical	200
Figura 4.4.4.22.- Esfuerzo principal máximo plano vertical	201
Figura 4.4.4.23.- Esfuerzo cortante máximo plano vertical	201
Figura 4.4.4.24.- Energía de distorsión máxima plano vertical	202
Figura 4.4.4.25.- Geometría del modelo sólido	202
Figura 4.4.4.26.- Condiciones de frontera del modelo sólido	203
Figura 4.4.4.27.- Condiciones de carga del modelo sólido	203
Figura 4.4.4.28.- Deformación del eje conducido tres debido a torsión y flexión	204
Figura 4.4.4.29.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido	204
Figura 4.4.4.30.- Energía de distorsión máxima del modelo sólido	205
Figura 4.4.5.1.- Vigas a implementar para la fabricación del transportador de cadenas	205
Figura 4.4.6.1.- Accesorios tipo tablilla en cadenas dobles	206
Figura 4.4.6.2.- Diseño de la tablilla a implementar	206
Figura 4.4.7.1.- Diseño del separador de lámparas	207
Figura 4.4.7.2.- Fijación de separadores en tablillas	207
Figura 4.4.8.1.- Diseño de pinzas sujetadoras de forros	207
Figura 4.4.8.2.- Pinzas sujetadoras de forros en cadenas	208
Figura 4.4.9.1.- Diseño de guías para cadenas	208
Figura 4.4.9.2.- Guías en cadenas	209
Figura 4.4.10.1.- Diseño del soporte horizontal de fijación	209
Figura 4.4.10.2.- Distribución de los pernos de fijación en soporte horizontal	212

Figura 4.4.10.3.- Geometría de unión	213
Figura 4.4.10.4.- Factores geométricos para el análisis de soldadura	213
Figura 4.4.10.5.- Geometría de unión	214
Figura 4.4.10.6.- Factores geométricos para el análisis de soldadura	214
Figura 4.4.10.7.- Fuerza causante de deflexión en el perfil cuadrado	216
Figura 4.4.10.8.- Geometría de unión	217
Figura 4.4.10.9.- Diseño del soporte de fijación	219
Figura 4.4.10.10. Distribución de los soportes de fijación en el transportador de cadenas	219
Figura 4.4.11.1.- Diseño de la estructura de soporte	220
Figura 4.4.11.2.- Geometría del modelo	220
Figura 4.4.11.3.- Condiciones de frontera	221
Figura 4.4.11.4.- Condiciones de carga	221
Figura 4.4.11.5.- Deformación de la estructura de soporte	222
Figura 4.4.12.1.- Ensamble transportador de cadenas perspectiva eje motriz	222
Figura 4.4.12.2.- Ensamble transportador de cadenas perspectiva eje conducido tres	223
Figura 4.4.12.3.- Ensamble transportador de cadenas perspectiva pinzas de sujeción	223
Figura 4.4.12.4.- Ensamble transportador de cadenas vista lateral	224
Figura 4.4.12.5.- Ensamble transportador de cadenas vista isométrica	224

Capítulo 5

Figura 5.1.1.- Diseño del acumulador de forros	225
Figura 5.1.2.- Base, columna, placas de separación y cordón de soldadura	227
Figura 5.1.3.- Diseño de la placa de separación	227
Figura 5.1.4.- Ensamble acumuladores de forros	228
Figura 5.1.5.- Ensamble acumuladores de forros en transportador de cadenas vista isométrica	228
Figura 5.1.6.- Ensamble acumuladores de forros en transportador de cadenas vista posterior	229
Figura 5.2.3.1.- Rueda dentada sencilla conducida	234
Figura 5.2.3.2.- Engranés cónicos rectos	235
Figura 5.2.3.3.- Ubicación de los elementos transmisores de potencia	236
Figura 5.2.3.4.- Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje conducido cuatro	239
Figura 5.2.3.5.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal	239
Figura 5.2.3.6.- Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal	240
Figura 5.2.3.7.- Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal	240
Figura 5.2.3.8.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano vertical	240
Figura 5.2.3.9.- Diagrama de fuerza cortante en el plano vertical	240
Figura 5.2.3.10.- Diagrama de momento flexionante en el plano vertical	241
Figura 5.2.3.11.- Dimensiones del cuñero en el eje conducido cuatro para la sujeción de la rueda dentada sencilla	245
Figura 5.2.3.12.- Dimensiones de la cuña	245

Figura 5.2.3.13.- Dimensiones de la cuña	247
Figura 5.2.3.14.- Factores de carga radial y de empuje para rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda	248
Figura 5.2.3.15.- Rodamiento montado marca SKF	250
Figura 5.2.3.16.- Diseño y dimensiones del eje conducido cuatro	250
Figura 5.2.3.17.- Geometría del modelo	251
Figura 5.2.3.18.- Condiciones de frontera	252
Figura 5.2.3.19.- Condiciones de carga	252
Figura 5.2.3.20.- Deformación del eje conducido cuatro	253
Figura 5.2.3.21.- Esfuerzo principal máximo	253
Figura 5.2.3.22.- Esfuerzo cortante máximo	254
Figura 5.2.3.23.- Energía de distorsión máxima	254
Figura 5.2.3.24.- Deformación del eje conducido cuatro plano vertical	255
Figura 5.2.3.25.- Esfuerzo principal máximo plano vertical	255
Figura 5.2.3.26.- Esfuerzo cortante máximo plano vertical	256
Figura 5.2.3.27.- Energía de distorsión máxima plano vertical	256
Figura 5.2.3.28.- Geometría del modelo sólido	257
Figura 5.2.3.29.- Condiciones de frontera del modelo sólido	257
Figura 5.2.3.30.- Condiciones de carga del modelo sólido	258
Figura 5.2.3.31.- Deformación del eje conducido cuatro debido a torsión y flexión	258
Figura 5.2.3.32.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido	259
Figura 5.2.3.33.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido	259
Figura 5.2.4.1.- Diseño del disco dosificador horizontal	260
Figura 5.2.5.1.- Diseño de la guía para lámparas del disco dosificador horizontal	260
Figura 5.2.6.1.- Diseño del disco dosificador vertical	261
Figura 5.2.7.1.- Diseño de la placa soporte	262
Figura 5.2.7.2.- Diseño de la placa fija	262
Figura 5.2.7.3.- Diseño del poste de fijación	263
Figura 5.2.7.4.- Geometría de unión	263
Figura 5.2.7.5.- Factores geométricos para el análisis de soldadura	264
Figura 5.2.7.6.- Geometría de unión	265
Figura 5.2.7.7.- Poste guía	267
Figura 5.2.7.8.- Geometría de unión	268
Figura 5.2.7.9.- Geometría de unión	269
Figura 5.2.7.10.- Distribución del conjunto de pernos	271
Figura 5.2.7.11.- Dibujo de ensamble del soporte de fijación	273
Figura 5.2.8.1.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas vista frontal	274
Figura 5.2.8.2.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas perspectiva soporte de fijación	275
Figura 5.2.8.3.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas perspectiva guía para lámparas	276
Figura 5.2.8.4.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas vista lateral con producto	277
Figura 5.2.8.5.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas vista isométrica	278

Figura 5.2.8.6.-	Dibujo de ensamble orientador de lámparas y transportador de cadenas	279
Figura 5.2.8.7.-	Dibujo de ensamble orientador de lámparas y transportador de cadenas con producto	279
Figura 5.3.1.1.-	Diseño de la placa base	280
Figura 5.3.1.2.-	Diseño del cilindro conector	281
Figura 5.3.1.3.-	Ventosas seleccionada marca FESTO	281
Figura 5.3.1.4.-	Fuerzas y reacciones generadas por la placa base	282
Figura 5.3.1.5.-	Diagrama de momento flexionante	282
Figura 5.3.1.6.-	Dibujo de ensamble del sistema para la apertura de forros	283
Figura 5.3.1.7.-	Dibujo de ensamble del sistema para la apertura de forros vástagos extendidos	284
Figura 5.3.1.8.-	Dibujo de ensamble del sistema para la apertura de forros y acumuladores	285
Figura 5.3.1.9.-	Dibujo de ensamble del sistema para la apertura de forros y transportador de cadenas	285
Figura 5.4.1.1.-	Diseño de la guía para la inserción de lámparas	286
Figura 5.4.1.2.-	Fuerzas y reacciones generadas por la guía	287
Figura 5.4.1.3.-	Fuerza cortante generada en el perno de sujeción	287
Figura 5.4.1.4.-	Diagrama de momento flexionante	287
Figura 5.4.1.5.-	Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas	288
Figura 5.4.1.6.-	Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas en transportador de cadenas	289
Figura 5.4.1.7.-	Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas en transportador de cadenas con producto	289
Figura 5.4.1.8.-	Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas en transportador de cadenas vista lateral	290
Figura 5.4.1.9.-	Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas en transportador de cadenas vista posterior	290
Figura 5.4.1.10.-	Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas en transportador de cadenas vista frontal	291
Figura 5.5.1.-	Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, perspectiva inserción de lámparas	291
Figura 5.5.2.-	Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, perspectiva acumuladores de forros	292
Figura 5.5.3.-	Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, perspectiva discos dosificadores	292
Figura 5.5.4.-	Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, perspectiva transportador de ligas	293
Figura 5.5.5.-	Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, perspectiva apertura de forros	293
Figura 5.5.6.-	Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, vista isométrica	294

Capítulo 6

Figura 6.1.1.-	Cilindro compacto ADVU-16-10-A-P-A	297
Figura 6.1.2.-	Válvula de estrangulación antirretorno GRLA-M5-QS-4-RS-D	298
Figura 6.1.3.-	Racor rápido QS-1/8-4	298
Figura 6.1.4.-	Racor rápido QS-1/8-10	299
Figura 6.1.5.-	Silenciador U-1/8-B	300
Figura 6.1.6.-	Tubo flexible FESTO	300
Figura 6.1.7.-	Electroválvula MFH-5-1/8	302
Figura 6.1.8.-	Interruptor termo magnético C60N dos polos	302
Figura 6.1.9.-	Contactador 3RT10 2	303
Figura 6.1.10.-	Relevador LY2N VCD	303
Figura 6.1.11.-	Base para relevador LY2N	304
Figura 6.1.12.-	Bobina MSFG-24DC/42AC-OD	304
Figura 6.1.13.-	Junta iluminada MF-LD-12-24DC	305
Figura 6.1.14.-	Conector MSSD-F	306
Figura 6.2.1.-	Placa de alimentación PRS-M5-4	307
Figura 6.2.2.-	Tapón ciego B-1/8	308
Figura 6.2.3.-	Racor rápido QS-1/2-12	309
Figura 6.2.4.-	Reductor QS-12-10	309
Figura 6.2.5.-	Racor rápido QS-10-T	310
Figura 6.2.6.-	Unidad de mantenimiento MSB6-1/2:C3J3M1-WP	311
Figura 6.2.7.-	Interruptor termo magnético C60N tres polos	312
Figura 6.2.8.-	Fuente de poder LOGO POWER 6EP1332-1SH42	313
Figura 6.2.9.-	CPU SIMATIC S7-200, 6ES7 214-1AD23-0XB0	314
Figura 6.2.10.-	Contactador 3RT1033	314
Figura 6.2.11.-	Encoder incremental E6B2-CWZ6C	316
Figura 6.2.12.-	Gabinete para componentes electrónicos	317
Figura 6.2.13.-	Riel de fijación	317
Figura 6.2.14.-	Canaleta	318
Figura 6.2.15.-	Pulsador tipo hongo	319
Figura 6.2.16.-	Pulsador rasante iluminado color rojo	319
Figura 6.2.17.-	Pilotos luminosos verde y rojo	320
Figura 6.2.18.-	Elemento sonoro	321
Figura 6.2.19.-	Configuración para el montaje de los pilotos luminosos	321
Figura 6.2.20.-	Clemas para cable de fuerza y de control	322
Figura 6.2.21.-	Barra unión para clemas	322
Figura 6.2.22.-	Fusibles tipo europeo	323
Figura 6.2.23.-	Porta fusibles	323
Figura 6.3.1.-	Cilindro normalizado DNGL-32-160-PPV-A	324
Figura 6.3.2.-	Válvula de estrangulación antirretorno GRLA-1/8-QS-6-RS-D	325
Figura 6.3.3.-	Racor rápido QS-1/8-6	326
Figura 6.3.4.-	Pieza de fijación SMBS-2	327
Figura 6.3.5.-	Brida de fijación FNG-32	327

Figura 6.3.6.-	Ventosa ESS-30-SN	328
Figura 6.3.7.-	Tobera aspiradora por vacío VADM-300-N	329
Figura 6.3.8.-	Racor rápido QS-3/8-10	330
Figura 6.3.9.-	Racor rápido QS-1/4-10	330
Figura 6.3.10.-	Detectores de proximidad SMPO	331
Figura 6.3.11.-	Junta iluminada MEB-LD-12-24DC	333
Figura 6.3.12.-	Conector MSSD-EB	334
Figura 6.4.1.-	Cilindro neumático HMP-20-250-B-SL-266-KP-AD-A1	335
Figura 6.4.2.-	Detector de proximidad SME-8-K-7,5-LED-24	337

Índice de tablas

Capítulo 3

Tabla 3.3.1.-	Factores de confiabilidad aproximados C_R	43
Tabla 3.3.2.-	Pesos aproximados de los componentes que constituyen el transportador de ligas	73

Capítulo 4

Tabla 4.2.1.-	Criterios de selección para la rueda dentada a implementar	98
Tabla 4.2.2.-	Pesos estimado de los componentes que constituyen el transportador de cadenas	101
Tabla 4.4.1.1.-	Características principales de engranes rectos comercialmente disponibles	105
Tabla 4.4.1.2.-	Peso aproximado del resto de elementos requeridos a desplazar	109
Tabla 4.4.10.1.-	Pesos aproximados de los componentes mecánicos del transportador de cadenas	212

Capítulo 5

Tabla 5.2.3.1.-	Características generales de un par de engranes cónicos rectos comercialmente disponibles	234
Tabla 5.2.3.2.-	Valores geométricos y característicos calculados para el par de engranes cónicos seleccionados	238
Tabla 5.2.7.1.-	Pesos aproximados de los elementos que provocan fuerza cortante en la unión	264
Tabla 5.2.7.2.-	Pesos aproximados de los elementos que provocan fuerza cortante en la unión poste de fijación-perfil horizontal	266

Capítulo 8

Tabla 8.1.1.-	Costo de los elementos mecánicos del transportador de ligas	355
Tabla 8.1.2.-	Costo de los elementos mecánicos del transportador de cadenas y del orientador de lámparas	358
Tabla 8.2.1.-	Costo de los elementos neumáticos del dosificador de lámparas Y del transportador de cadenas	359
Tabla 8.2.2.-	Costo de los elementos neumáticos de los subsistemas para la apertura de forros e inserción de lámparas	360
Tabla 8.3.1.-	Costo de los componentes electrónicos/eléctricos del transportador de ligas	361
Tabla 8.3.2.-	Costo de los componentes eléctricos/electrónicos del transportador de cadenas	364
Tabla 8.3.3.-	Costo de los componentes electrónicos de los subsistemas para la apertura de forros e inserción de lámparas	365

Simbología

N_1	Número de dientes de la rueda dentada motriz
n_1	Revoluciones por minuto de la rueda dentada motriz
N_2	Número de dientes de la rueda dentada conducida
n_2	Revoluciones por minuto de la rueda dentada conducida
n	Velocidad angular
T	Par torsor
T_x	Par torsor del elemento equis
P	Potencia
F	Fuerza total
F_x	Fuerza componente horizontal
F_y	Fuerza componente vertical
F_c	Fuerza de compresión
D_p	Diámetro de paso
R	Reacción total
R_x	Reacción plano horizontal
R_y	Reacción plano vertical
N	Factor de seguridad
K_t	Factor de concentración de esfuerzos
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo normal máximo
σ_d	Esfuerzo normal de diseño
σ_a	Esfuerzo normal admisible
S_n'	Resistencia real a la fatiga
$M_{m\acute{a}x}$	Momento máximo
M_x	Momento del elemento equis
S	Módulo de sección
I	Momento polar de inercia
C	Distancia del eje neutro a la fibra más alejada de la sección transversal
D	Diámetro exterior
V	Fuerza cortante vertical total
V_x	Fuerza cortante vertical plano horizontal
V_y	Fuerza cortante vertical plano vertical
τ_d	Esfuerzo cortante de diseño
W	Espesor
H	Altura
P_r	Carga de diseño sobre rodamiento

V_r	Factor de rotación
L_d	Duración de diseño
K	Tipo de rodamiento
L_1	Duración nominal especificada por el proveedor
C_d	Capacidad dinámica
K_c	Factor de empotramiento
P_a	Carga admisible
P_r	Carga real
P_{cr}	Carga crítica
E	Módulo de elasticidad
S_y	Resistencia a la fluencia
$R_{mín}$	Radio mínimo de giro
R_e	Relación de esbeltez
C_c	Constante de columna
A	Área de la sección transversal
$F_{p/p}$	Fuerza por perno
N_p	Número de pernos
L	Longitud
F_s	Fuerza de apriete
$A_{p/p}$	Área por perno
τ_a	Esfuerzo cortante permisible
f_v	Fuerza provocada por cortante vertical
f_f	Fuerza provocada por flexión
f_t	Fuerza provocada por torsión
A_w	Factor geométrico para el análisis de soldadura según el tipo de junta
J_w	Factor geométrico para el análisis de soldadura por torsión
Z_w	Factor geométrico para el análisis de soldadura por flexión
p/h	Piezas por hora
rpm	Revoluciones por minuto
V_l	Velocidad
d	Distancia
t	Tiempo
DP	Paso diametral
P_d	Potencia de diseño
FS	Factor de servicio
P_n	Potencia a transmitir
p	Paso
C_{pasos}	Distancia entre centros en pasos

C_{teo}	Distancia teórica entre centros
F_T	Fuerza tangencial
F_R	Fuerza radial
F_t	Fuerza de torsión
F_a	Fuerza axial
φ_n	Ángulo de presión
$y_{máx}$	Deflexión máxima
ω	Velocidad angular
t	Tiempo
θ	Ángulo
R_{vel}	Relación de velocidad
r_{mG}	Radio promedio del engrane
F_G	Ancho de cara del engrane
F_p	Ancho de cara del piñón
γ	Ángulo de cono de paso
Y	Factor de empuje
X	Factor radial
C_0	Capacidad estática de rodamiento
r	Distancia radial

Objetivo general

Diseñar y analizar los diferentes componentes de un sistema capaz de realizar las actividades de orientación adecuada de lámparas, apertura de forros e inserción de lámparas en forros.

Objetivos particulares:

- ❖ Diseñar un sistema versátil para la inserción de lámparas en forros en la categoría A-17 de lámparas incandescentes para potencias de 60, 75 y 100 Watts.
- ❖ Aplicar la metodología general del diseño como guía para la solución del problema.
- ❖ Diseñar un sistema sencillo, fácil de construir, resistente, económico y con el menor número de componentes electrónicos capaz de cumplir con las necesidades requeridas por la compañía.
- ❖ Proporcionar una cantidad mayor de 4000 lámparas por hora requeridas por la línea de producción.
- ❖ Cumplir con los estándares requeridos por la compañía en cuanto a marcas de elementos neumáticos, eléctricos, electrónicos y de control.
- ❖ Fácil mantenimiento del equipo.

Justificación

En la actualidad el uso de lámparas incandescentes sigue teniendo una mayor demanda de producción a nivel nacional que cualquier otra lámpara, lo cual, lleva a una de las compañías dedicadas al ramo de la iluminación atender dicha demanda de mercado.

Para producir las lámparas incandescentes, una de las compañías dedicadas a la iluminación dedica tres líneas de producción para la fabricación de este tipo de lámpara, una vez que la lámpara ha sido fabricada e inspeccionada comienza el proceso de empaque.

El proceso de empaque inicia cuando el operador en turno deposita las lámparas inspeccionadas en una mesa de acumulación, posteriormente dos operadores (en ocasiones cuatro) abren un forro, insertan la lámpara en el forro y orientan la lámpara empacada en la posición solicitada, este proceso se lleva a cabo lámpara por lámpara de forma manual.

El número de operadores dedicados a esta actividad resulta insuficiente, llevando así a la acumulación del producto a empacar y retrasando el tiempo producción, para resolver esta situación la empresa tiene que pagar tiempo extra o recurrir a más número de operadores para cumplir con los tiempos de producción establecidos.

Por lo que en este trabajo se realizará un análisis y diseño de subsistemas que puedan integrar un sistema capaz de cumplir las necesidades de la compañía para la inserción de lámparas incandescentes tipo A-17 en los forros, cumplir con el tiempo de producción establecido para la realización de esta actividad y de fácil mantenimiento.

Introducción

En la parte final de su fabricación las lámparas incandescentes tipo A 17 producidas por una de las compañías dedicadas al ramo de la iluminación son introducidas de forma manual en forros, estos forros se utilizan para proteger las lámparas de posibles impactos o caídas hasta llegar al usuario final, además de llevar impresa la descripción, marca y características de las lámparas que contienen.

Debido a que el número de operadores dedicados a esta actividad resulta insuficiente y el contratar más operadores o recurrir a tiempo extra para cumplir con los tiempos establecidos de producción genera mayores gastos para la compañía, se realizarán diseños y análisis de subsistemas que puedan integrar un sistema capaz de cumplir las necesidades de inserción de lámparas incandescentes tipo A-17 en los forros y cumplir con el tiempo de producción establecido para realizar esta actividad.

Para resolver el problema en cuestión, esta tesis se ha dividido en ocho capítulos:

Capítulo 1.- Se presenta una breve descripción de las lámparas incandescentes, algunos de los diferentes tipos comercialmente producidos y en la parte final el planteamiento del problema.

Capítulo 2.- Describe la metodología general de diseño utilizada para la solución del problema, así como el funcionamiento y modelos geométricos generales de los diferentes subsistemas que integrarán el sistema.

Capítulo 3.- Muestra la primera parte del desarrollo de la propuesta, presentando el análisis de los elementos mecánicos claves para el buen funcionamiento del transportador de ligas y el dosificador de lámparas, también muestra dibujos de ensamble para ambos mecanismos.

Capítulo 4.- Presenta la segunda parte del desarrollo de la propuesta, mostrando el análisis de los elementos mecánicos claves para el buen funcionamiento del transportador de cadenas, también muestra dibujos de ensamble para cada uno de los componentes más importantes que constituyen el transportador.

Capítulo 5.- Presenta la tercera y última parte del desarrollo mecánico de la propuesta, mostrando el análisis de los elementos mecánicos claves para el buen funcionamiento de los sistemas periféricos, tales como, acumuladores de forros, orientador de lámparas, sistema para la apertura de forros y el sistema de inserción de lámparas en forros, los cuales interactuarán de manera directa con el transportador de cadenas, también muestra dibujos de ensamble para cada uno de los subsistemas mencionados.

Capítulo 6.- Presenta las principales descripciones y características de las diferentes partes neumáticas y electrónicas que conforman el transportador de ligas, el dosificador de lámparas, el transportador de cadenas, el sistema para la apertura de forros y el sistema para la inserción de lámparas en forros que constituyen el sistema empacador de lámparas incandescentes.

Capítulo 7.- Este capítulo está dedicado al control y programación que se requiere para el funcionamiento en conjunto de las partes mecánicas, elementos neumáticos, componentes electrónicos, seguridades, alarmas visuales y sonoras que constituyen el diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes.

Capítulo 8.- Este último capítulo presenta el análisis económico del sistema propuesto desarrollado en los capítulos tres a seis, muestra el costo de las partes mecánicas, elementos neumáticos y componentes eléctricos/electrónicos requeridos para el ensamble y funcionamiento del sistema empacador de lámparas incandescentes propuesto.

Anexos A-G.- Estos anexos, exhiben los planos de fabricación a detalle de las piezas a maquinar para las partes que constituyen el sistema empacador de lámparas incandescentes.

Anexo H.- Muestra la lista de materiales eléctricos, electrónicos y neumáticos estándares requeridos por la compañía.

Anexo I.- Presenta las características principales de los elementos de máquina seleccionados que constituyen el sistema empacador de lámparas incandescentes propuesto.

Anexo J.- Presenta el código para ejecutar el análisis por flexión de ejes y la estructura de soporte por medio del Método de Elemento Finito.

1

ANTECEDENTES Y PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA

Este capítulo presenta una breve descripción de las lámparas incandescentes, algunos de los diferentes tipos comercialmente producidos y en la parte final el planteamiento del problema.

1. ANTECEDENTES Y PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA

1.1 Descripción de la lámpara incandescente

El primer dispositivo eléctrico de iluminación artificial que permitió verdaderamente su comercialización alcanzando inmediata popularidad fue la lámpara de filamento incandescente desarrollada simultáneamente por el británico Sir Joseph Swan y por el inventor norteamericano Thomas Alva Edison, aunque la patente de invención se le otorgó a este último en 1878.

Desde su creación la lámpara eléctrica incandescente no ha sufrido prácticamente variación alguna en su concepto original. Posiblemente sea éste el dispositivo eléctrico más sencillo y longevo que existe y el que más aporte ha brindado también al desarrollo de la humanidad.

Como se puede apreciar al observar una lámpara incandescente normal, ésta posee una estructura extremadamente sencilla. Consta de un casquillo metálico con rosca (en algunos casos liso, tipo bayoneta) y un borne en su extremo, aislado del casquillo. Tanto el casquillo como el borne permiten la conexión a los polos negativo y positivo de una fuente de corriente eléctrica. Lo más común es conectar la parte del casquillo al polo negativo y el borne al polo positivo de la fuente.



Figura 1.1.1- Elementos que forman una lámpara incandescente.

Al casquillo metálico de la lámpara (con rosca o del tipo bayoneta) y al borne situado en su extremo, se encuentran soldados dos alambres de cobre que se insertan después por el interior de un tubo hueco de cristal ubicado internamente en la parte central de una ampolla del mismo material y de la cual forma parte. Cerca del extremo cerrado de ese tubo hueco los dos alambres lo atraviesan y a sus puntas se sueldan los extremos del filamento de tungsteno. La bombilla de cristal se sella al vacío y en su interior se inyecta un gas inerte como, por ejemplo, argón (Ar), que ayuda a prolongar la vida del filamento.

La cantidad de luz que emite una lámpara incandescente depende fundamentalmente de la potencia que tenga en Watts. La longitud del alambre del filamento, y el tamaño y forma de la bombilla de cristal dependen directamente también de la potencia que tenga la lámpara.

Por otra parte la fricción que producen las cargas eléctricas al atravesar el filamento es también la responsable del excesivo calentamiento que experimentan las lámparas incandescentes cuando se encuentran encendidas.

En general este tipo de lámpara es poco eficiente, pues junto con las radiaciones de luz visible emiten también radiaciones infrarrojas en forma de calor, que incrementan el consumo eléctrico. Sólo el 10% de la energía eléctrica consumida por una lámpara incandescente se convierte en luz visible, ya que el 90% restante se disipa al medio ambiente en forma de calor.

Para que un metal llegue al blanco incandescente es necesario calentarlo a una temperatura excesivamente alta, lo que conlleva a que en condiciones ambientales normales se funda o derrita. La ventaja del tungsteno radica en que al ser un metal cuya temperatura de fusión es muy alta, se convierte en un material idóneo para rendir muchas más horas de trabajo que cualquier otro metal, además de ser relativamente barato de producir.

Para evitar el rápido deterioro del filamento por evaporación, desde 1913 se adoptó el uso del gas argón en el interior de las bombillas. De esa forma se logra disminuir en cierta medida la evaporación del metal, pues los átomos del tungsteno evaporados al impactar con los átomos del gas argón rebotan hacia el filamento y se depositan de nuevo en su estructura metálica sin que se produzca una reacción de combustión. Gracias a esta técnica se ha podido lograr que una lámpara incandescente normal pueda llegar a tener aproximadamente entre 750 y mil horas de vida útil.

A partir de la tecnología de las lámparas incandescentes se han desarrollado posteriormente otros dispositivos de iluminación más eficientes como, por ejemplo, las lámparas halógenas y, sobre todo, los tubos fluorescentes y las lámparas fluorescentes de bajo consumo.

Los focos incandescentes pueden regular su intensidad a cualquier nivel y tienen una duración de 1000 horas en promedio. Esto corresponde a un año de uso normal de 3 horas al día.

1.2 Tipos de lámparas incandescentes comercialmente producidas

1.2.1 Lámparas incandescentes clásicas

La línea clásica de lámparas incandescentes es prácticamente de aplicación universal donde no hay requerimientos especiales de iluminación. El acabado claro proporciona una luz brillante mientras que el acabado perla reduce el deslumbramiento y atenúa la formación de sombras.



25 Watts	
81426	A19 25 125 E26 PERLA
81029	A19 25 125 E26 PERLA
81927	A19 25 125 E27 PERLA
81487	A19 25 140 E26 PERLA

40 Watts	
81427	A19 40 125 E26 CLARO
81807	A19 40 125 E26 CLARO
81449	A19 40 125 E26 CLARO 4 PACK
81428	A19 40 125 E26 PERLA
81928	A19 40 125 E27 PERLA
81488	A19 40 140 E26 PERLA

60 Watts	
81429	A19 60 125 E26 CLARO
81722	A19 60 125 E26 CLARO
81808	A19 60 125 E26 CLARO
81990	A19 60 125 E26 CLARO
81949	A19 60 125 E26 CLARO 10PK
81445	A19 60 125 E26 CLARO 2 PACK
81450	A19 60 125 E26 CLARO 4 PACK
81929	A19 60 125 E27 PERLA
81409	A19 60 140 E26 PERLA

75 Watts	
81520	A19 75 125 E26 CLARO
81809	A19 75 125 E26 CLARO
81446	A19 75 125 E26 CLARO 2 PACK
81451	A19 75 125 E26 CLARO 4 PACK
81930	A19 75 125 E27 PERLA
81490	A19 75 140 E26 PERLA

100 Watts	
81433	A19 100 125 E26 CLARO
81723	A19 100 125 E26 CLARO
81810	A19 100 125 E26 CLARO
81876	A19 100 125 E26 CLARO 10PK
81447	A19 100 125 E26 CLARO 2 PACK
81452	A19 100 125 E26 CLARO 4 PACK
81931	A19 100 125 E27 PERLA
81491	A19 100 140 E26 PERLA

CLASSIC A23		Watts
Clave	Descripción	
81665	A23 150 125 E26 CLARO	150
81610	A23 150 125 E26 PERLA	150
81668	A23 150 140 E26 CLARO	150
81663	A23 200 125 E26 CLARO	200
81651	A23 200 140 E26 CLARO	200

Figura 1.2.1.1.- Lámparas incandescentes clásicas.

Flama y Vela lisa 125 V

Una variedad de formas que hacen de la luz ordinaria, un elemento decorativo particularmente en candiles de cristal, luciendo más atractivos.

VELA LISA B35				FLAMA F15			
Clave	Descripción	Watts	Clave	Descripción	Watts		
81485	B35 25 125 E14 CLARO	25	81845	F15 25 125 E26 AMBAR-IRIDISCENTE	25		
81527	B35 25 125 E14 CLARO	25	81844	F15 25 125 E26 BLANCO	25		
81497	B35 25 125 E14 PERLA	25	81484	F15 25 125 E26 CLARO	25		
81528	B35 25 125 E14 PERLA	25	81941	F15 25 125 E26 CLARO BL2	25		
81470	B35 25 125 E26 CLARO	25	81912	F15 25 125 E26 CLARO	25		
81532	B35 25 125 E26 CLARO	25	81466	F15 25 125 E26 IRIDISCENTE	25		
81494	B35 25 125 E26 PERLA	25	81942	F15 25 125 E26 IRIDISCENTE BL2	25		
81533	B35 25 125 E26 PERLA	25	81914	F15 25 OSRAM 125 E26 IRIDISCENTE EI	25		
81529	R35 40 125 E14 CLARO	40	81847	F15 40 125 E26 AMBAR-IRIDISCENTE	40		
81508	B35 40 125 E14 PERLA	40	81467	F15 40 125 E26 CLARO	40		
81530	B35 40 125 E14 PERLA	40	81943	F15 40 125 E26 CLARO BL2	40		
81498	B35 40 125 E26 CLARO	40	81915	F15 40 125 E26 CLARO	40		
81534	B35 40 125 E26 CLARO	40	81469	F15 40 125 E26 IRIDISCENTE	40		
81502	B35 40 125 E26 PERLA	40	81944	F15 40 125 E26 IRIDISCENTE BL2	40		
81535	R35 40 125 E26 PERLA	40	81917	F15 40 125 E26 IRIDISCENTE	40		

Figura 1.2.1.2.- Lámparas incandescentes tipo flama y tipo vela.

Esfera 125 V

Su diminuto tamaño la hace ideal en arreglos decorativos y espacios muy reducidos.

ESFERA P45			
Clave	Descripción	Watts	
81542	P45 25 125 E14 CLARO	25	
81891	P45 25 125 E26 CLARO	25	
81584	P45 25 125 E26 PERLA	25	
81582	P45 40 125 E14 CLARO	40	
81453	P45 40 125 E26 BLANCO	40	
81878	P45 40 125 E26 CLARO	40	
81645	P45 40 125 E26 PERLA	40	

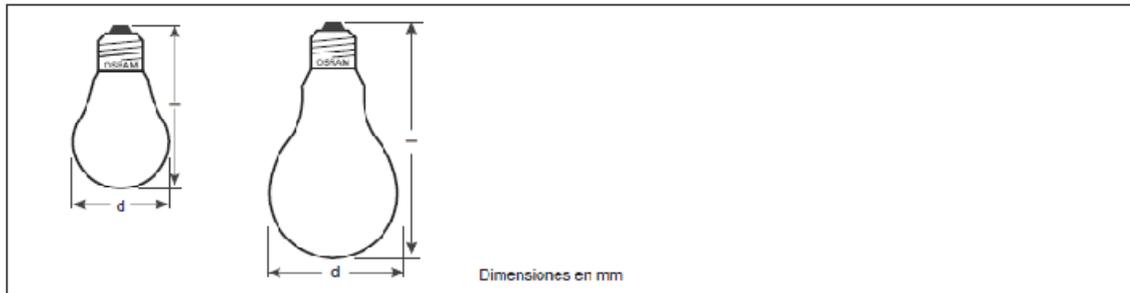
para horno P45

Figura 1.2.1.3.- Lámparas incandescentes tipo esfera.

1.2.2 Lámparas incandescentes decorativas

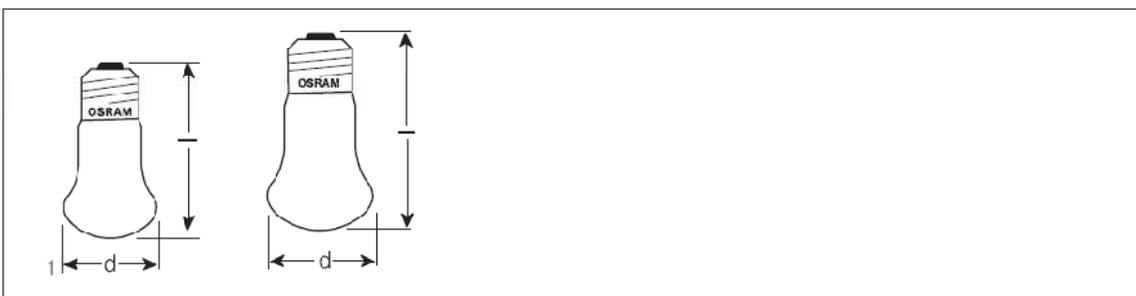
DAYLIGHT 120 V

Gran variedad de lámparas decorativas para uso interior y exterior (reflectores), crean un ambiente placentero gracias a su delicado tono de luz de día en acabado pastel. Todo lo decorado con este tipo de lámparas se transforma en un ambiente de mayor claridad.



Código OA	Denominación para pedido	Ampolla	Potencia (W)	Tensión (V)	Casquillo	Flujo lm	Diámetro mm	Longitud mm	Cantidad por caja	Código EAN (individual)
9143001	GC CL 25	Clara	25	220	E 14	195	45	74	100	7790023001430
9144001	GC CL 40	Clara	40	220	E 14	380	45	74	100	7790023001445
9151001	GC SI 25	Clara	25	220	E 14	180	45	74	100	7790023001513
9150001	GC SI 40	Clara	40	220	E 14	360	45	74	100	7790023001506
9148001	GC CL 25-E27	Clara	25	220	E 27	208	45	72	100	7790023001483
9149001	GC CL 40-E27	Clara	40	220	E 27	415	45	72	100	7790023001490
9117001	GC CL 60-E27	Clara	60	220	E 27	620	45	72	100	7790023001179
9146001	GC SI 25-E27	Silica	25	220	E 27	198	45	72	100	7790023001469
9147001	GC SI 40-E27	Silica	40	220	E 27	395	45	72	100	7790023001476
9147001	GC SI 60-E27	Silica	60	220	F 27	585	45	72	100	7790023008147
9152001	GC amar 25 E 27	amarilla	25	220	E 27	130	45	72	100	7790023001520
9154001	GC roja 25 E 27	roja	25	220	E 27	20	45	72	100	7790023001544
1107001	GC azul 40 E 27	azul	40	220	E 27	10	45	72	100	7790023011386
		verde	40	220	E 27	10	45	72	100	7790023011383

Figura 1.2.2.1.- Lámparas incandescentes decorativas DAYLIGHT tipo gota.



Código OA	Denominación para pedido	Ampolla	Potencia (W)	Tensión (V)	Casquillo	Flujo lm	Diámetro mm	Longitud mm	Cantidad por caja	Código EAN (individual)
9130001	K SI 40	-	40	220	E 27	372	50	90	100	7790023001308
9131001	K SI 60	-	60	220	E 27	625	50	90	100	7790023001315
9132001	K SI 75	-	75	220	E 27	820	60	103	150	7790023001322
9133001	K SI 100	-	100	220	E 27	1190	60	103	150	7790023001339

Figura 1.2.2.2.- Lámparas incandescentes decorativas DAYLIGHT tipo silica K.

BELLALUX 125 V

Delicados tonos pastel que resaltan ambientes llenos de creatividad y luz suave. Disponibles en blanco y cinco colores pastel.

BELLALUX T60		Clave	Descripción	Watts
	81581	BELLALUX 100 125 E26 T60 BLANCO		
	81590	BELLALUX 60 125 E26 T60 AMARILLO		
	81585	BELLALUX 60 125 E26 T60 AZUL		
	81579	BELLALUX 60 125 E26 T60 BLANCO		
	81597	BELLALUX 60 125 E26 T60 NARANJA		
	81594	BELLALUX 60 125 E26 T60 ROSA		
	81593	BELLALUX 60 125 E26 T60 VERDE		
	81580	BELLALUX 75 125 E26 T60 BLANCO		

Figura 1.2.2.3.- Lámparas incandescentes decorativas tipo BELLALUX.

MINIBELLALUX 125 V

Ofrece las mismas ventajas que la línea BELLALUX pero en una presentación más pequeña.

MINIBELLALUX T45		Clave	Descripción	Watts
	81839	MINIBELLALUX 40 125 E26 T45 BCO		40

Figura 1.2.2.4.- Lámparas incandescentes decorativas tipo MINIBELLALUX.

DECOR color 125 V

Luz brillante y confortable. La variedad de lámparas y colores son ideales para crear ambientes coloridos o decorar atmósferas alegres.

DECOR COLOR A19		Clave	Descripción	Watts
	81479	A19 25 125 E26 AMARILLO TRANSPARENTE		25
	81473	A19 25 125 E26 AZUL TRANSPARENTE		25
	81475	A19 25 125 E26 ROJO TRANSPARENTE		25
	81477	A19 25 125 E26 VERDE TRANSPARENTE		25
	81480	A19 40 125 E26 AMARILLO		40
	81474	A19 40 125 E26 AZUL		40
	81476	A19 40 125 E26 ROJO		40

Figura 1.2.2.5.- Lámparas incandescentes decorativas tipo DECOR color.

Globo 120/125 V

Lámpara decorativa de forma esférica en dos tamaños. Ofrece una luz suave y libre de deslumbramientos.



GLOBO		G30 y G40			
Clave		Descripción			Watts
81609	G30	60 125 E26	BLANCO		60
81608	G30	60 125 E26	CLARO		60
81615	G40	100 125 E26	BLANCO		100
81612	G40	75 125 E26	BLANCO		75
81611	G40	75 125 E26	CLARO		75

Figura 1.2.2.6.- Lámparas incandescentes decorativas tipo globo.

1.2.3 Lámparas incandescentes tipo reflector

CONCENTRA reflector uso interior 125 V

Estos reflectores se pueden utilizar en salas de recepción, escaparates, locales comerciales e incluso el hogar gracias a su haz de luz concentrado con el que se puede dirigir la luz.



Figura 1.2.3.1- Lámparas incandescentes tipo reflector uso interior.

CONCENTRA reflector uso interior en colores 125 V

De acuerdo al múltiple uso de los reflectores en iluminación decorativa la línea de colores es de suma importancia para darle vida a una iluminación festiva.



Figura 1.2.3.2- Lámparas incandescentes tipo reflector uso interior en colores.

CONCENTRA PAR 38 uso exterior 125 V

Estos reflectores son ideales para su uso comercial ya que son resistentes a la intemperie debido a su vidrio duro y un reflector parabólico de aluminio que ofrece una excelente distribución de luz.



Figura 1.2.3.3- Lámparas incandescentes tipo reflector PAR 38 uso exterior.

Concentra par 38 uso exterior en colores 125 V

Estos reflectores son ideales para iluminar jardines, patios y lugares exteriores en los que se requiere iluminación en color.

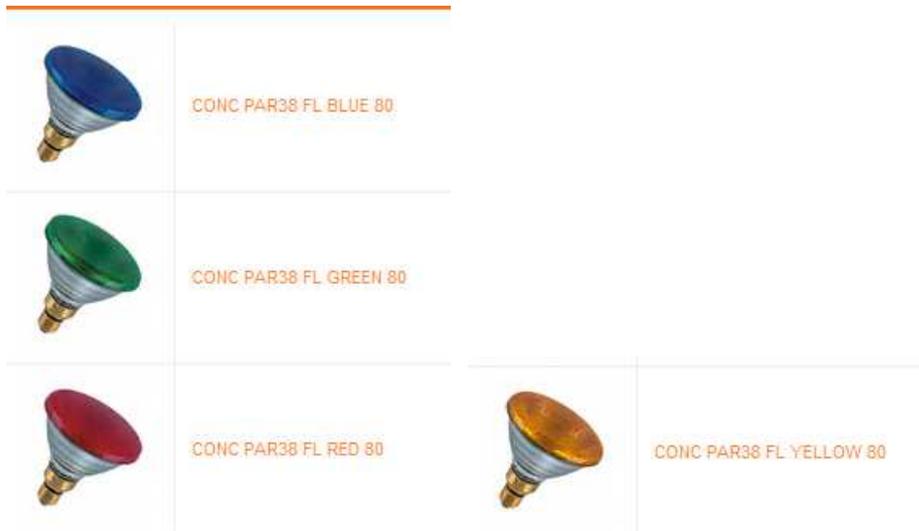


Figura 1.2.3.4.- Lámparas incandescentes tipo reflector PAR 38 uso exterior en colores.

1.2.4 Lámparas incandescentes especiales

SICCATHERM Radiador infrarrojo para uso industrial 125 V

El radiador infrarrojo se caracteriza por emitir una radiación de calor muy parecida al sol. Sus cualidades especiales la hacen ideal en procesos de secado especialmente de esmalte o laca y calentamiento artesanal e industrial como en los sectores: automotriz, metalúrgico, químico y farmacéutico, así como en trabajos de imprenta, maderas, muebles, textiles, alimentos, tabaco y cuero entre otros. Evapora, carboniza, polimeriza y pasteuriza.

El secado y calentamiento por la absorción de radiación caliente completamente el producto no solo en la superficie. En la ganadería, la radiación se utiliza para filtrar directamente al cuerpo del animal calentado la piel y tejidos musculares interiores para:

- Crecimiento más rápido
- Mayor defensa contra enfermedades
- Menor pérdida de crías
- Cuadras limpias e higiénicas

Es también de gran ayuda en procesos para productos agrícolas.

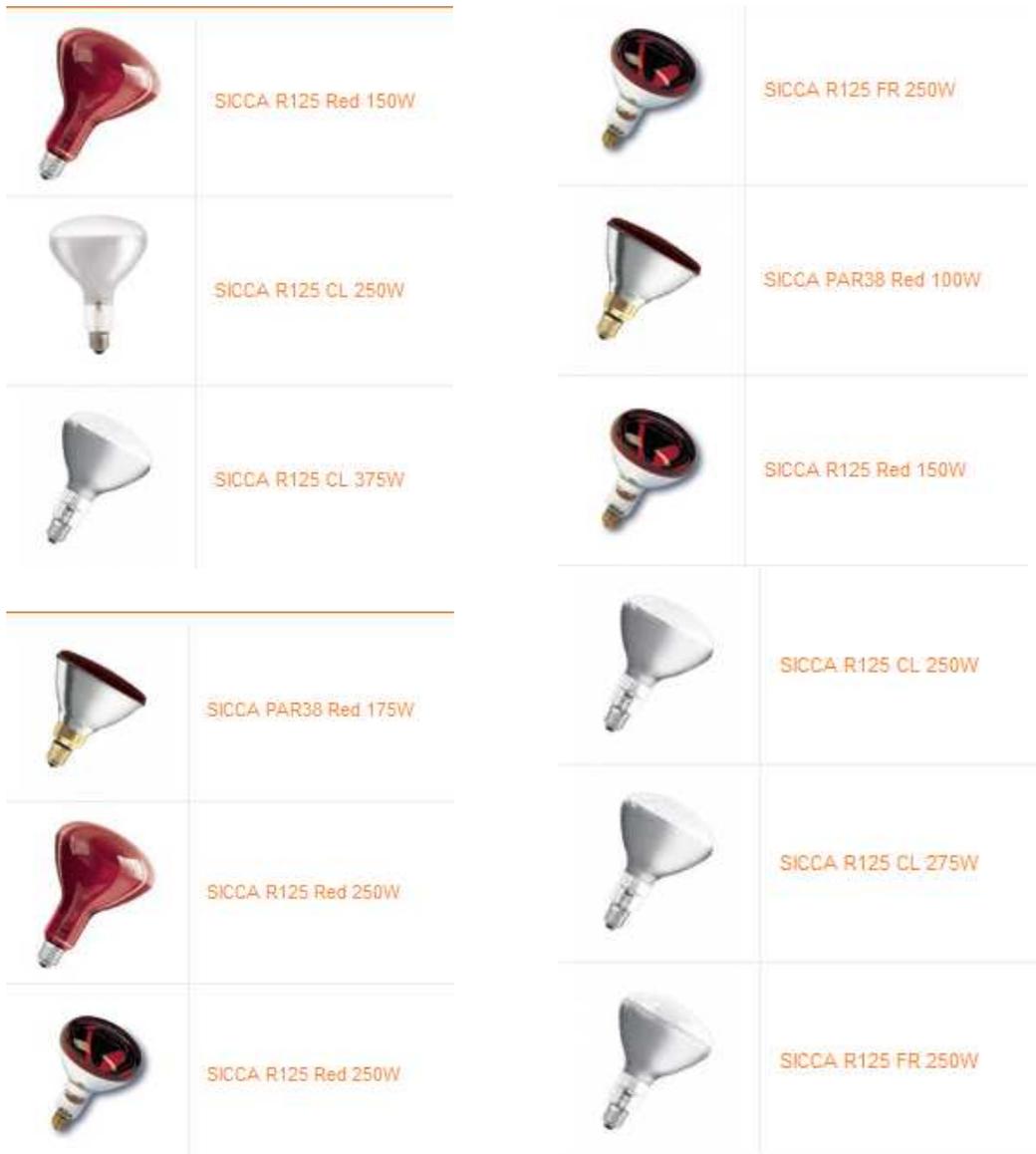


Figura 1.2.4.1.- Lámparas incandescentes tipo SICCATHERM.

THERATHERM Radiador infrarrojo medicinal e industrial

Es un radiador calorífico con poder de penetración, por medio de una radiación infrarroja de onda corta muy parecida al sol, producido por filamentos incandescentes especiales que se encuentran dentro de una ampolla de vidrio dura en forma paraboloides con un reflector interior y un filtro rojo.

Alcanza su completa eficiencia térmica inmediatamente después de haber sido encendido. El calor recibido se distribuye fisiológicamente en el cuerpo, las células y los órganos que

están expuestos a la radiación y por medio de una dilatación de los vasos sanguíneos se consigue una mejor circulación de la sangre. Así es posible una reducción acelerada de los residuos del metabolismo.

Su eficiencia basada en el alto poder de penetración produce en el organismo un efecto curativo y calmante contra todos los dolores en donde se recomienda terapia calorífica como:

- Reuma
- Dolores musculares
- Artritis
- Lumbago
- Neurologías de cara
- Gripe
- Catarros
- Sinusitis
- Infecciones de garganta
- Heridas
- Cicatrices recientes
- Hemorragias
- Dolores de dientes después de intervenciones quirúrgicas

También son apropiados para tratamientos de belleza, gimnasia ortopédica, consultorio médico, masajistas y de uso industrial ya que la mayor parte de la radiación penetra por la epidermis y la capa germinativa sin absorberla, siendo el daño insignificante del cutis.



Figura 1.2.4.2.- Lámparas incandescentes tipo THERATHERM.

Linestra

Estas lámparas tubulares emiten luz placentera y suave, libre de deslumbramientos.

INSECTA

Su pigmento especial produce una luz amarilla por lo cual los insectos son ciegos y no son atraídos por la lámpara. Ideales para casas de campo, costas y lugares de veraneo.

INSECTA A19		Clave	Descripción	Watts
	81483	A19 100 125 E26	REPELENTE	100
	81481	A19 40 125 E26	REPELENTE	40
	81482	A19 60 125 E26	REPELENTE	60

Figura 1.2.4.3.- Lámparas incandescentes tipo INSECTA.

Luz de día 125 V – Bulbo azul transparente

Emite una luz azulada que evita el cansancio y fatiga visual. Es adecuada para realizar trabajos donde se requiere fijar la vista como planos y dibujo técnico.

Luz de Día A19		Clave	Descripción	Watts
	81486	A19 100 125 E26	LUZ DE DIA	100
	81484	A19 60 125 E26	LUZ DE DIA	60
	81485	A19 75 125 E26	LUZ DE DIA	75

Figura 1.2.4.4.- Lámparas incandescentes tipo luz de día.

Para anuncio 125 V

Gracias a sus pequeñas dimensiones y bajas potencias, son ideales en anuncios luminosos, marquesinas y letreros espectaculares.

Para horno y refrigerador 125 V

Especialmente diseñadas para resistir las altas temperaturas de hornos o bien, condiciones de muy bajas temperaturas como en los refrigeradores

para refrigerador A15			
Clave	Descripción		Watts
81819	A15 15 125 E26	CLARO	25
81463	A15 15 125 E26	PERLA	25
81454	A15 25 125 E26	CLARO	40
81455	A15 25 125 E26	PERLA	40
81461	A15 40 125 E26	PERLA	40

para horno P45			
Clave	Descripción		Watts
81542	P45 25 125 E14	CLARO	25
81891	P45 25 125 E26	CLARO	25
81584	P45 25 125 E26	PERLA	25
81582	P45 40 125 E14	CLARO	40
81453	P45 40 125 E26	BLANCO	40
81878	P45 40 125 E26	CLARO	40
81645	P45 40 125 E26	PERLA	40

para horno P45			
Clave	Descripción		Watts
81702	P45 40 230 E14	CLARO	40

Figura 1.2.4.5.- Lámparas incandescentes para horno y refrigerador.

1.3 Especificaciones y requerimientos solicitados por el cliente

En la actualidad una de las compañías más importantes dedicada al ramo de la iluminación, entre las diferentes lámparas que se fabrican, en la categoría de incandescentes se encuentran las lámparas tipo A 17, estas lámparas siguen teniendo una gran demanda y son comercializadas en gran escala a nivel nacional.

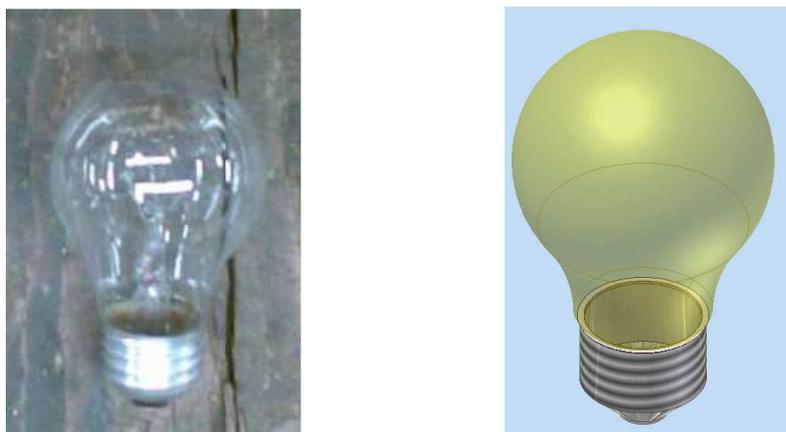
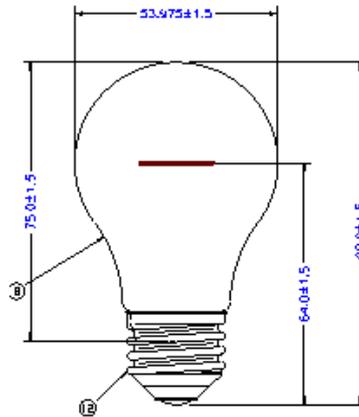


Figura 1.3.1.- Lámpara incandescente tipo A-17.

MEXICO	HOJA DE PROCESO PARA LAMPARAS INCANDESCENTES	Código:
DATOS DE CONSTRUCCIÓN	A 17 / 100 W / 125 V / CLARO / E26 / 10PK - 1PK	E-2221.7.112
Fecha de Emisión:	14.04.09	Hoja:



El dibujo no está a escala
ACOT. mm

Figura 1.3.2.- Dimensiones de lámpara A-17 especificadas por el cliente.

El proceso de empaque inicia cuando el operador en turno deposita las lámparas inspeccionadas en una mesa de acumulación.



Figura 1.3.3.- Inspección visual de lámparas A-17.

Posteriormente las lámparas se introducen de forma manual en forros que inicialmente están cerrados, estos forros se utilizan para proteger las lámparas de posibles impactos o caídas hasta llegar al usuario final, además de llevar impresa la descripción, marca y características de las lámparas que contienen.

ESPECIFICACIÓN DE PRODUCTO
FORRO A17 100W 125V CLARO

REVISIÓN: 0
PÁGINA: 1 / 2
EMISIÓN: 06.07.09



El dibujo no está a escala y sólo sirve como referencia.
El bulbo sólo sirve como referencia de ubicación.

Figura 1.3.4.-Forros de lámparas incandescente tipo A-17.

Inicialmente los forros se encuentran empacados en cajas las cuales contienen un promedio de 2000 forros, actualmente los forros son tomados uno por uno de la caja que los contiene para posteriormente abrirlos, sostenerlos e introducir las lámparas.



Figura 1.3.5.-Forro cerrado.



Figura 1.3.6.-Forro abierto.

Una vez que las lámparas son introducidas en los forros, es necesario que la posición de las lámparas sea intercaladas (requerimiento establecido por el departamento de mercadotecnia).



Figura 1.3.7.-Posición intercalada.



Figura 1.3.8.-Orientación de lámparas en forros.

Como paso final las lámparas son colocadas en arreglos de 5x2 (cinco columnas dos filas), envueltas en plástico PVC y finalmente empacadas en cajas para su distribución.



Figura 1.3.9.- Orientación y arreglo de lámparas 5x2, envueltas en plástico PVC.



1.4 Planteamiento de problema

La problemática surge de la necesidad de “automatizar el proceso de introducir las lámparas en los forros”, debido a que dos y en ocasiones cuatro operadores están dedicados a realizar esta actividad, por tanto, la mano de obra resulta insuficiente y el contratar más operadores o recurrir a tiempo extra para cumplir con los tiempos establecidos de producción genera mayores gastos de inversión.



Acumulación de
producto

Figura 1.4.1.- Operadores dedicados a la inserción de lámparas en forros.

La compañía dedicada a la iluminación requiere de un sistema capaz que atienda las siguientes necesidades:

1. La posición de las lámparas deben de estar intercaladas.
2. La velocidad requerida para desarrollar esta actividad es de 4000 lámparas por hora.
3. La línea trabaja tres turnos por día de lunes a sábado.
4. Se cuenta con servicio de aire a alta presión de 5Kg/cm³.
5. Los componentes eléctricos, electrónicos y neumáticos debe cumplir con los estándares de la compañía (el anexo H presenta la lista de materiales estándares que utiliza la compañía).

1.5 Sumario

En este capítulo se presentan los antecedentes históricos de las lámparas incandescentes, así, como los diferentes tipos que se producen comercialmente en el mercado y sus principales aplicaciones. Además, también se mencionan los requerimientos necesarios que la compañía requiere para la manipulación de su producto.

2

METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO

Este capítulo describe la metodología general de diseño utilizada para la solución del problema, así como el funcionamiento y modelos geométricos generales de los diferentes subsistemas que integrarán el sistema.

2.0 DISEÑO

Es el propósito esencial de la ingeniería, comienza con el reconocimiento de una necesidad y la concepción de una idea para cubrir esta. Tiene por objetivo cubrir las necesidades humanas, particularmente aquellas que se pueden resolver por factores tecnológicos. Si un diseño puede ser propiamente ejecutado con una tecnología simple, o con un proceso que pueda ser reducido a una rutina que pueda aprender y desarrollar un técnico, entonces no se requiere el diseño de ingeniería. Cuando la tecnología apropiada es compleja, su aplicación no es obvia y cuando la optimización y predicción de resultados, requiere procedimientos analíticos, entonces, se dice que se requiere diseño de ingeniería.

2.1 Filosofía del diseño

La filosofía proporciona los principios, conceptos y métodos fundamentales que son relevantes a un conjunto de problemas, esto conduce a un desarrollo de teorías, leyes y reglas, así como, métodos detallados para su aplicación, esto último es la disciplina.

Para desarrollar una filosofía del diseño, se deben seleccionar aquellos principios y conceptos que son de mayor generalidad, consistentes, útiles y que puedan conducir a una disciplina del diseño. A partir de esto se formulará una metodología mediante la cual la disciplina del diseño es aplicada en el sentido más general. La filosofía del diseño implica tres partes:

1. Conjunto de principios y conceptos, así como sus consecuencias lógicas.
2. Disciplina operacional que conduce a la acción.
3. Elementos de crítica retroactivos, el cual mide las ventajas y detecta otras soluciones y direcciones de la mejoría.

2.2 Morfología general del diseño

Un proyecto pasa por una serie de fases principales, las cuales son:

1. Estudio de Factibilidad

El propósito de esta fase es obtener un conjunto de soluciones útiles al problema de diseño. El primer paso en este estudio es demostrar si la necesidad primaria, que se supuso válida, efectivamente existe o cuando menos hay evidencia suficiente de su existencia latente. El segundo paso es explorar el problema de diseño engendrado por la necesidad e identificar elementos tales como limitaciones de parámetros y criterio principal de diseño. El siguiente paso es concebir el mayor número de soluciones viables al problema, físicamente, las soluciones potencialmente útiles son seleccionadas en tres etapas y considerando lo siguiente:

- ✓ Físicamente practicables
- ✓ Valor económico
- ✓ Financiablemente factible.

2. Diseño Preliminar

El propósito de este diseño preliminar es establecer cuál de las alternativas propuestas es el mejor concepto de diseño. Cada una de las soluciones es sujeta a un análisis de orden de magnitud hasta que la evidencia sugiere que la solución particular es inferior a alguna de las otras o que es superior a todas las otras. La solución sobreviviente es tentativamente aceptada para exámenes

más detallados. Estudios de síntesis son indicados para establecer en primera aproximación el rango en el cual los principales parámetros de diseño de sistema deben de ser controlados. Otros estudios investigarán las tolerancias en las características de los componentes principales y materiales críticos que serán requeridos para asegurar compatibilidad y los ajustes propios del sistema, estudios posteriores examinarán hasta qué grado las perturbaciones del medio ambiente o fuerzas internas afectarán la estabilidad del sistema. A continuación estudios del proyecto son efectuados, dirigidos hacia la cuestión del tiempo que tomará desarrollar la solución.

3. Diseño Detallado.

Su propósito es proporcionar a la descripción de ingeniería, un diseño probado y producible, en esta fase la exploración debe conducir a una decisión final para el concepto de diseño particular o bien el proyecto debe de ser abandonado por no ser factible. Modelos experimentados son construidos para revisar otras ideas que no pueden ser revisadas analíticamente, componentes, prototipos parciales y finalmente prototipos completos son probados conforme la necesidad por información se incrementa, esta información resultante de los programas de prueba, proporciona una base para el rediseño y refinamientos, hasta que una descripción de ingeniería de un diseño justificado es obtenido.

4. Planeación Para Producción.

Esta fase involucra muchos pasos que varían en forma y detalle según el tipo de industria, algunas industrias de producción masiva son:

- ✓ Planeación detallada de los procesos de manufactura según se requiera por cada parte, cada sub ensamble y el ensamble final. La información generalmente es exhibida sobre hojas de proceso.
- ✓ Diseño de herramientas y bancos de sujeción.
- ✓ Planeación, especificación ó diseño de nueva producción y facilidades de la planta.
- ✓ Planeación del sistema de control de calidad.
- ✓ Planeación para el personal de producción.- Las especificaciones de trabajo son desarrolladas, y son estimados tiempos estándares, así como costos de mano de obra.
- ✓ Planeación para control de producción.- Horarios de trabajo y controles de inventario son desarrollados, son establecidos costos estándar por mano de obra, materiales y servicios e integrados al sistema contable.
- ✓ Planeación del sistema de flujo de información.- Es determinada la información necesaria para transmisión de instrucciones y se prevé retroalimentación de datos para control.
- ✓ Planeación financiera.- La fuente de este financiamiento debe ser cuidadosamente establecida y la forma y rango de recuperación del capital establecido.

5. Planeación Para Distribución.

Los problemas de distribución con frecuencia tienen una influencia importante sobre el diseño original del producto. El propósito de esta fase es planear un sistema efectivo y flexible de distribución del producto diseñado, algunos de los aspectos a considerar para la planeación de distribución son:

- ✓ Diseño y empaque del producto.- La intención de este punto es facilitar el manejo del producto.
- ✓ Planeación del sistema de almacenamiento.- El lugar óptimo donde se resguardara el producto.

- ✓ Diseño del producto para condiciones originadas en distribución.- Tales como, vida en anaquel, exhibición atractiva y acondicionamiento final antes de entregar al consumidor.

6. Planeación Para Consumo

El propósito de esta fase es incorporar en el diseño ejemplos de servicios adecuados y proporcionar una base racional para mejoría del producto y rediseño, se tienen los siguientes pasos:

- ✓ Diseño para mantenimiento.
- ✓ Diseño por confiabilidad
- ✓ Diseño por seguridad
- ✓ Diseño por conveniencia de uso (tomando en cuenta factores humanos)
- ✓ Diseño estético.
- ✓ Diseño para economía operacional.
- ✓ Diseño para duración adecuada del servicio.

7. Planeación Para El Retiro Del Producto

El propósito de esta fase es tomar en consideración los problemas asociados con retiro y disposición de un producto, los puntos a considerar para esta fase son:

- ✓ Diseño para reducir el rango de obsolescencia, tomando en consideración los efectos anticipados de desarrollos técnicos.
- ✓ Diseño de la vida física de acuerdo con la vida de servicio esperado.
- ✓ Diseño para distintos niveles de uso, de tal forma que cuando la vida de servicio en nivel superior termina, el producto es adaptado para seguir en uso a un nivel inferior
- ✓ Diseño del producto en forma tal que materiales de desperdicio y de larga vida puedan ser recuperados.
- ✓ Examen y pruebas en laboratorio, de productos que han terminado su vida activa para obtener información útil al diseño.

2.3 Metodología a implementar para el diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes

Primeramente es importante mencionar y establecer los objetivos de la metodología para el diseño, lo cuales ayudarán a delimitar los pasos a realizar, obteniendo así una mejor solución al problema. Los objetivos generales de la metodología para el diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes son los siguientes:

- 1) Obtener un diseño integral de los diferentes subsistemas de un sistema global capaz de realizar las actividades de orientación adecuada de lámparas, apertura de forros e inserción de lámparas en forros, para las lámparas incandescentes tipo A-17.
- 2) Lograr la satisfacción de los requerimientos del cliente.

Los objetivos particulares que se pretende alcanzar son:

- a) Diseñar un sistema versátil para la inserción de lámparas en forros en la categoría A-17 de lámparas incandescentes para potencias de 60, 75 y 100 Watts, así, como también la manipulación de las lámparas tipo ESFERA 125V, DECOR COLOR 125 V, INSECTA Y LUZ DE DÍA 125V-BULBO AZUL TRANSPARENTE.

- b) Proporcionar una cantidad mayor a 4000 lámparas por hora, requeridas por la línea de producción.
- c) Diseñar un sistema que sea de bajo costo de mantenimiento.
- d) Aplicar la morfología general del diseño como guía para la solución del problema.

Una vez que los objetivos generales y particulares han sido establecidos, la metodología de diseño a implementar se ha dividido en tres etapas, las cuales son las que se presentan a continuación:

- Primera etapa: Comprensión del problema.
- Segunda etapa: Diseño conceptual.
- Tercera etapa: Diseño a detalle.

2.4 Primera etapa: Comprensión del problema

El proceso actual de inserción y orientación de lámparas en forros se realiza de forma manual, una vez que las lámparas han sido ensambladas en su totalidad son canalizadas por un transportador de salida, el cual tiene la función de desalojar el producto terminado de la línea de producción.



Figura 2.4.1- Transportador de salida para lámparas terminadas.

En la parte final del transportador de salida se localiza un operador que inspecciona la calidad del armado de cada una de las lámparas producidas, si el operador detecta cualquier anomalía las lámparas son separadas y rechazadas. Las lámparas que superan la inspección de calidad son depositadas en una mesa de acumulación para continuar con el proceso de empaque.



Figura 2.4.2.- Operador de inspección.

Ya que las lámparas se encuentran en la mesa de acumulación comienza el proceso de empaque, el cual consiste en insertar cada una de las lámparas producidas en los forros de protección y orientarlas en la posición intercalada requerida como ya se mencionó en el capítulo uno. Actualmente se encuentran dos operadores designados para realizar este proceso.



Figura 2.4.3.- Mesa de acumulación.

2.5 Segunda etapa: Diseño conceptual

En la etapa de diseño conceptual, una vez que se ha identificado todas las funciones, que debe realizar el sistema que cumpla con las expectativas del cliente, sigue la definición de formas, con lo cual se parte de la clasificación de los requerimientos del cliente, y posteriormente convertirlos en un modelo funcional. Hasta entonces se generan los conceptos de diseño, donde las ideas surgen para dar solución al problema. Obtenidas las metas de diseño, se procede a llevar a cabo la aplicación del diseño conceptual, con el objetivo de obtener el modelo funcional de manera estructurada para el sistema empacador de lámparas incandescentes.

2.5.1 Modelo geométrico y descripción funcional

Consiste en el modelo del sistema global y de los subsistemas. Su objetivo es definir formas y dimensiones de los componentes y del conjunto, partiendo de lo general a lo particular, es decir, comienza con el diseño del conjunto general y termina con la descripción técnica de cada componente. El sistema general propuesto estará conformado por los siguientes subsistemas:

- ✓ Subsistema transportador de ligas
- ✓ Subsistema dosificador de lámparas
- ✓ Subsistema orientador de lámparas
- ✓ Subsistema transportador de cadenas
- ✓ Subsistema acumuladores de forros
- ✓ Subsistema de apertura de forros
- ✓ Subsistema de inserción de lámparas en forros

La descripción del funcionamiento general de los subsistemas que conformarán el sistema empacador de lámparas incandescentes que estarán trabajando de manera conjunta es la siguiente. Las lámparas terminadas serán colocadas de forma manual en el transportador de ligas, estas pasarán al orientador de lámparas por medio del dosificador, el cual dejará pasar cierta cantidad de lámparas de forma consecutiva y detendrá las lámparas subsecuentes.

Las lámparas que se encuentren en el transportador de ligas tendrán una orientación vertical, entonces, cuando las lámparas sean depositadas en el orientador este cambiará la posición de vertical a horizontal y llevará a cabo el arreglo en la orientación de las lámparas solicitado.

El orientador de lámparas dejará caer una a una las lámparas ya orientadas en el transportador de cadenas para continuar con el proceso de insertarlas en los forros. El transportador de cadenas avanzará durante un lapso de tiempo y posteriormente será detenido, durante el tiempo en cual se encuentre detenido el transportador de cadenas se llevarán a cabo las actividades de apertura de forros e inserción de lámparas en forros. Cuando el transportador de cadenas reanude el avance las lámparas procesadas serán desalojadas del sistema. La descripción general del funcionamiento de cada uno de los subsistemas que conformarán el sistema empacador de lámparas incandescentes se presenta a continuación.

Subsistema transportador de ligas

El transportador de ligas será el primer componente del sistema empacador de lámparas incandescentes, su función será transportar las lámparas desde la parte baja del transportador hasta la sección horizontal donde estará localizado el dosificador de lámparas. La alimentación de lámparas al transportador de ligas se llevará a cabo de forma manual, una vez que el operador haya inspeccionado y aprobado las lámparas ya terminadas de la línea de producción este las depositará en la parte baja del transportador de ligas.

El transportador de ligas estará diseñado en dos secciones; la primera sección presentará una inclinación de 15° con respecto a la horizontal, ya que se pretende facilitar al operador de inspección el traslado de las lámparas que se encuentren en el transportador de salida hacia el transportador de ligas del sistema empacador. La segunda sección será completamente horizontal. El transportador de ligas estará diseñado para trabajar de forma continua, es decir, el sistema motriz del transportador no se detendrá a menos que exista una condición de paro de emergencia provocada por el usuario responsable del sistema.

La velocidad del sistema motriz será fija, y ya que no se requiere precisión en la posición y en la velocidad de avance, se utilizará un motor de corriente alterna de dos polos a bajas revoluciones, es necesario utilizar un reductor de velocidad debido a que los motores comerciales operan a revoluciones superiores a las requeridas para este subsistema. Cabe señalar que en caso de ser necesario un aumento de velocidad para este subsistema, se tendrá que aumentar el número de revoluciones de salida del sistema motriz, esto se puede llevar a cabo de tres formas;

1. Modificar el tamaño de los elementos de la transmisión de potencia.
2. Modificar el reductor.
3. Implementar un variador de frecuencia.

De las tres opciones anteriores la más razonable es implementar un variador de frecuencia, ya que en caso de realizar pruebas de velocidad la variación en la frecuencia inicial de operación del motor es muy rápida y sencilla, caso contrario de las dos opciones anteriores.

El sistema motriz del transportador de ligas que será presentado en este trabajo estará diseñado para abastecer de producto a los componentes posteriores en función del número de lámparas por hora requeridas por el cliente. Por tanto, no se contemplará utilizar variadores de frecuencia para los sistemas motrices.



Figura 2.5.1.1.- Modelo geométrico del transportador de ligas.

Subsistema dosificador de lámparas

La función del dosificador de lámparas es dejar pasar cierto número de lámparas de forma consecutiva y detener las lámparas subsecuentes que se encuentran en el transportador de ligas, cuando el transportador de cadenas esté avanzando el dosificador permitirá la salida de lámparas del transportador de ligas, cuando el transportador de cadenas se encuentre detenido el dosificador no permitirá la salida de lámparas. El dosificador de lámparas propuesto es del tipo hélice y su funcionamiento consiste en cuatro paletas unidas alrededor de un eje, este eje girará libremente al ser impulsado por las lámparas que golpearán cada paleta, en la parte superior del eje estará localizado un mecanismo que detendrá su movimiento, de esta manera las lámparas serán bloqueadas por las propias paletas.

El mecanismo que detendrá el movimiento del eje se podrá activar de dos formas; la primera forma es utilizar elementos magnéticos y la segunda es utilizar elementos neumáticos. En este diseño se ha decidido utilizar elementos neumáticos debido a que el tiempo de vida útil es prolongado, su mantenimiento es muy bajo y la empresa cuenta con servicio de aire a alta presión. El dosificador de lámparas estará diseñado para trabajar en sincronía con todos los subsistemas, su funcionamiento será manipulado de forma neumática y electrónica, en caso de paro de emergencia el dosificador no permitirá la salida de lámparas del transportador de ligas.

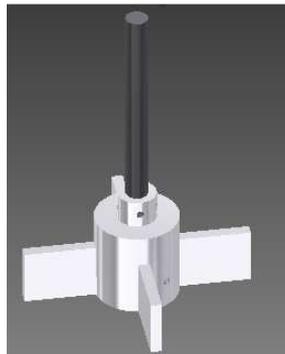


Figura 2.5.1.2.- Modelo geométrico del dosificador de lámparas.

Subsistema orientador de lámparas

El orientador de lámparas será una de las partes medulares de todo el sistema, ya que en este paso se llevará a cabo uno de los dos requerimientos establecidos por el cliente. El objetivo es entonces, posicionar de manera horizontal las lámparas verticales provenientes del transportador de ligas, así como intercalar la orientación de cada una de las lámparas y finalmente trasladarlas al transportador de cadenas para ser insertadas en los forros.

El orientador de lámparas estará compuesto por dos discos dosificadores; el primer disco dosificador contará con seis posiciones y estará colocado de manera horizontal muy próximo a la salida del dosificador de lámparas para llevarse las lámparas que salen del transportador de ligas, contará además con una guía alrededor de este para no permitir que las lámparas resbalen o se desequilibren. El segundo disco dosificador estará situado debajo del disco dosificador horizontal de forma vertical, contará con seis cavidades que permitirán transportar la lámpara depositada por el disco horizontal y no permitir su caída hasta que el disco haya rotado 180°. Las cavidades estarán intercaladas una a una de tal manera que una lámpara caerá en el transportador de cadenas al derecho (bulbo) y la siguiente caerá al revés (casquillo) obteniendo de esta manera la orientación intercalada solicitada por el cliente. El movimiento de los discos dosificadores estará sincronizado con el movimiento del transportador de cadenas, es decir, cuando el transportador de cadenas avance los discos dosificadores rotarán, de manera contraria, cuando el transportador de cadenas se detenga los discos dosificadores también se detendrán.

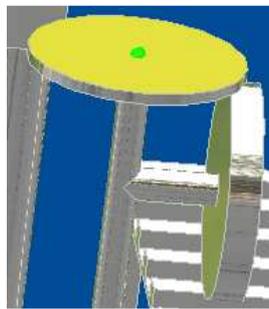


Figura 2.5.1.3.- Modelo geométrico del orientador de lámparas.

Subsistema transportador de cadenas

El transportador de cadenas será alimentado de lámparas provenientes de los discos dosificadores, por tanto, estará diseñado para transportar las lámparas ya orientadas a la etapa de inserción de lámpara en forro, así como desalojar las lámparas procesadas. Como ya se ha mencionado, este transportador recorrerá cierta distancia en un periodo de tiempo y se detendrá en su totalidad para llevar a cabo las actividades de apertura de forro e inserción de lámpara. El transportador, estará constituido por cuatro cadenas largas, con accesorios tipo aleta, las cuales sostendrán varias tablillas, estas tablillas serán la base donde recargarán las lámparas a la hora de ser depositada por los discos dosificadores. Montado sobre estas tablillas se localizarán los separadores de lámparas cuya función será separar e impedir que las lámparas se junten, manteniendo así la distancia adecuada para poder ser insertadas en los forros. Además de las cuatro cadenas largas ya mencionadas, el transportador contará con cuatro cadenas cortas sin accesorios, las cuales sostendrán a las pinzas de sujeción que permitirán mantener la forma abierta del forro después de que esta haya sido abierto, así como sujetar el forro al momento ser insertada la lámpara.

Los forros abiertos descansarán sobre dos guías que estarán localizadas a lo largo de la longitud de la estación de inserción de lámparas en forro. El transportador de cadenas estará diseñado para trabajar de forma indexada, es decir, el sistema motriz del transportador avanzará y se detendrá en un ciclo de trabajo, tomando en consideración que el sistema motriz se detendrá por completo en caso de que se active algún paro de emergencia. Se asume que los tiempos de arranque y paro del motor son despreciables ya que en base a los datos de diseño y las recomendaciones del fabricante se ha de seleccionar el motor ideal para las condiciones de operación del subsistema. La velocidad del sistema motriz será fija, para esta aplicación es de suma importancia mantener una

muy buena precisión en la posición y en la velocidad de avance, de este modo, se deberá utilizar un motor síncrono, debido a que los motores comerciales operan a revoluciones superiores a las requeridas para este transportador, será necesario utilizar un reductor de velocidad, dicho reductor deberá dar las revoluciones exactas demandas por el subsistema para cumplir con el tiempo requerido de avance y paro. El sistema motriz será el que gobierna todos los demás subsistema, por tanto, será necesario tener un buen control de la posición en la que se encontrará el eje de rotación, dicho control podrá conseguirse al adicionar componentes electrónicos de alta resolución. Los elementos mecánicos con los que contará este diseño serán seleccionados para que sean de bajo mantenimiento y de larga duración.

De igual manera, que en el caso del transportador de ligas, de ser necesario un aumento de velocidad en el sistema se tendrá que aumentar el número de revoluciones de salida del sistema motriz, como se menciono anteriormente la implementación de un variador de frecuencia conectado al motor presenta la opción más sencilla y fácil para el aumento de velocidad, tomando en cuenta que el costo de implementación no es barato.

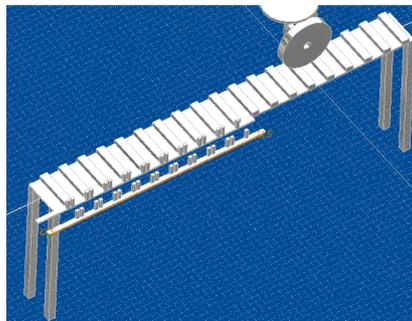


Figura 2.5.1.4- Modelo geométrico del transportador de cadenas.

Subsistema acumulador de forros

Se ha contemplado utilizar un conjunto de acumuladores de forros, los cuales almacenarán y abastecerán de forro necesario al sistema, los forros serán abiertos al jalarlos con el sistema para la apertura de forros y con la ayuda de una curva localizada en la parte final de cada acumulador. Los forros estarán apilados de manera vertical, por tanto, los forros de arriba empujarán a los de abajo por medio de gravedad para que sean alcanzados por el sistema de apertura de forros.

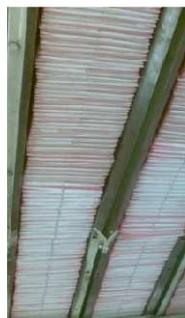


Figura 2.5.1.5.- Forros apilados.

No obstante, al no tener la suficiente cantidad de forros necesarios para ejercer presión a los forros de abajo, el sistema para la apertura de forros no alcanzará a tomar los forros, por lo que será necesario añadir un contrapeso en la parte superior de la pila de forros de cada uno de los acumuladores.

Cada uno de los forros serán abiertos y posteriormente colocados a cada una de las lámparas ya posicionadas y de orientación intercalada. Los forros serán colocados de forma manual y en la posición cerrada, tal y como se reciben del fabricante de forros en cada uno de los acumuladores. Los acumuladores de forros estarán unidos por medio de placas y soldadura, ya que será necesario mantener las distancias correctas entre cada uno de ellos.

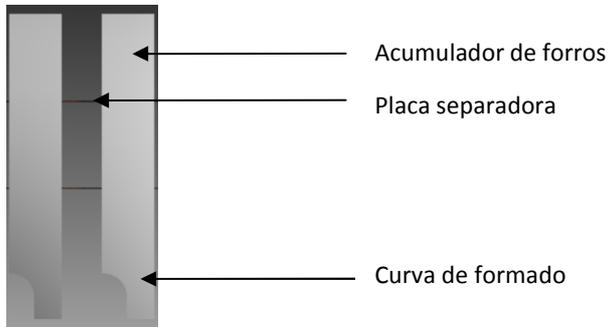


Figura 2.5.1.6.- Modelo geométrico del acumulador de forros vista frontal.

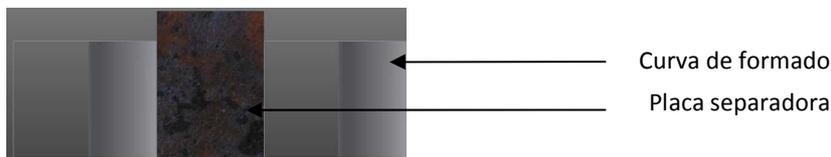


Figura 2.5.1.7.- Modelo geométrico del acumulador de forros vista superior.

Subsistema para la apertura de forros

Una vez que los forros se encuentren en los acumuladores y el transportador de cadenas se encuentre detenido, entrará en acción el subsistema para la apertura de forros, el cual estará compuesto por una guía que contendrá un arreglo de ventosas para generar vacío al entrar en contacto con la superficie de una de las caras del forro. El arreglo de ventosas junto con la guía serán impulsadas hacia arriba y hacia abajo por medio de dos cilindros, debido a que el tiempo de vida útil de los accesorios neumáticos es prolongado y la empresa cuenta con servicio de aire de alta presión se ha decidido utilizar elementos neumáticos para el desempeño de esta actividad. Los cilindros neumáticos cuentan con sensores de posición, los cuales serán utilizados para indicar que las ventosas habrán alcanzado la superficie del forro y generar en ese momento el vacío necesario para jalar los forros hacia las pinzas del transportador de cadenas.

De igual manera, el vacío que será generado al hacer contacto la ventosa con la superficie del forro será producido por una tobera neumática utilizando el servicio de aire de alta presión con el que cuenta la empresa. Es importante señalar que el vacío que se generará se aplicará a todo el conjunto de ventosas de forma simultánea, por lo que no se tendrá control del escape de vacío en el caso de que la presión en la pila de los forros no se adecuada.

Cabe resaltar que el sistema para la apertura de forros solo entrará en acción siempre que el transportador de cadenas este detenido y no sea activado algún paro de emergencia. El sistema para la apertura de forros contará con correderas en su base para poder ajustar la distancia ideal entre la superficie de la ventosa y la parte inferior de la guía donde asentarán los forros una vez que estos han sido abiertos y sostenidos por la pinzas del transportador de cadenas.

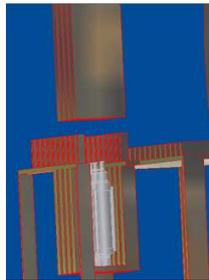


Figura 2.5.1.8.- Modelo geométrico del sistema para la apertura de forros.

Subsistema para la inserción de lámparas en forros

El subsistema para la inserción de lámparas tendrá la función de introducir las lámparas que se encuentren en el transportador de cadenas a los forros abiertos, al igual que el subsistema para la apertura de forros, este subsistema solo entrará en funcionamiento en el caso en que se encuentre detenido por completo el transportador de cadenas.

El subsistema para la inserción de lámparas estará constituido por una guía que entrará en contacto con las lámparas que se encuentren en el transportador de cadenas por medio de un cilindro neumático.

Este subsistema contará con correderas en su base para poder ajustar la distancia y altura ideal entre la superficie exterior de la guía y la distancia de carrera del vástago del cilindro que estará paralelo con la superficie frontal de las caras de los acumuladores de forros. Este cilindro cuenta con sensores de posición, los cuales serán utilizados para arrancar el sistema motriz del transportador de cadenas y poder continuar con los ciclos de trabajo.



Figura 2.5.1.9.- Modelo geométrico del sistema para la inserción de lámparas en forros.

El modelo geométrico en conjunto del sistema empacador de lámparas incandescentes propuesto se presenta en la siguiente figura.

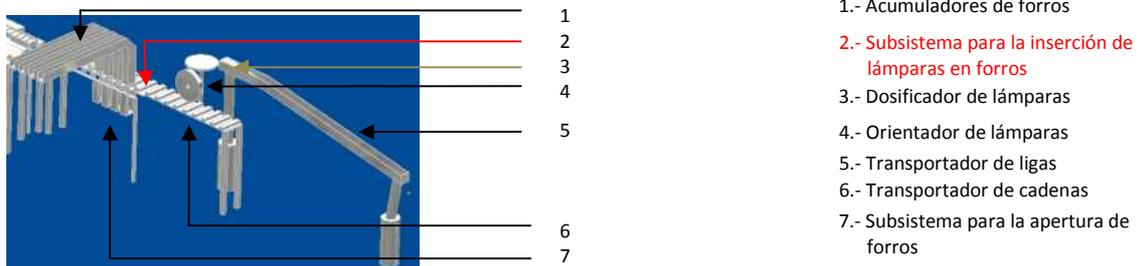


Figura 2.5.1.10.- Modelo geométrico del sistema propuesto.

Descripción del flujo de producto y arreglo del sistema empacador de lámparas incandescentes en línea de producción

La descripción del flujo de producto en el sistema empacador de lámparas incandescentes propuesto se presenta en la siguiente figura

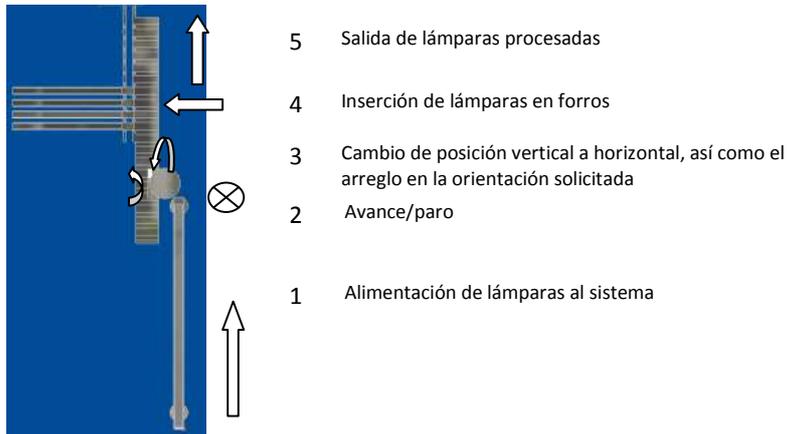


Figura 2.5.1.11.- Flujo del producto en el sistema propuesto.

El arreglo de todos los subsistemas que constituyen el sistema empacador de lámparas incandescentes montados en la línea de producción queda distribuido como se muestra en la siguiente figura.

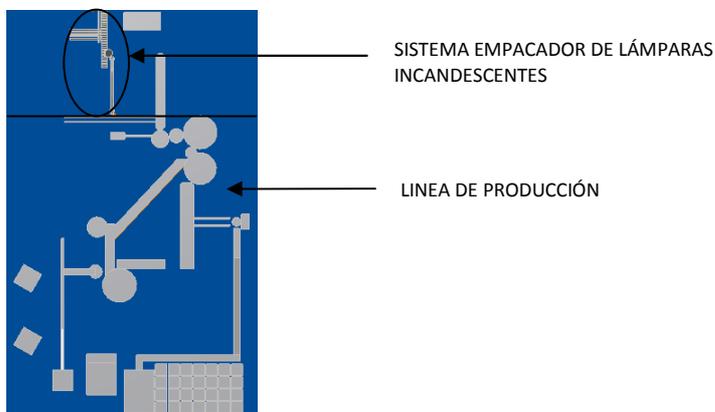


Figura 2.5.1.12.- Plantilla de la línea de producción y el sistema empacador de lámparas incandescentes.

2.5.2 Modelo de manufactura

Este modelo consiste básicamente en los siguientes puntos:

- ❖ Conjunto de documentos técnicos donde se expresan características del producto.
- ❖ Definición de formas.
- ❖ Rugosidad.
- ❖ Límites de tolerancia.
- ❖ Materiales empleados.
- ❖ Tratamientos térmicos (en el caso que los tenga).

El modelo para la manufactura de los elementos que forman los componentes de cada uno de los subsistemas serán presentados del anexo A al anexo G.

2.5.3 Restricciones

Las principales restricciones que rigen un diseño son:

- Restricción por cargas externas: Pueden ser mecánicas, térmicas, eléctricas o químicas.
- Restricciones especiales: Con seres humanos, otras piezas o con otros sistemas.
- Restricción funcional: Relacionadas con el ensamble o usos de herramientas.
- Restricciones por manufactura: Límites de forma, tamaño, normalización.
- Restricciones por norma: Características del diseño.

Cuando se realiza cualquier diseño, se tiene que considerar cuáles son sus alcances, esto con el objetivo de considerar el nivel de repercusión en cuestión de función que tendrá el diseño. Para entender las restricciones especiales del sistema empacador de lámparas incandescentes, se consideran los siguientes conceptos, de tal forma, que estos establecen los términos a considerar para el diseño.

- ❖ Humano
- ❖ Entorno
- ❖ Elementos físicos propios

Se entiende como factor humano, que la máquina deberá ser supervisada por una persona que este capacitada para trabajar con el sistema, que abastezca de forros el sistema y que de y/o avise para el mantenimiento a las partes de desgaste. El entorno, se refiere a tener las condiciones óptimas de espacio e instalaciones, para su correcta aplicación. Los elementos físicos propios, representan restricciones entre cada uno de ellos, ya que debe haber una secuencia de operación y alcance, para cada uno de estos elementos.

2.6 Tercera etapa: Diseño a detalle

Esta etapa consiste en convertir el concepto idealizado, en un croquis, bosquejo, entre otros. Con un conjunto de símbolos expresados en forma de lenguaje como el semántico, analítico, gráfico y físico, es decir, especificaciones, cálculos, modelos y prototipos en objeto físico. En esta fase la abstracción del modelo funcional debe convertirse en un modelo correcto, expresado en formas, dimensiones, acabados, especificaciones, entre otros. El diseño a detalle del sistema empacador de lámparas incandescentes se desarrolla en los capítulos 3, 4 y 5 del presente trabajo.

2.7 Sumario

Este capítulo hace énfasis del diseño como una disciplina que resuelve necesidades, las cuales pueden ser específicas o ambiguas.

Se ha planteado una metodología de diseño para satisfacer las necesidades y cumplir con los requerimientos del cliente, esta técnica será desarrollado con la finalidad de obtener un diseño conceptual, apegado a las necesidades específicas del cliente, acotándose las características que ha de reunir esté y obteniendo de este modo un concepto que llevé a la elaboración de dibujos, esquemas, planos, dimensiones y todas las características que harán de este un producto sustentado para fabricarse.

3

DESARROLLO DE PROPUESTA PRIMERA PARTE

Este capítulo presenta el análisis de los elementos mecánicos claves para el buen funcionamiento del transportador de ligas y el dosificador de lámparas, también muestra dibujos de ensamble para ambos mecanismos.

3. DESARROLLO DE PROPUESTA PRIMERA PARTE

3.1 Transportador de ligas

El transportador de ligas realiza la función de llevar las lámparas incandescentes ya terminadas desde la parte baja del transportador hasta la sección horizontal donde se localiza el dosificador de lámparas.

3.2 Sistema motriz

El sistema motriz es una de las partes más importantes del transportador de ligas, ya que este generará el par torsional y la velocidad necesaria para mover el eje motriz, el cual a su vez impulsará las dos ligas donde asentarán las lámparas que serán depositadas en la parte baja del transportador. El sistema motriz del transportador de ligas estará constituido por un motor de corriente alterna de dos polos y un reductor tipo planetario. En la parte final del reductor se localiza el eje de salida, el cual entregará el par torsor y el número de revoluciones por minuto requeridas.

I. Potencia requerida

La velocidad requerida en el eje motriz estará determinada a partir del número de piezas que han de procesarse en el intervalo de tiempo requerido por la compañía y la distancia que deben recorrer las lámparas durante un ciclo de trabajo. La distancia que debe recorrer una lámpara desde la parte baja de la sección inclinada hasta la parte final de la sección horizontal del transportador de ligas es de aproximadamente 2,170 mm \cong 7.2 ft.

Esta distancia deberá ser recorrida en un intervalo de tiempo de 5 segundos (suponiendo que el transportador sea indexado, es decir, que avance y se detenga en un ciclo de trabajo), este intervalo de tiempo estará ligado al tiempo de avance que será presentado en el capítulo cuatro para el transportador de cadenas. La potencia mínima que requiere el transportador de ligas estará en función de la distancia de 7.2 ft a cubrir y de la tensión que se aplique a las ligas que arrastrarán las lámparas.

El dato que presenta el proveedor de ligas para la tensión máxima que pueden soportar cada una de estas, es de 5.2 Kg fuerza \cong 11.5 lb fuerza, por tanto, se considerará la tensión máxima que dichas ligas pueden ser tensionadas. La potencia requerida será estimada con la ayuda de la ecuación de trabajo y energía de la siguiente manera

$$P = (F) (V_l) = (23 \text{ lb}) (1.44 \text{ ft/seg}) = 33.12 \text{ lb.ft/seg} = 0.06 \text{ Hp.}$$

Donde

$$V_l = \frac{d}{t} = \frac{7.2 \text{ ft}}{5 \text{ seg}} = 1.44 \text{ ft/seg}$$

Entonces, la potencia mínima requerida es de 0.06 Hp. Es necesario considerar una potencia mayor a la estimada al momento de seleccionar el tipo de motor a implementar, debido a un posible atascamiento por parte de alguna lámpara que presente orientación inadecuada. Sobre el eje de salida se montará una rueda dentada, la cual, por medio de una cadena de rodillos transmitirá el par torsor hacia otra rueda dentada de mayor tamaño, la cual a su vez impulsará el primer eje ó el eje motriz del transportador de ligas. Una vez que se ha determinado la magnitud del par torsor y el número de revoluciones por

minuto generadas por el sistema motriz, se procede a realizar el análisis, selección de material y diseño para la fabricación del eje motriz.

a) Características del motor seleccionado

El transportador de ligas estará diseñado para trabajar de forma continua, por tanto, la velocidad del sistema motriz es fija, y ya que no se requiere precisión en la posición y en la velocidad de avance, se utilizará un motor de corriente alterna de dos polos a bajas revoluciones. Como ya se ha mencionado antes, es de suma importancia que los componentes eléctricos y/o electrónicos estén dentro de la lista de materiales estándar requeridos por la compañía, por tanto, el motor seleccionado para esta aplicación debe estar dentro de los estándares solicitados.

Ya que es deseable que el motor ocupe el menor espacio posible, se pretende implementar un motor de tipo pared, entonces, en función de la potencia mínima estimada y de la forma en que será montado el motor en el transportador de ligas, las características del motor seleccionado son las siguientes

- Motor Eléctrico de corriente alterna
- Marca del motor: SIEMENS
- Número de fases: 2
- Frecuencia normal de operación: 60 Hz.
- Consumo de corriente a plena carga: 1.1 Amp.
- Potencia: $\frac{1}{4}$ de Hp.
- Número de Revoluciones por minuto: 1,400

b) Características del reductor seleccionado

Es necesario utilizar un reductor de velocidad debido a que los motores comerciales operan a revoluciones superiores a las requeridas para este sistema. De acuerdo con las características del motor seleccionado los reductores comercialmente disponibles de bajas rpm para este tipo de motor son de 200 rpm y 47 rpm. Será diseñada una transmisión de potencia a la salida del eje del reductor para incrementar las 47 rpm normales que entrega este, esto con la finalidad de evitar acumulación de lámparas en el transportador de ligas. Las características del reductor a implementar son las siguientes

- Rpm de entrada: 1600 a 1300
- Rpm de salida: 47
- Par torsional de salida: 14.6 N.m

El sistema motriz del transportador de ligas constituido por un motor de corriente alterna y un reductor tipo planetario ambos de la marca SIEMENS se adquieren en una sola pieza con el código de identificación B.S. 50000 parte 11 (I. E. C. 72) del catálogo de motores.



Figura 3.2.1.- Motor y reductor seleccionados.

3.3 Componentes mecánicos.

Esta sección presenta el análisis de los componente mecánicos que interactúan con fuerzas externas considerables, por tanto, se ha omitido el análisis del resto de las piezas mecánicas que conforman el transportador de ligas, debido a que las fuerzas externas analizadas con las que interactúan estas se han considerado despreciables.

a) Elementos transmisores de potencia

Las características de los elementos transmisores de potencia y componentes que interactúan con el eje motriz del transportador de ligas son los siguientes

- ❖ Dos poleas para cable de 8 mm de 3 pulgadas de diámetro, fabricadas en aluminio.

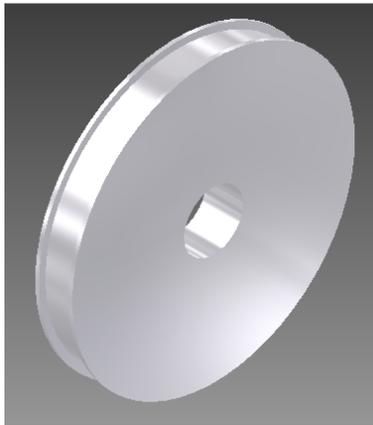


Figura 3.3.1- Polea para cable de 8 mm.

- ❖ Una rueda dentada N° 35, paso de 3/8", 30 dientes, Diámetro exterior 3.79", fabricada en acero de la marca MARTIN, N° de parte 35BS30, del catálogo MARTIN 1090, página E-20.



Figura 3.3.2.- Rueda dentada.

- ❖ Dos rodamientos montados tipo SC marca DODGE, con número de parte 124049 del catálogo D85 DODGE ENGINEERING, página B2-11.

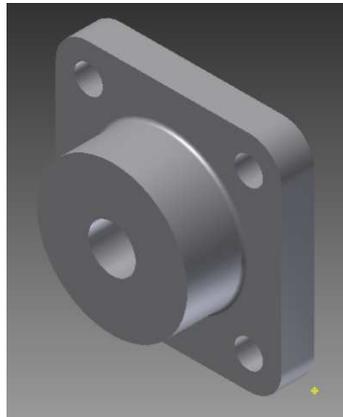


Figura 3.3.3.- Rodamiento montado tipo SC.

El análisis para la elección del tipo de rodamientos montados a implementar se presenta más adelante en el inciso e.

b) Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje motriz

El procedimiento analítico que se describe a continuación está basado en la norma ANSI B106.1 M-1985, para estimar el diámetro mínimo requerido en un eje de transmisión de potencia, el cual es analizado por torsión, flexión, fatiga y cortante invertido debido a las fuerzas externas producidas por los elementos transmisores de potencia que interactúan con el eje.

- ❖ Es necesario conocer la velocidad de giro que será transmitida al eje, en función del número de revoluciones por minuto (rpm) generadas por el sistema motriz y el número de dientes de las ruedas dentadas motriz y conducida, las rpm que recibe el eje son

Si		Entonces	
	$N_2 * n_2 = N_1 * n_1$		$n_2 = n_1 * \frac{N_1}{N_2} = 47 \text{ rpm} * \frac{30}{17} \cong 83 \text{ rpm}$
Donde	$N_1 = 47 \text{ rpm}; \quad n_1 = 30;$	y	$N_2 = 17$

Debido al sistema motriz y a la transmisión de potencia, el eje estará sometido a 83 rpm.

- ❖ Los elementos transmisores de potencia y componentes que interactúan con el eje motriz son dos poleas para cable (1,2), dos rodamientos montados (3,4) y una rueda dentada (5) cuyas características se han descrito en el inciso a.

- ❖ La ubicación de los elementos transmisores de potencia en el eje y las distancias aproximadas entre ellos se presentan en la siguiente figura.

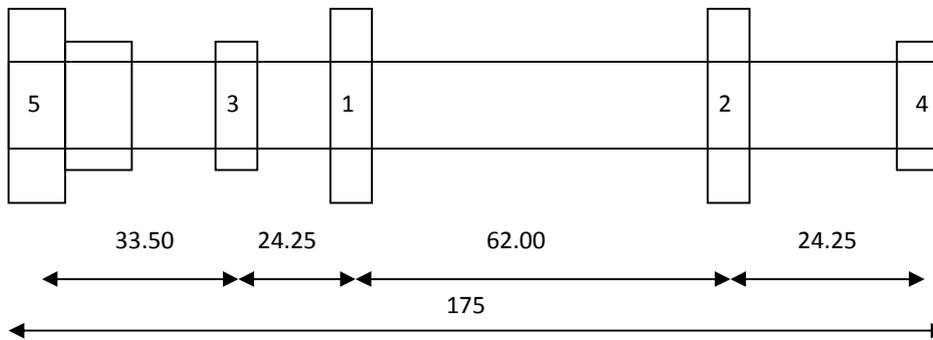


Figura 3.3.4.- Ubicación de los elementos transmisores de potencia (las distancias están en mm).

- ❖ Las ligas que pasan por encima de las poleas para cable presentan una inclinación aproximada de 42° , de igual manera la rueda dentada conducida presenta una inclinación de 20° , estas desviaciones se deben a la inclinación de 15° con respecto a la horizontal con la que está diseñado el transportador de ligas, así como las posiciones en las que se encuentran el resto de las poleas para cable, permitiendo así que las ligas puedan desplazarse, tales desviaciones se presentan en la siguiente figura.

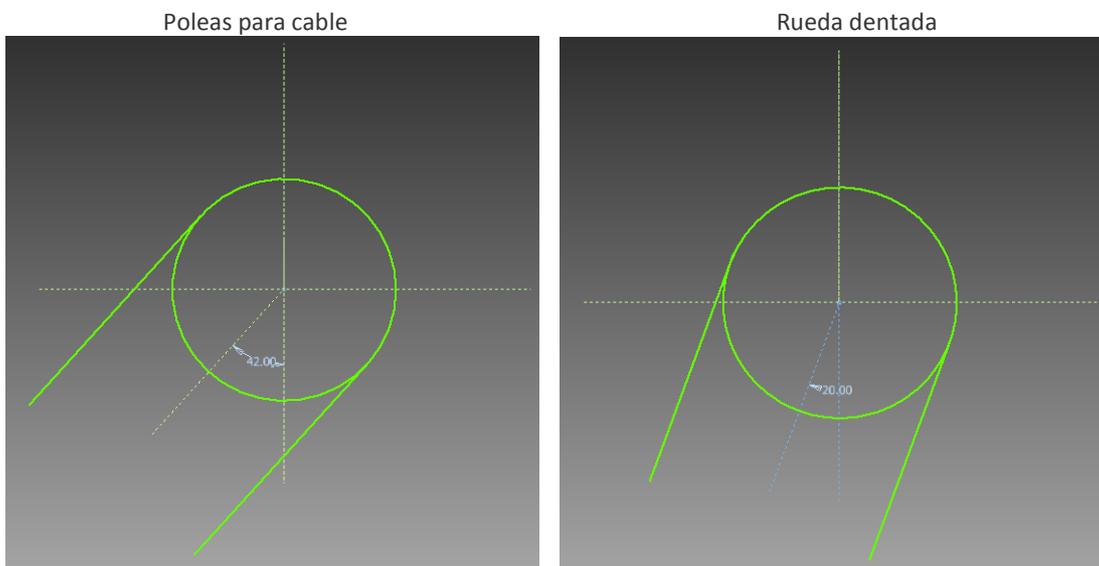


Figura 3.3.5.- Inclinación de los elementos transmisores de potencia.

- ❖ La forma en que los elementos transmisores de potencia estarán sujetos al eje motriz será por medio de cuñas tipo perfil, por tanto, será necesario llevar a cabo un análisis del tipo, forma y material de cuña a implementar, tal análisis se presentan en los incisos c y d.

- ❖ El par torsor que será desarrollado en cada uno de los elementos transmisores de potencia y de los componentes que interactúan con el eje motriz se describe a continuación

La potencia total que es generada por el sistema motriz se puede estimar de la siguiente manera

$$T = \frac{P}{n} \therefore P = n * T = (4.922 \text{ rad/seg.}) (14.6 \text{ N.m}) = 71.85 \text{ Watts} = 0.0963 \text{ Hp}$$

Donde $n = 47 \text{ rpm} = 4.922 \text{ rad/seg.}$ Y $T = 14.6 \text{ N.m}$

Rueda dentada (5).- Recibe toda la potencia suministrada por el sistema motriz, el par torsor T_5 generador en este punto es el siguiente

$$T_5 = \frac{P}{n} = \frac{71.85 \text{ Watts}}{8.7 \text{ rad/seg}} = 8.3 \text{ N.m}$$

Donde $P = 71.85 \text{ Watts}$ Y $n = 83 \text{ rpm} = 8.7 \text{ rad/seg.}$

Rodamiento montado (3).- Debido a que la potencia entregada es distribuida por medio de las dos poleas para cable, el par torsor generado T_3 en el rodamiento de pared es el mismo que el de la rueda dentada, por tanto, $T_3 = 8.3 \text{ N.m}$

Poleas para cable (1,2).- Se asume que la potencia es distribuida de igual manera en ambas poleas, entonces el par torsor que se genera en ambas poleas T_1 y T_2 es el siguiente

$$T_1 = T_2 = \frac{P}{n} = \frac{35.925 \text{ Watts}}{8.7 \text{ rad/seg}} = 4.13 \text{ N.m} \quad \text{Donde} \quad P = \frac{71.85 \text{ Watts}}{2} = 35.925 \text{ Watts.}$$

Rodamiento montado (4).- En este punto la potencia ya ha sido distribuida por ambas poleas, por tanto, el par torsor generado es cero.

- ❖ Las fuerzas que interactúan en el eje debido a los elementos de potencia son las siguientes

Rueda dentada (5).- La rueda dentada produce una fuerza flexionante sobre el eje, la cual se puede estimar de la siguiente manera

$$F_5 = \frac{T_5}{(D_p)/2} = \frac{8.3 \text{ N.m}}{0.0454 \text{ m}} = 183 \text{ N} \quad \text{Donde} \quad D_p = 3.58 \text{ pulg} = 0.0909 \text{ m}$$

Debido a la inclinación de 20° es necesario estimar la componente verticales F_{5y} y la componente horizontales F_{5x} de la fuerza F_5 generada.

$$F_{5y} = \text{Cos } 20^\circ * 183 \text{ N} = 172 \text{ N} \quad \text{Y} \quad F_{5x} = \text{Sen } 20^\circ * 183 \text{ N} = 63 \text{ N}$$

Polea para cable (1).- Se han considerado las ligas como bandas planas, debido a que estas puede patinar sobre las poleas para cable, estas poleas producen al igual que la rueda dentada una fuerza flexionante sobre el eje, la cual puede estimarse de la siguiente manera

$$F_2 = F_1 = \frac{(T_1 * 2)}{(D_p)/2} = \frac{(4.13 \text{ N.m}) * 2}{0.038 \text{ m}} = 217 \text{ N} \quad \text{Donde} \quad D_p = 7.6 \text{ cm} = 0.076 \text{ m}$$

Debido a la inclinación de 42° es necesario estimar la componente verticales F_{1y} y la componente horizontales F_{1x} de la fuerza F_1 generada.

$$F_{2y} = F_{1y} = \text{Cos } 42^\circ * 217 \text{ N} = 161 \text{ N} \quad \text{Y} \quad F_{2x} = F_{1x} = \text{Sen } 42^\circ * 217 \text{ N} = 145 \text{ N}$$

Las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia y las reacciones generadas por los rodamientos montados que se transmiten al eje motriz se ilustran en la siguiente figura.

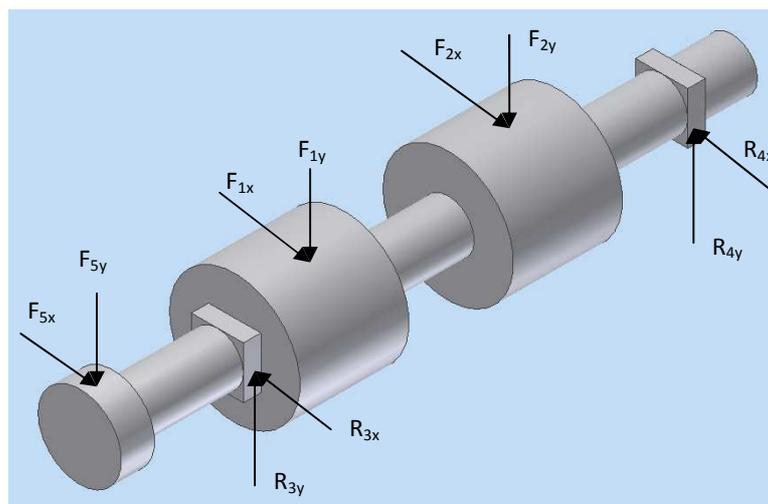


Figura 3.3.6.- Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje motriz.

- ❖ Si se considera al eje como una viga simplemente apoyada, las fuerzas y momentos flexionantes en los planos horizontal y vertical generados por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados, se pueden obtener por medio de los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante, como se presenta en las siguientes figuras.

Las fuerzas y reacciones en el plano horizontal generadas en el eje de transmisión debido a los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados se

presentan en la siguiente figura, donde $P_1 = F_{5x} = 63 \text{ N}$, $P_2 = F_{1x} = 145 \text{ N}$ y $P_3 = F_{2x} = 145 \text{ N}$.

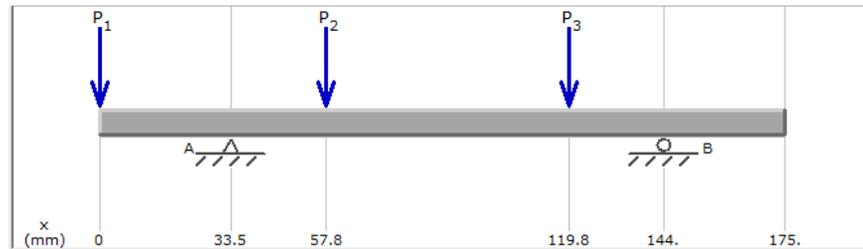


Figura 3.3.7.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal.

La magnitud de las reacciones en los rodamientos montados 3 y 4 son de 226.97 N y 126.03 N respectivamente.

El diagrama de fuerza cortante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el que se presenta a continuación.

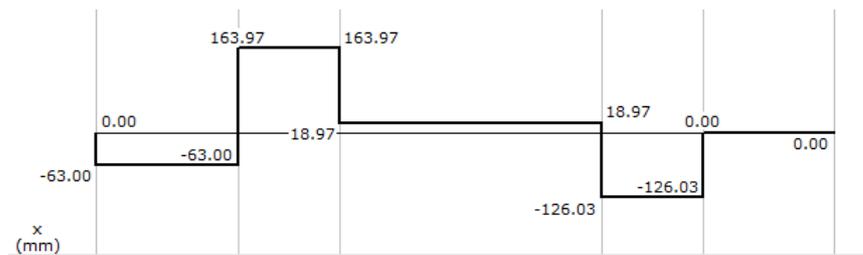


Figura 3.3.8.- Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal.

El diagrama de momento flexionante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el siguiente.



Figura 3.3.9.- Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal.

Las fuerzas y reacciones en el plano vertical generadas en el eje de transmisión debido a los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados se presentan en la siguiente figura, donde $P_1 = F_{5y} = 172 \text{ N}$, $P_2 = F_{1y} = 161 \text{ N}$ y $P_3 = F_{2y} = 161 \text{ N}$.

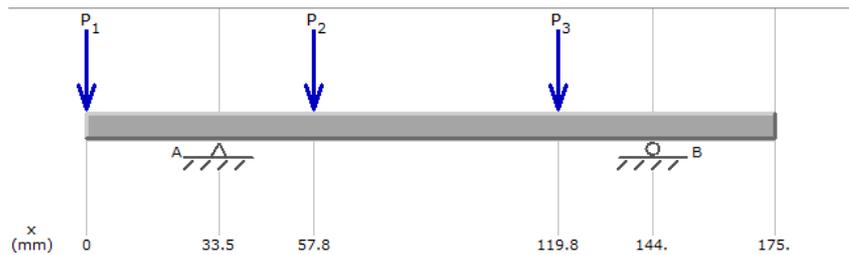


Figura 3.3.10.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano vertical.

La magnitud de las reacciones en los rodamientos montados 3 y 4 son de 385 N y 109 N respectivamente.

El diagrama de fuerza cortante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el que se presenta a continuación.

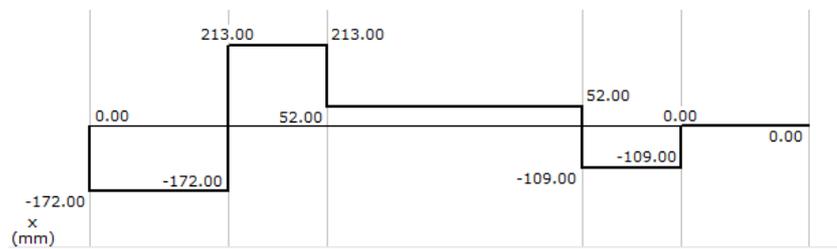


Figura 3.3.11.- Diagrama de fuerza cortante en el plano vertical.

El diagrama de momento flexionante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el siguiente.

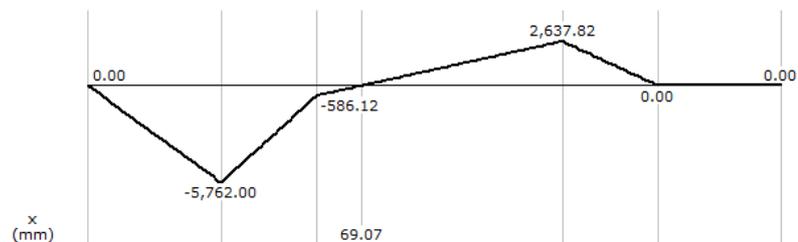


Figura 3.3.12.- Diagrama de momento flexionante en el plano vertical.

- ❖ El material propuesto para la fabricación del eje motriz es un acero dulce AISI 1020 laminado en caliente, con 25% de elongación, 55 ksi de resistencia a la fluencia y 30 ksi de resistencia a la tensión, ya que es recomendable utilizar un acero que presente buena ductilidad y buena maleabilidad.
- ❖ Ya que el material seleccionado para la fabricación del eje motriz presenta buena ductilidad y se tiene cierta incertidumbre en la magnitud de las fuerzas que puedan desarrollarse en las ligas debido algún atascamiento de lámparas, se utilizará un factor medio de seguridad $N = 3.5$

- ❖ Las cargas que generan las poleas para cable y la rueda dentada, producen esfuerzos repetidos e invertidos, ya que el eje es sometido a un esfuerzo de tensión seguido por un esfuerzo de compresión de manera continua.
- ❖ El método de análisis que se presenta a continuación se utiliza para estimar el diámetro mínimo necesario en el punto del eje donde se presenta la mayor concentración de esfuerzos debido a los esfuerzos normales invertidos y repetidos que se generan en el eje, este procedimiento estima el diámetro mayor que debe tener el eje motriz para operar con seguridad, el criterio a utilizar es el siguiente

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d \quad \text{Y} \quad \sigma_d = \frac{S_n'}{N}$$

- ❖ Ya que los elementos transmisores de potencia se fijarán al eje motriz por medio de cuñeros tipo perfil, el factor de concentración de esfuerzos generado por este tipo de elemento es de $K_t = 2.0$
- ❖ Para estimar la resistencia real a la fatiga (S_n') del material seleccionado se debe considerar cuatro factores; material, tipo de esfuerzo, confiabilidad y de tamaño, así como también, determinar la resistencia a la fatiga modificada S_n .

El valor del factor de material considerado para esta aplicación $C_m = 1.00$ pertenece a los aceros forjados, el valor del factor del tipo de esfuerzo considerador para esta aplicación $C_{st} = 1.00$ es utilizado para los esfuerzos flexionantes.

Ya que se requiere de una alta confiabilidad se ha elegido un valor $C_R = 0.75$, dicho valor se ha seleccionado a partir de la tabla que se muestra a continuación.

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.00
0.90	0.90
0.99	0.81
1.00	0.75

Tabla 3.3.1.- Factores de confiabilidad aproximados C_R .

Para determinar el factor de tamaño se plantea la hipótesis de que el diámetro máximo del eje será de 1 pulgada, esta hipótesis será comprobada más adelante. Con la hipótesis planteada y la siguiente figura se puede determinar el valor del factor de tamaño. Teniendo en cuenta que $0.30 \text{ pulg} < D \leq 2.0 \text{ pulg}$

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

Figura 3.3.13.- Factores de tamaño C_s .

Por tanto el valor del factor de tamaño es

$$C_s = \left(\frac{1 \text{ pulg}}{0.3}\right)^{-0.11} = 0.876$$

La resistencia a la fatiga modificada se determina en función de la resistencia de tensión del acero que en este aplicación es de 55 ksi y del proceso de manufactura utilizada para producir la pieza que en este caso es laminado en caliente, con estas dos condiciones se emplea la siguiente figura para estimar el valor de la resistencia a la fatiga modificada S_n .

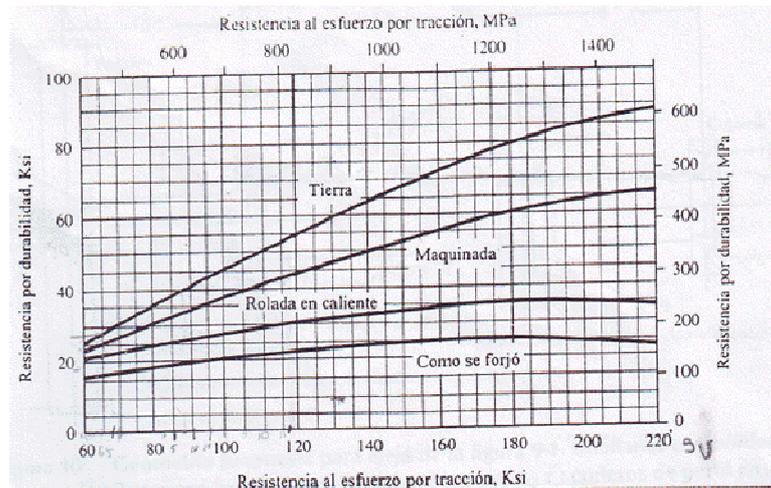


Figura 3.3.14.- Resistencia a la fatiga modificada S_n .

El valor de la resistencia a la fatiga modificada es aproximadamente $S_n = 19.00$ ksi.

Con los valores determinados de los cuatro factores y el valor de la resistencia modificada, podemos estimar las resistencia real a la fatiga con la siguiente expresión.

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s = 19.00 \text{ ksi} * 1.00 * 1.00 * 0.75 * 0.876 = 12,483 \text{ psi.}$$

Por tanto, el diámetro mínimo necesario, el cual será el diámetro mayor del eje motriz se calcula de la siguiente forma

Si

$$\sigma_d = K_t \sigma_{m\acute{a}x}$$

Y

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} C}{I} \quad \text{Que denota el esfuerzo de flexi3n en vigas}$$

$$\therefore \sigma_d = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{S} \quad \text{donde,} \quad S = \frac{I}{C}$$

De este modo

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{\sigma_d}$$

El momento máximo es generado por la segunda polea para cables como se observa en los diagramas de momento flexionante para los planos horizontal y vertical, la magnitud del momento máximo es la siguiente

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} = \sqrt{(3,049.97 \text{ N} \cdot \text{mm})^2 + (2,637.82 \text{ N} \cdot \text{mm})^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 4,032 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El esfuerzo de diseño en funci3n de la resistencia real a la fatiga es

$$\sigma_d = \frac{S_n'}{N} = \frac{12,483 \text{ psi}}{3.5} = 3,567 \text{ psi} = 24.6 \text{ Mpa.}$$

Entonces el m3dulo de secci3n es

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{\sigma_d} = \frac{4,032 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 2}{24.6 \text{ Mpa}} = 328 \text{ mm}^3$$

Si el m3dulo de secci3n S para una figura circular esta descrito por $S = \frac{\pi D^3}{32}$

$$\text{Entonces} \quad D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{(32)(328 \text{ mm}^3)}{\pi}} = 15 \text{ mm} = .5905 \text{ pulgadas.}$$

El valor del diámetro comercial más pr3ximo al valor calculado para una barra redonda es de $5/8'' = 0.625$ pulgadas.

Para comprobar la hipótesis propuesta se vuelve a determinar el módulo de sección, el factor de tamaño y la resistencia real a la fatiga con el valor del diámetro comercial seleccionado, esto se presenta a continuación.

Para $D = 0.625$ pulgadas = 15.875 mm, el módulo de sección es

$$S = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi (15.875 \text{ mm})^3}{32} = 392.77 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto, como era de esperarse el módulo de sección es mayor que el calculado inicialmente, además

$$K_t \sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} K_t}{S} = \frac{(4,032 \text{ N.mm}) 2}{392.77 \text{ mm}^3} = 20.53 \text{ Mpa.}$$

De este modo

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d$$

El factor de tamaño re calculado queda de la siguiente manera

$$C_s = \left(\frac{0.625 \text{ pulg}}{0.3} \right)^{-0.11} = 0.922$$

Dando una resistencia real a la fatiga de

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s = 19.00 \text{ ksi} * 1.00 * 1.00 * 0.75 * 0.922 = 13,145 \text{ psi} = 90.7 \text{ Mpa.}$$

La cual es mayor a la estimada inicialmente y por lo tanto, el valor del diámetro planteado en la hipótesis fue conservador mas no erróneo.

- ❖ Hasta aquí solamente se ha analizado un solo punto del eje motriz, de acuerdo al análisis anterior el diámetro mayor del eje es de 5/8", se verificará los diámetros mínimos requeridos en los demás puntos críticos del eje como se presenta en seguida

Rueda dentada (5).- A la izquierda de este elemento no existe fuerza cortante, par torsional ni momento flexionante, a la derecha no existe momento flexionante, pero se presenta par torsor, fuerza cortante y además se maquinará un cuñero tipo perfil, en el cual se desarrollará una concentración de esfuerzos. El diámetro mínimo requerido en este punto será analizado por fuerza cortante vertical y par torsor.

Dímetro mínimo requerido analizado por fuerza cortante vertical

$$D = \sqrt{\frac{(2.94)(K_t)(V_5)(N)}{S_n'}} = \sqrt{\frac{(2.94)(2.0)(183 \text{ N})(3.5)}{90.7 \text{ Mpa}}} = 6.5 \text{ mm}$$

Donde

$$V_5 = \sqrt{(V_{5x})^2 + (V_{5y})^2} = \sqrt{(63 \text{ N})^2 + (172 \text{ N})^2} = 183 \text{ N} \quad Y \quad K_t = 2.00$$

Dímetro mínimo requerido analizado por par torsor

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_5)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_5}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{(32)(3.5)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{8,300 \text{ N.mm}}{207 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 10.73 \text{ mm}$$

Donde

$$M_5=0, \quad S_y = 30 \text{ ksi} = 207 \text{ Mpa}, \quad Y \quad T_5 = 8.3 \text{ N.m} = 8,300 \text{ N.mm}$$

El análisis realizado por par torsor indica un diámetro mínimo de 10.73 mm, el valor comercial más próximo al calculado es de 7/16 pulg.

Rodamiento montado (3).- Este elemento estará atornillado en las placas del transportador de ligas, por tanto, no es necesario utilizar anillos de retención u escalones en el eje, debido a que la potencia de la rueda dentada es transmitida a este elemento, basta con analizar el lado derecho o izquierdo para estimar el diámetro mínimo necesario.

El diámetro mínimo requerido en este punto es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_3)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_3}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(3.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1.0)(6,136 \text{ N.mm})}{90.7 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{8,300 \text{ N.mm}}{207 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 13.81 \text{ mm} \approx .544''$$

Donde

$$M_3 = \sqrt{(M_{3x})^2 + (M_{3y})^2} = \sqrt{(2,110.5 \text{ N.mm})^2 + (5,762 \text{ N.mm})^2}$$

$$M_3 = 6,136 \text{ N.mm}$$

$$K_t = 1.0, \quad S_y = 30 \text{ ksi} = 207 \text{ Mpa}, \quad Y \quad T_3 = 8.3 \text{ N.m} = 8,300 \text{ N.mm}$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 9/16 pulg.

Polea para cable (1).- Al igual que la rueda dentada, las poleas para cables estarán unidas al eje motriz por medio de cuñeros tipo perfil, las fuerzas generadas en este punto son; par torsor, momento flexionante y fuerza cortante, basta con analizar el lado derecho o izquierdo del elemento, por tanto, el diámetro mínimo necesario es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_1)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_1}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(3.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2.0)(1,964 \text{ N.mm})}{90.7 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{4,130 \text{ N.mm}}{207 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 11.77 \text{ mm} \approx .463''$$

Donde

$$M_1 = \sqrt{(M_{1x})^2 + (M_{1y})^2} = \sqrt{(1,873.93 \text{ N.mm})^2 + (586.12 \text{ N.mm})^2}$$

$$M_1 = 1,964 \text{ N.mm}$$

$$K_t = 2, \quad S_y = 30 \text{ ksi} = 207 \text{ Mpa}, \quad Y \quad T_1 = 4.13 \text{ N.m} = 4,130 \text{ N.mm}$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 1/2 pulg.

Polea para cable (2).- A la izquierda de este elemento se genera par torsor y momento flexionante, existirá además una concentración de esfuerzos provocado por el cuñero tipo perfil, del lado derecho de la polea para cable no se genera par torsor debido a que la potencia restante es entregada por este elemento, entonces, el diámetro mínimo requerido es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_2)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_2}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(3.5)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2.0)(4,032 \text{ N.mm})}{90.7 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{4,130 \text{ N.mm}}{207 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 14.75 \text{ mm} \approx .581 \text{ in}$$

Donde

$$M_2 = \sqrt{(M_{2x})^2 + (M_{2y})^2} = \sqrt{(3,049.97 \text{ N.mm})^2 + (2,637.82 \text{ N.mm})^2}$$

$$M_2 = 4,032 \text{ N.mm}$$

$$K_t = 2, \quad S_y = 30 \text{ ksi} = 207 \text{ Mpa}, \quad Y \quad T_1 = 4.13 \text{ N.m} = 4,130 \text{ N.mm}$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 5/8 pulg.

Rodamiento montado (4).- Este rodamiento montado al igual que la anterior estará atornillado en las placas del transportador de ligas, por tanto, no es necesario utilizar anillos de retención o escalones en el eje, en este punto solo se genera una fuerza cortante de reacción como se aprecia en los diagramas de fuerza cortante para los planos horizontales y verticales. El diámetro mínimo requerido en este punto es analizado por la fuerza cortante vertical de reacción.

$$D = \sqrt{\frac{(2.94)(k_t)(V_4)(N)}{S_n'}} = \sqrt{\frac{(2.94)(1.0)(167 \text{ N})(3.5)}{90.7 \text{ Mpa}}} = 4.35 \text{ mm} = .171 \text{ pulg.}$$

Donde

$$V_4 = \sqrt{(V_{4x})^2 + (V_{4y})^2} = \sqrt{(126.03 \text{ N})^2 + (109 \text{ N})^2} = 167 \text{ N} \quad Y \quad K_t = 1.00$$

Debido a las pequeñas variaciones de las áreas transversales en los puntos críticos del eje, se ha decidido utilizar el diámetro mayor de los análisis anteriores, por tanto, el diámetro a utilizar para el diseño del eje motriz es de **5/8"**, reduciendo también el tiempo de fabricación y los maquinados del eje.

El material a utilizar para la fabricación del eje motriz es un acero dulce **AISI 1020 laminado en caliente**.

c) Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje motriz y poleas

Una cuña (o chaveta) es un componente de maquinaria que se instala en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia, con el objeto de transmitir par torsional. Se instala una ranura axial, maquinada en el eje, llamada cuñero, se hace una ranura similar en el cubo del elemento transmisor de potencia.

El tipo más común de cuñas para ejes, hasta 6 ½ pulgadas de diámetro, es la cuña cuadrada. La cuña rectangular, se recomienda para ejes más grandes, y para ejes pequeños donde se pueda tolerar la menor altura, a las cuñas cuadradas y rectangulares se les llama cuñas paralelas, porque sus caras superior, inferior y laterales son paralelas.

Los cuñeros en el eje y en el cubo se diseñan para que exactamente la mitad de la altura de la cuña se recargue en el lado del cuñero del eje, y la otra mitad este en el cuñero del cubo. En la práctica los cuñeros y las cuñas se pueden usar con radio de chaflán y biseladas, para reducir la concentración de esfuerzos.

La cuña y el cuñero son diseñados después de haber especificado el diámetro del eje, después con el diámetro de eje como guía, se selecciona el tamaño de la cuña, las únicas

variables que quedan son la longitud de la cuña y su material, se puede especificar una de ellas, y entonces se calculan los requisitos de la otra.

La longitud de la cuña se especifica como una porción aceptable de la longitud del cubo donde se va a instalar. Es importante proporcionar cierta holgura entre escalones achaflanados o ranuras de aro, para que no interactúen los efectos de las concentraciones de esfuerzos. Las cuñas con extremos cuadrados se usan con el cuñero tipo corredera de trineo.

Los materiales con los que se fabrican las cuñas deben presentar valores elevados de resistencia última de tensión y resistencia de fluencia, así, como una buena ductilidad (mayor del 10% de elongación).

Existen dos modos básicos de falla potencial de las cuñas que transmiten potencia:

- ◆ Corte a través de la interface eje/cubo.
- ◆ Falla por compresión, debido a la acción del empuje entre los lados de la cuña y el material del eje o cubo.

El siguiente procedimiento muestra el análisis y dimensiones de la cuña y cuñero para el eje motriz y las poleas para cables.

- ❖ El diámetro donde estará alojado el cuñero es de $5/8'' = 15.875$ mm.
- ❖ El material propuesto para la fabricación de la cuña es un acero AISI 1018 estirado en frío, cuyas propiedades mecánicas son [*Distribuidora Metálica*]:
 - Resistencia a la tracción.- 65,000 Psi.
 - Resistencia a la fluencia.- 55,000 Psi.
 - Elongación.- 28% (buena ductilidad).
 - Reducción de área.- 55%.
 - Dureza Brinell.- 167.
- ❖ La resistencia a la fluencia de los materiales con los cuales serán fabricados el eje motriz y la cuña son de 207 Mpa y 379 Mpa, respectivamente, por tanto, la resistencia a la fluencia del eje es menor que la resistencia a la fluencia de la cuña.
- ❖ Debido al diámetro nominal de $5/8''$ calculado con anterioridad, se recomienda utilizar una cuña de forma cuadrada, de $3/16''$ de espesor tal y como se aprecia en la siguiente figura.

Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
3/16	3/16	3/32	3/32	
7/16	7/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
3/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	3/16	3/16	1/4
1 3/8	1 1/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	3/4
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

Figura 3.3.15.- Tamaño y formas de cuña según el diámetro nominal del eje.

- ❖ Ya que la resistencia a la fluencia del eje es menor que la resistencia a la fluencia de la cuña, se analizará la longitud mínima de la cuña por esfuerzo cortante y esfuerzo de compresión como se presenta a continuación.

Esfuerzo cortante

$$L = \frac{2T_1}{(\tau_d)(D)(W)} = \frac{(2)(4,130 \text{ N.mm})}{(54 \text{ Mpa})(15.875\text{mm})(4.7625\text{mm})} = 2.023 \text{ mm.}$$

Donde

$$\tau_d = 0.5 \left(\frac{S_y}{N} \right) = 0.5 \left(\frac{379 \text{ Mpa}}{3.5} \right) = 54 \text{ Mpa}; \quad T_1 = 4.13 \text{ N.m} = 4,130 \text{ N.mm}$$

$$D = 5/8'' = 15.875 \text{ mm}; \quad Y \quad W = 3/16'' = 4.7625\text{mm.}$$

Esfuerzo de compresión

$$L = \frac{4T_1}{(\sigma_d)(D)(H)} = \frac{(4)(4,130 \text{ N.mm})}{(108 \text{ Mpa})(15.875\text{mm})(4.7625\text{mm})} = 2.023 \text{ mm.}$$

Donde

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = \frac{379 \text{ Mpa}}{3.5} = 108 \text{ Mpa}; \quad Y \quad H = W = 3/16'' = 4.7625\text{mm.}$$

La longitud mínima segura del cuñero y la cuña es por tanto de 2.023 mm, ya que las poleas tendrán que ser ajustadas para abrir o cerrar la distancia entre ligas, la longitud final de la cuña propuesta es de 3/4 de pulgada.

- ❖ Las dimensiones del cuñero en las poleas para cable, la cuña y el cuñero del eje motriz son las siguientes

Cubo

$W = 3/16$ pulg, $T = 0.7093$ pulg, Y $H = 3/32$ pulg.

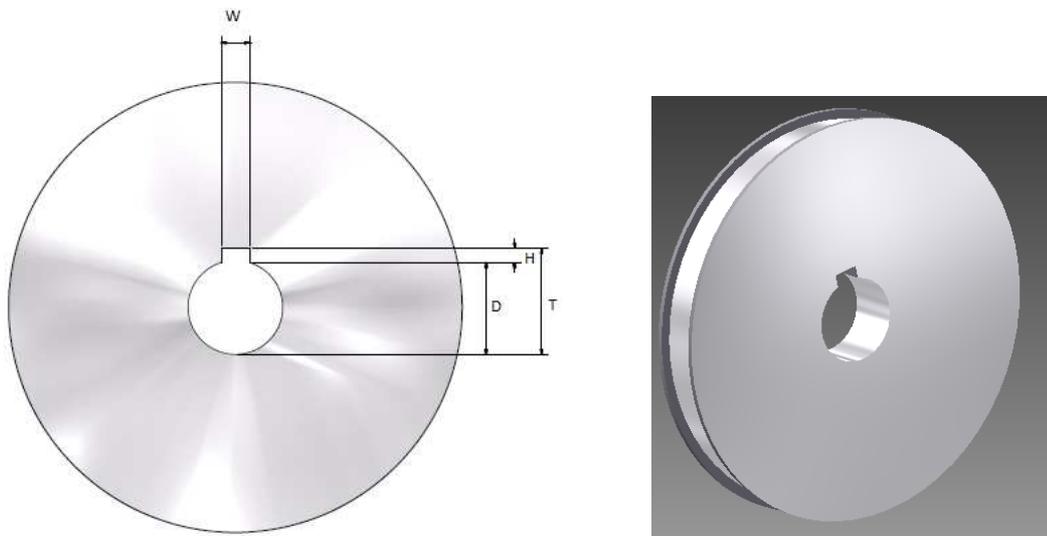


Figura 3.3.16.- Dimensiones del cuñero en poleas para cable.

Eje

$W = 3/16$ pulg, $S = 0.5168$ pulg, Y $H = 3/32$ pulg.

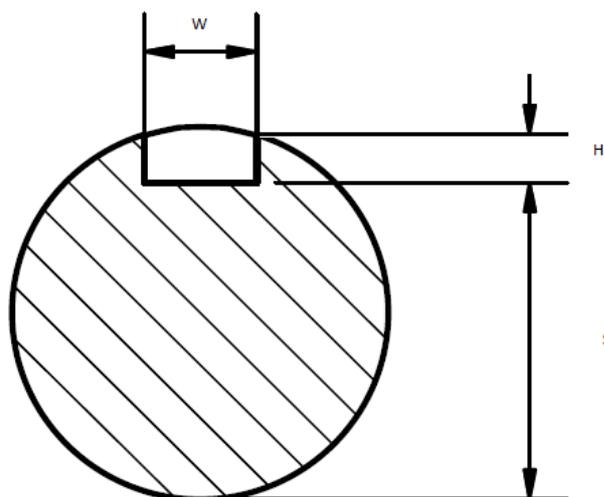


Figura 3.3.17.- Dimensiones del cuñero en el eje para la sujeción de poleas.

Cuña

$W = 3/16$ pulg, $L_c = 9/16$ pulg, $L = 3/4$ pulg Y $R = 0.09375$ pulg.

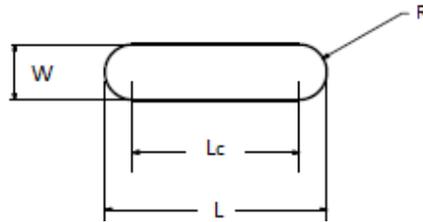


Figura 3.3.18.- Dimensiones de la cuña.

Las tolerancias para la cuña y cuñero son las siguientes

- Cuña: +0.000; -0.002 pulg.
- Cuñero: -0.000; +0.002 pulg.

d) *Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje motriz y rueda dentada*

Debido a que el fabricante MARTIN, distribuye la rueda dentada seleccionada con cuñero maquinado, el análisis que se presenta en seguida se basa en los lineamientos establecidos por el fabricante:

- Cuña cuadrada de $3/16''$ para barreno de $5/8''$.
- Profundidad del cuñero $3/32''$.

En base a estos lineamientos se ha determinado las longitudes mínimas del cuñero en el eje y en la cuña, el procedimiento para estimar estas longitudes es similar al análisis mostrado en el inciso c) y se presenta a continuación.

- ❖ El diámetro donde estará alojado el cuñero es de $5/8'' = 15.875$ mm.
- ❖ El material propuesto para la fabricación de la cuña es un acero AISI 1018 estirado en frío, cuyas propiedades mecánicas han sido presentadas en el segundo punto del inciso c).
- ❖ La resistencia a la fluencia de los materiales con los cuales serán fabricados el eje motriz y la cuña son de 207 Mpa y 379 Mpa, respectivamente, por tanto, la resistencia a la fluencia del eje es menor que la resistencia a la fluencia de la cuña.
- ❖ Debido a que la resistencia a la fluencia del eje es menor que la resistencia a la fluencia de la cuña, se analizará la longitud mínima de la cuña por esfuerzo cortante y esfuerzo de compresión como se presenta a continuación.

Esfuerzo cortante

$$L = \frac{2T_5}{(\tau_d)(D)(W)} = \frac{(2)(8,300 \text{ N.mm})}{(54 \text{ Mpa})(15.875 \text{ mm})(4.7625 \text{ mm})} = 4.065 \text{ mm.}$$

Donde

$$\tau_d = 0.5 \left(\frac{S_y}{N} \right) = 0.5 \left(\frac{379 \text{ Mpa}}{3.5} \right) = 54 \text{ Mpa}; \quad T_5 = 8.3 \text{ N.m} = 8,300 \text{ N.mm}$$

$$D = 5/8'' = 15.875 \text{ mm}; \quad Y \quad W = 3/16'' = 4.7625 \text{ mm.}$$

Esfuerzo de compresión

$$L = \frac{4T_5}{(\sigma_d)(D)(H)} = \frac{(4)(8,300 \text{ N.mm})}{(108 \text{ Mpa})(15.875 \text{ mm})(4.7625 \text{ mm})} = 4.065 \text{ mm.}$$

Donde

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = \frac{379 \text{ Mpa}}{3.5} = 108 \text{ Mpa}; \quad Y \quad H = W = 3/16'' = 4.7625 \text{ mm.}$$

La longitud mínima segura del cuñero es por tanto de 4.065 mm, la longitud del cubo de la rueda dentada es de 7/8'', se pretende que la longitud y dimensiones del cuñero en el eje sean las mismas que las del cuñero para poleas, de este modo, la longitud del cuñero en el eje es de ¾ de pulgada.

- ❖ Las dimensiones del cuñero en el eje motriz y las dimensiones de la cuña, así como las tolerancias para estas son las mismas que las del inciso c)

e) Análisis y selección del tipo de rodamientos montados a implementar

El propósito de un rodamiento es soportar una carga y al mismo tiempo permitir el movimiento relativo entre dos elementos de una máquina. Los rodamientos usan bolas esféricas o algún otro tipo de rodillos entre los elementos estacionario y móvil.

El tipo más común de rodamiento soporta un eje rotatorio, y resiste cargas puramente radiales, o una combinación de cargas radiales y axiales (de empuje). Algunos cojinetes están diseñados para soportar solamente cargas de empuje. La mayoría de los cojinetes se usan en aplicaciones que involucran rotación, pero hay algunos que se usan en aplicaciones de movimiento lineal.

El comportamiento de las cargas ejercidas sobre los rodamientos son las siguientes:

- Carga radial.- Actúan hacia el centro del rodamiento, a lo largo de un radio, esas cargas son comunes a las que causan los elementos transmisión de potencia, como los engranes rectos, las poleas para banda en V y las transmisiones por cadena, en los ejes.

- **Cargas de empuje.**- son aquellas que actúa paralelas a la línea central del eje, tales como las fueras axiales que generan los engranes helicoidales, sinfines y coronas y engranes cónicos, así como los ejes que están en posición vertical, causadas por el peso del eje y por los elementos en el eje.
- **Desalinamiento.**- Es la desviación angular de la línea central del eje en el rodamiento, respecto al eje real del mismo rodamiento.

En los rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda, la pista interior entra en el eje casi siempre con presión en el asiento del rodamiento, con un ajuste de interferencia pequeño, para asegurar que gire con el eje. La ranura profunda permite soportar una carga de empuje bastante apreciable.

Las capacidades básicas de carga de los rodamientos son dos.

Capacidad básica de carga estática Co.- Es la carga que puede resistir el rodamiento sin deformación permanente de cualquier componente.

Capacidad básica de carga dinámica C.- Es la carga con la cual pueden funcionar los rodamientos para alcanzar una duración nominal (L_{10}) de un millón de revoluciones.

Las duraciones recomendadas de los rodamientos según el área de aplicación se presenta en la siguiente figura.

<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño</i> L_{10}, h
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

Figura 3.3.19.- Duración recomendada para rodamientos.

En muchos tipos de maquinaria pesada, y en máquinas especiales producidas en pequeñas cantidades, se seleccionan rodamientos montados, y no rodamientos sueltos. Los rodamientos montados proporcionan un medio de sujetar la unidad de rodamiento en forma directa al armazón de la máquina, con tornillos, y sin introducirlos en un hueco maquinado de una caja, como se requiere en el caso de los rodamientos no montados.

Las cajas de los rodamientos montados se fabrican con acero moldeado, hierro colado o acero colado; con orificios o ranuras para su fijación durante el ensamblado de la máquina. Los rodamientos mismos pueden ser virtualmente de cualquier tipo, pero son preferibles los rodamientos de bolas, de rodillos cónicos, o de rodillos a rótula.

Los rodamientos montados se utilizan en transportadores, transmisiones por cadenas, por bandas y en aplicaciones parecidas, y permiten ajustar la distancia entre centros de los componentes de la transmisión al momento de instalarlos, y durante su funcionamiento, para adaptarse al desgaste o al estiramiento de piezas del ensamble.

El procedimiento para el análisis del tipo de rodamiento a implementar que se presenta a continuación se ha realizado para el rodamiento 3, ya que en este punto la reacción generada es mayor que la reacción del rodamiento 4. Por tanto, el rodamiento 4 será el mismo que el rodamiento 3.

- ❖ El rodamiento a implementar es un rodamiento de bolas de una hilera de ranura profunda montado, ya que este rodamiento estará atornillado a las paredes del transportador de ligas.
- ❖ El rodamiento que será utilizado para esta aplicación solo estará sujeto a carga radial.
- ❖ La carga de diseño se expresa y se calcula de la siguiente manera

$$P = VR = (1) (447 \text{ N}) = 447 \text{ N}$$

Donde

$V = 1$, ya que se espera que la pista interior sea la que gire.

$$R = \sqrt{(R_{3x})^2 + (R_{3y})^2} = \sqrt{(226.97 \text{ N})^2 + (385 \text{ N})^2} = 447 \text{ N} \cong 100.5 \text{ lb.}$$

- ❖ El diámetro del eje motriz donde estará alojado el rodamiento es de 5/8".
- ❖ La duración de 30,000 horas será utilizada, ya que el rodamiento para esta aplicación están dentro del rubro de máquinas industriales de uso general, tal como se aprecia en la figura 3.3.19.
- ❖ La capacidad de carga dinámica demandada por el rodamiento es la siguiente

$$\frac{L_d}{L_1} = \left[\frac{C_d}{R_3} \right]^K \quad \therefore C_d = \left(\sqrt[k]{\frac{L_d}{L_1}} \right) (R_3) = \left(\sqrt[3]{\frac{149.4 \times 10^6 \text{ rev}}{1 \times 10^6 \text{ rev}}} \right) (447 \text{ N}) = 2,372 \text{ N} \cong 533.25 \text{ lb}$$

Donde

$$R_3 = 447 \text{ N}; \quad L_1 = 1 \times 10^6 \text{ rev}; \quad K = 3, \text{ por ser rodamiento de bolas}$$

$$L_d = (N^\circ \text{ de horas}) (\text{rpm}) (60 \text{ min/h})$$

$$L_d = (30,000 \text{ h})(83 \text{ rpm})(60 \text{ min/h}) = 149.4 \times 10^6 \text{ rev.}$$

❖ En función de la capacidad dinámica requerida y del tamaño del diámetro del eje, el rodamiento seleccionado tiene las siguientes características.

- Rodamiento tipo SC
- Diámetro interior nominal de 5/8 de pulgada
- Marca DODGE, con número de parte 123254, página D85
- Tamaño de anillo 203
- Capacidad dinámica 1,810 lb
- Capacidad estática 1,010 lb
- Peso aproximado de .23 lb.
- N° de parte de la caja 124049, página B2-11

f) Ajustes y tolerancias del eje motriz para rodamientos montados seleccionados

El término tolerancia indica la desviación permisible de una dimensión respecto del tamaño básico especificado. El funcionamiento correcto de una máquina puede depender de las tolerancias especificadas para sus piezas, en particular las que deben encajar entre sí, para ubicarse o para tener un movimiento relativo adecuado.

El término ajuste suele indicar las holguras permisibles entre las piezas acopladas en un aparato mecánico que deba ensamblarse con facilidad; con frecuencia, estas piezas deben moverse en relación una con respecto a otra durante el funcionamiento normal del dispositivo.

También, el término ajuste suele indicar la cantidad de interferencia que existe cuando la pieza interna debe ser mayor que la pieza externa. Los ajustes de interferencia se realizan para asegurar que las piezas acopladas no se muevan en relación con otra.

En el caso de los rodamientos montados existe una holgura pequeña, pero segura entre el eje y el cojinete, para permitir la rotación uniforme del eje. Pero la holgura no puede ser demasiado grande, porque si no el funcionamiento de la máquina parecerá demasiado tosco y áspero.

Se aplicará un ajuste de holgura al eje motriz en los puntos donde estarán localizados los rodamientos, se utiliza el sistema básico de orificio, donde el tamaño del diseño de orificio es el básico y el margen es aplicado al eje.

❖ El diámetro del eje y del rodamiento es de 5/8".

- ❖ El ajuste aplicado es RC5, el cual es un ajuste de deslizamiento medio, presenta ubicación exacta de los elementos con juego mínimo para usar bajo cargas y velocidades considerables para máquinas exactas.
- ❖ La designación seleccionada para el orificio es 5/8 H8 y del eje 5/8 e7
- ❖ Los límites de tamaño para el orificio y el eje son los siguientes

Diámetro nominal = 5/8" = .625 pulg.

Orificio; +0.001 pulg, -0.000 pulg

Tamaño máx.= 0.625 pulg + 0.001 pulg = 0.626 pulg.

Tamaño mín. = 0.625 pulg + 0.000 pulg = 0.625 pulg.

Eje; -0.0012 pulg, -0.0019 pulg

Tamaño máx. = 0.625 pulg- 0.0012 pulg = 0.6238 pulg.

Tamaño mín. = 0.625 pulg – 0.0019 pulg = 0.6231 pulg.

- ❖ Los límites de holgura son los siguientes

Holgura máx. = 0.626 pulg – 0.6231 pulg = 0.0029 pulg.

Holgura mín. = 0.625 pulg – 0.6238 pulg = 0.0012 pulg.

En base a los elementos transmisores de potencia, análisis y ajustes realizados hasta este punto, el diseño y dimensiones del eje motriz se presenta en la siguiente figura, el plano de fabricación del eje motriz se presenta con más detalle en el anexo A.13.

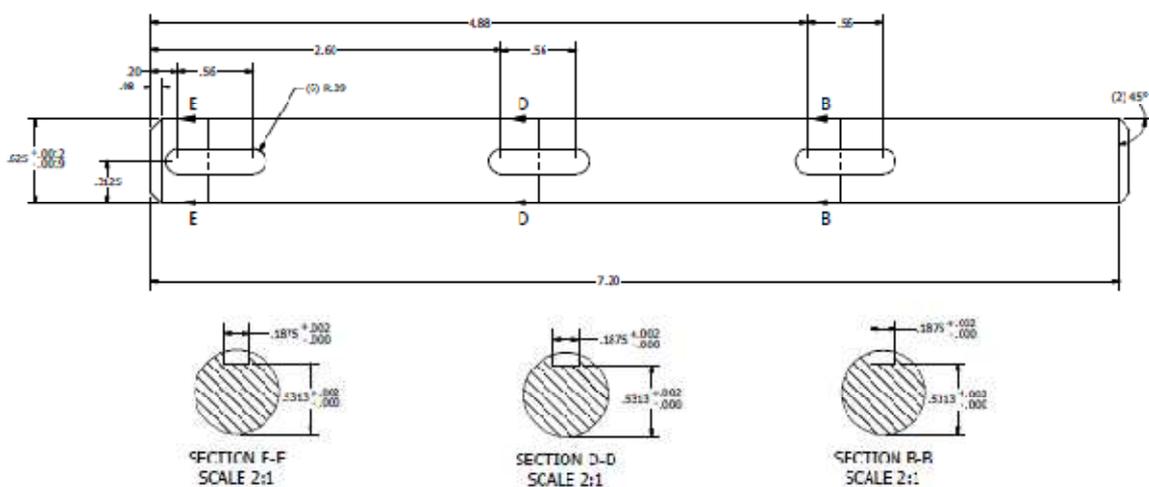


Figura 3.3.20.- Diseño y dimensiones del eje motriz.

g) *Análisis numérico del eje motriz*

El análisis numérico con el Método del Elemento Finito (MEF) es una técnica computacional que es usada para obtener soluciones aproximadas de problemas con condiciones de fronteras, este método involucra modelos computarizados de diseños que son cargados y analizados para obtener resultados específicos [Sham Tickoo-Vivek Singh].

El Método de Elemento Finito, fue desarrollado específicamente para las industrias aeronáuticas y nucleares, donde la seguridad de las estructuras es crítica, en nuestros días, cualquier tipo de producto diseñado puede ser evaluado con este método obteniendo resultados muy aproximados debido al buen manejo de fronteras.

El MEF simula las condiciones de carga que estará sujeto algún determinado diseño, el diseño es modelado utilizando bloques discretos de construcción llamados elementos, cada elemento aporta información para formar sistemas de ecuaciones, la suma de las respuestas de todos los elementos del modelo da la respuesta total del diseño.

Para realizar los análisis numéricos de flexión, torsión y cortante se ha utilizado los software de elemento finito ANSYS, versión 11.0 y AUTODESK INVENTOR 2011.

Los análisis numéricos presentados en este capítulo describen la manera de cómo responden los pequeños elementos que constituyen los ejes debido a las fuerzas externas que interactúan con ellos.

El comportamiento del eje motriz del transportador de ligas sometido a las fuerzas de flexión producidas por los elementos transmisores de potencia en los planos horizontal y vertical analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación, considerando que el eje motriz se ha idealizado como una viga simplemente apoyada.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo de el eje motriz en función de las distancias donde estarán localizadas las poleas para cable y los rodamientos montados.

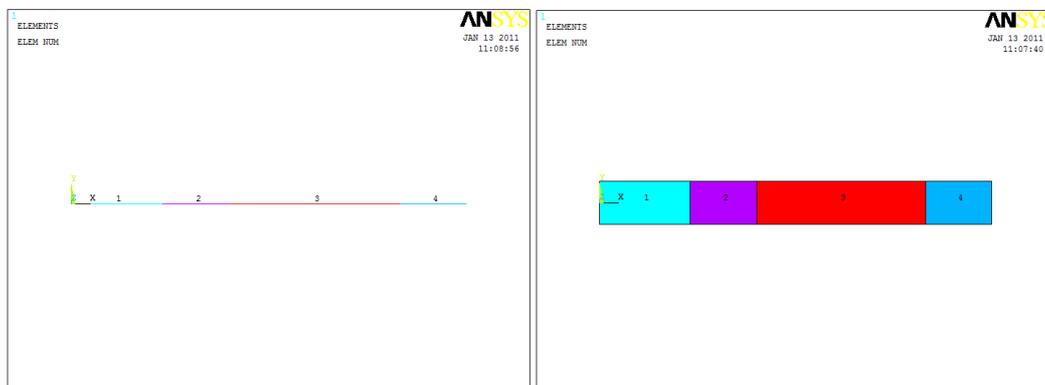


Figura 3.3.21.- Geometría del modelo.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento a utilizado es BEAM3, ya que el eje motriz se ha considerado como una viga simplemente apoyada.
- ❖ Propiedades de los materiales característicos del modelo.- El material del eje motriz tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de .27
- ❖ Propiedades geométricas del modelo.- En este punto se ha establecido el área de la sección transversal, el momento de inercia y el diámetro del eje con valores de 197.93 mm^2 , $3,117.63 \text{ mm}^4$ y 15.875 mm, respectivamente.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en todas direcciones exceptuando el movimiento de rotación.

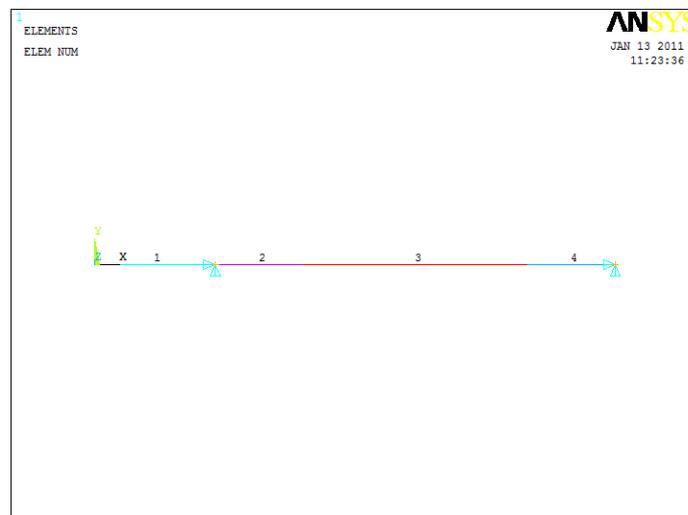


Figura 3.3.22.- Condiciones de frontera.

- ❖ Condiciones de carga, planos horizontales y verticales.- Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan las poleas para cable y la rueda dentada.

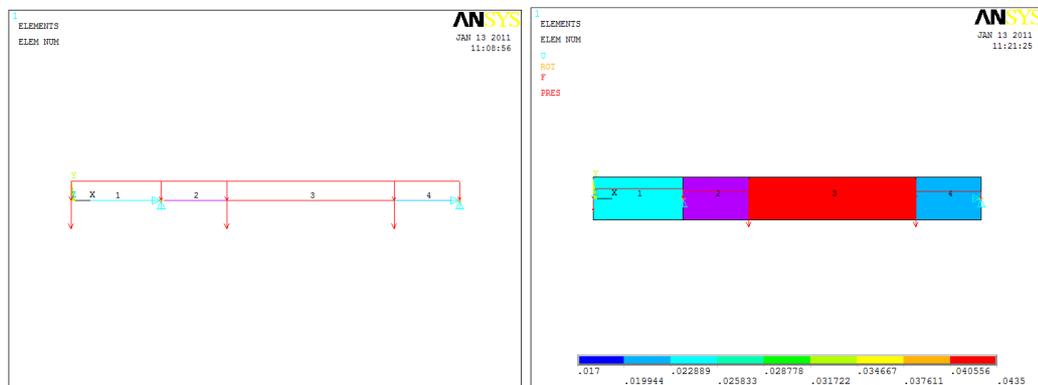


Figura 3.3.23.- Condiciones de carga.

Plano Horizontal

La figura 3.3.24 muestra el eje motriz, al cual se le ha aplicado las fuerzas puntuales de 63 N, 145 N y 145 N, estas cargas simulan las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia.

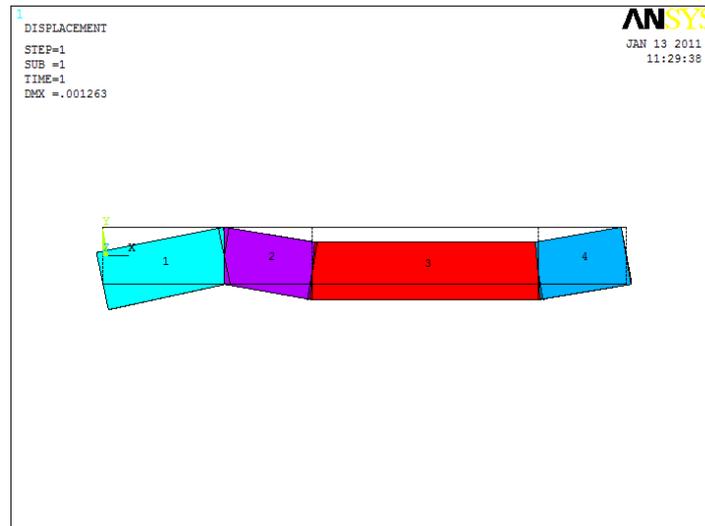


Figura 3.3.24.- Deformación del eje motriz.

Como se observa en la figura anterior la deformación máxima que presenta el eje motriz debido a las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia es de 0.001263 mm, la cual es muy pequeña, los rodamientos montados pueden absorber esta desviación.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

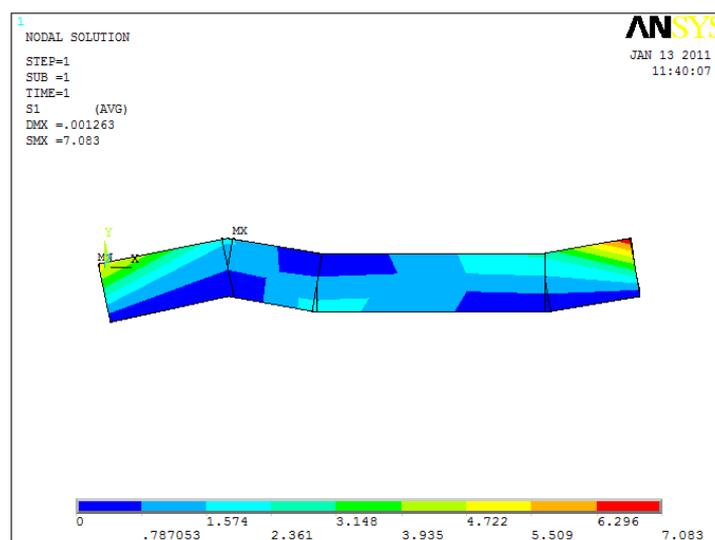


Figura 3.3.25.- Esfuerzo principal máximo.

De la figura anterior se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza la rueda dentada con un valor de 7.083 Mpa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá, ya que el valor del esfuerzo principal máximo es mucho menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (207 Mpa).

La figura que se presenta a continuación muestra el esfuerzo cortante máximo que se genera en el eje motriz.

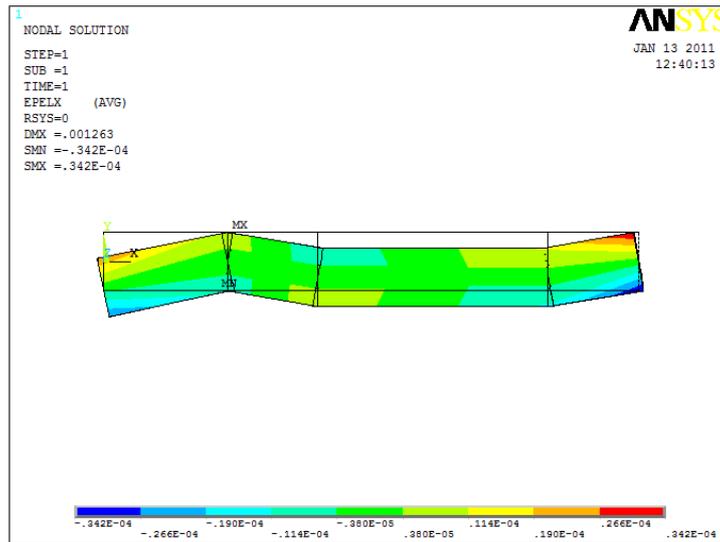


Figura 3.3.26.- Esfuerzo cortante máximo.

El valor del esfuerzo cortante máximo se presenta en el punto donde se localiza la rueda dentada con un valor de 0.342×10^{-4} Mpa está muy por debajo del valor del esfuerzo cortante de cedencia del material a implementar (379 Mpa). La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

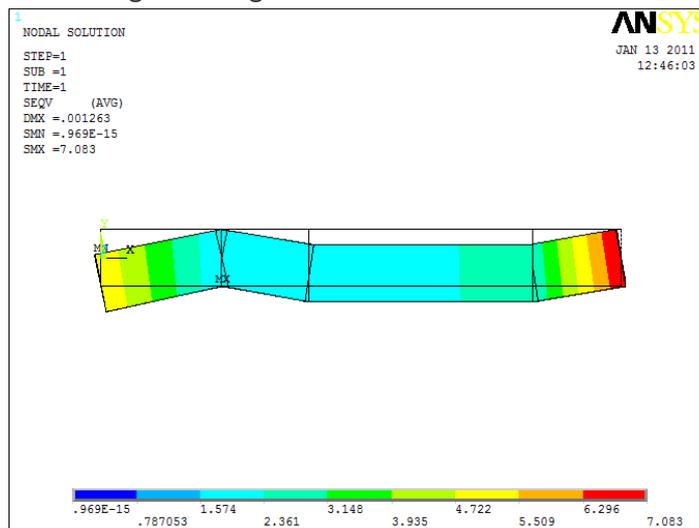


Figura 3.3.27.- Energía de distorsión máxima.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión es de 7.083 Mpa, lo cual indica que el valor obtenido este muy por debajo de la energía de distorsión del material igual a 207 Mpa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

Plano Vertical

La figura 3.3.28 muestra el eje motriz, al cual se le ha aplicado las fuerzas puntuales de 172 N, 161 N y 161 N, estas cargas simulan las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia.

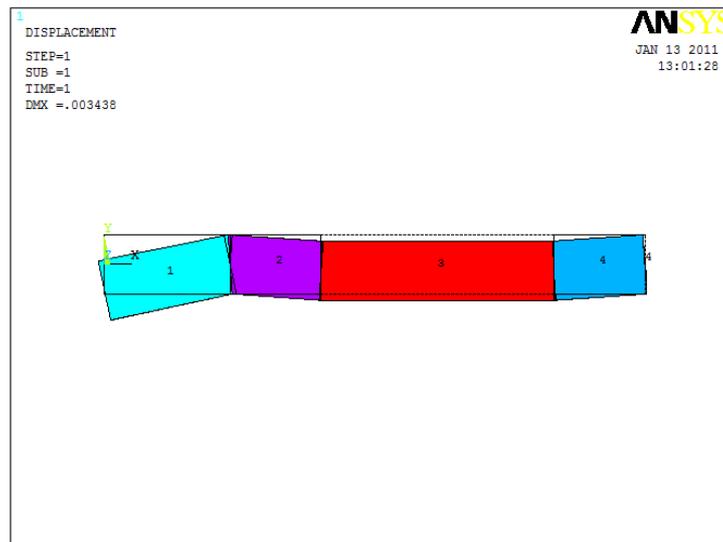


Figura 3.3.28.- Deformación del eje motriz plano vertical.

Como se observa en la figura anterior la deformación máxima que presenta el eje motriz debido a las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia es de 0.003438 mm, la cual es muy pequeña, los rodamientos montados pueden absorber esta desviación.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

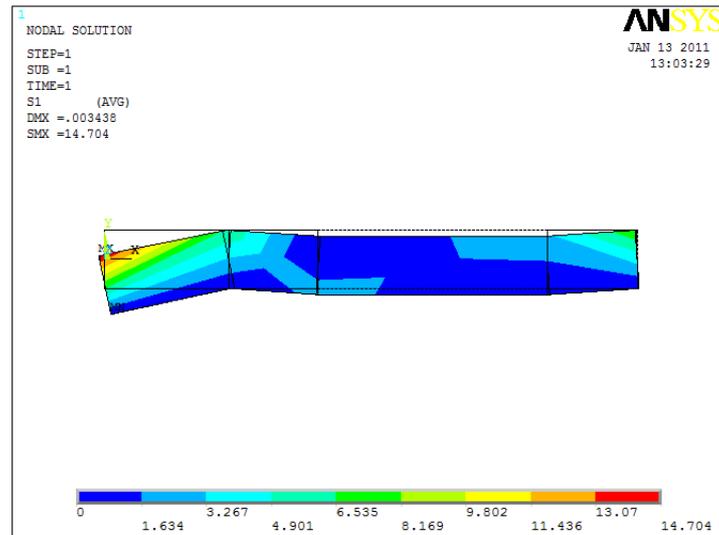


Figura 3.3.29.- Esfuerzo principal máximo plano vertical.

De la figura anterior se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza la rueda dentada con un valor de 14.704 Mpa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá , ya que el valor del esfuerzo principal máximo es mucho menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (207 Mpa).

La figura que se presenta a continuación muestra el esfuerzo cortante máximo que se genera en el eje motriz.

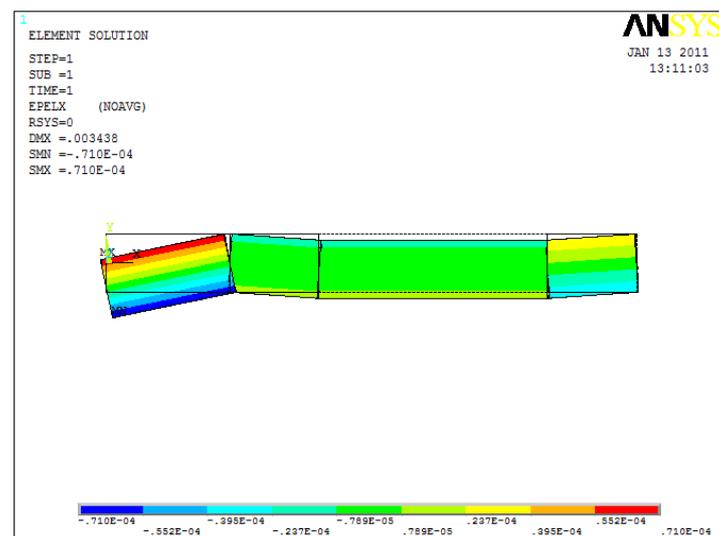


Figura 3.3.30.- Esfuerzo cortante máximo plano vertical.

El valor del esfuerzo cortante máximo se presenta en el punto donde se localiza la rueda dentada con un valor de 0.710×10^{-4} Mpa está muy por debajo del valor del esfuerzo cortante de cedencia del material a implementar (379 Mpa).

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

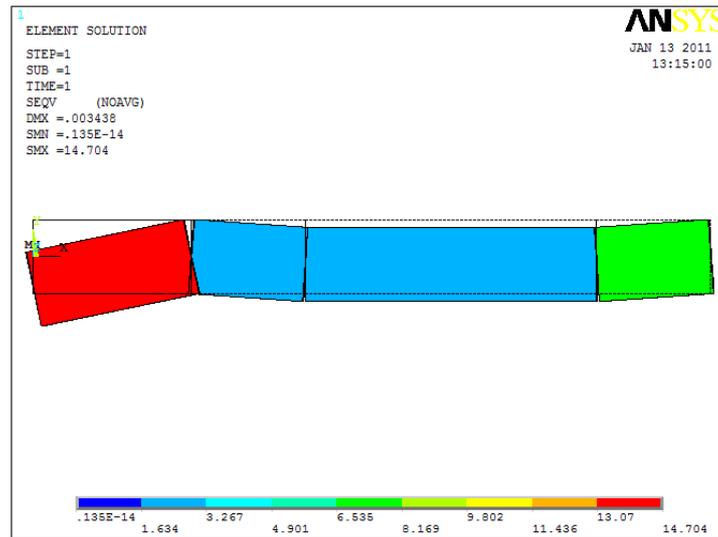


Figura 3.3.31.- Energía de distorsión máxima plano vertical.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión es de 14.704 Mpa, lo cual indica que el valor obtenido este muy por debajo de la energía de distorsión del material igual a 207 Mpa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

Torsión y flexión

El comportamiento del eje motriz del transportador de ligas sometido a las fuerzas de torsión y al peso propio de los componentes transmisores de potencia analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo de el eje motriz en función de las distancias donde estarán localizadas las poleas para cable, los rodamientos montados y los cuñeros.



Figura 3.3.32.- Geometría del modelo sólido.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento a utilizado es de tipo sólido (volumen).
- ❖ Propiedades del material característico del modelo.- El material del eje motriz tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de .27
- ❖ Propiedades físicas del modelo.- En este punto se ha establecido el tipo de material, densidad, masa, área y el volumen, con valores de; acero, 7.85g/cm^3 , 0.280542 Kg , 9755.91 mm^2 , 35737.8 mm^3 .
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en las direcciones horizontal y vertical.

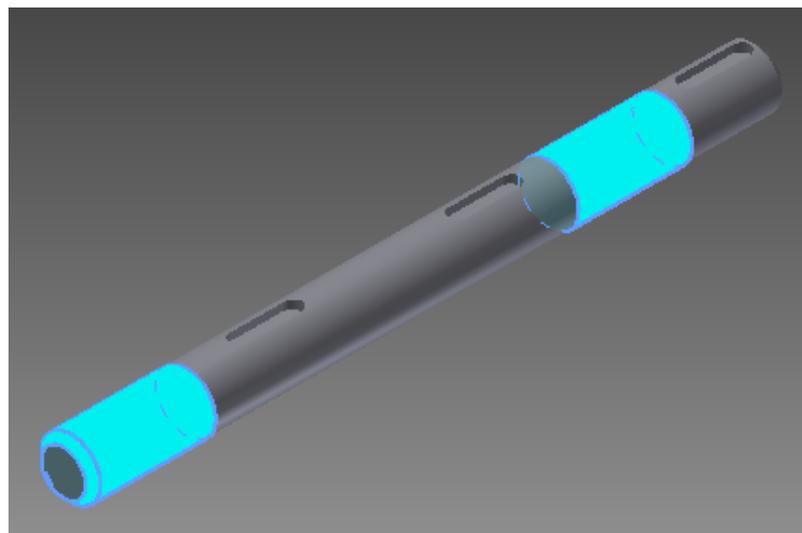


Figura 3.3.33.- Condiciones de frontera del modelo sólido.

- ❖ Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan las poleas para cable, la rueda dentada y las secciones del eje que están sometidas a torsión.

La figura 3.3.34 muestra el eje motriz, al cual se le ha aplicado los pesos puntuales en la dirección vertical de los componentes transmisores de potencia de .63 N, 1.7 N y 1.7 N, y la torsión en los elementos indicados de 8,300 N.mm

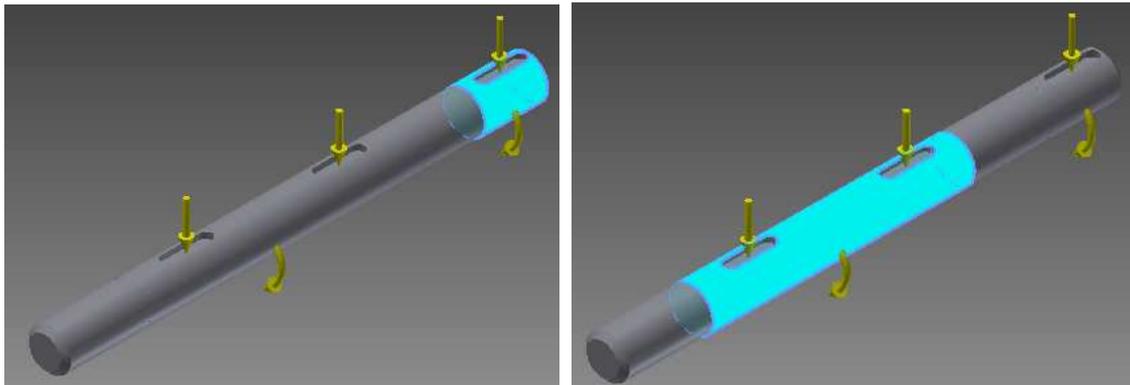


Figura 3.3.34.- Condiciones de carga del modelo sólido.

La deformación que sufre el eje motriz debido al par torsor y la flexión se muestra en la siguiente figura.

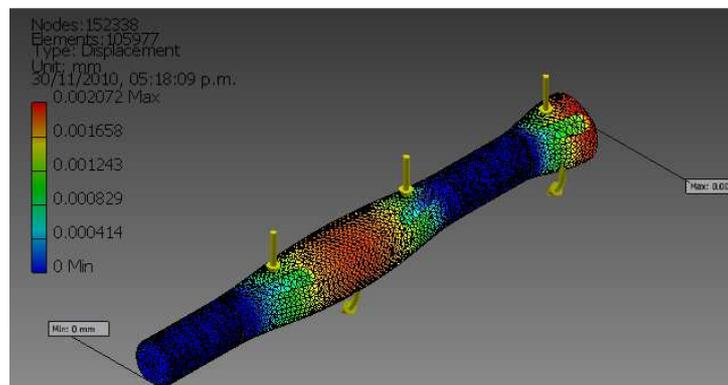


Figura 3.3.35.- Deformación del eje motriz debido a torsión y flexión.

Como se observa en la figura anterior la deformación máxima que presenta el eje motriz debido al peso de los elementos transmisores de potencia y al par torsor aplicado es de 0.002072 mm en el plano z como era de esperarse.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

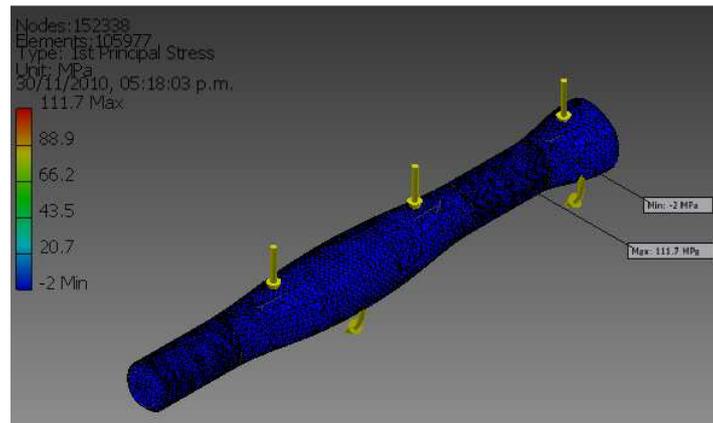


Figura 3.3.36.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido.

De la figura anterior se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza el rodamiento montado con un valor de 111.7 Mpa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá , ya que el valor del esfuerzo principal máximo es menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (207 Mpa).

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

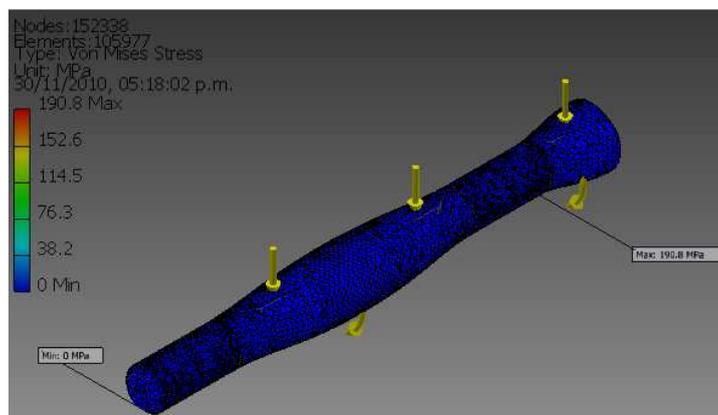


Figura 3.3.37.- Energía de distorsión máxima del modelo sólido.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión máxima es de 190.752 Mpa, lo cual indica que el valor obtenido está por debajo de la energía de distorsión del material que es igual a 207 Mpa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

h) Análisis y selección de poleas y rodamientos sueltos

Es necesario añadir un conjunto de poleas para cables extras de las que se han contemplado en el eje motriz, este conjunto de poleas ayudarán a desplazar las ligas a través de toda la longitud del transportador.

Las poleas a implementar son parecidas a las que se han considerado utilizar en el eje motriz, exceptuando, que estas poleas deben alojar un rodamiento suelto que les permita girar libremente, tal rodamiento debe estar montado sobre algún eje.

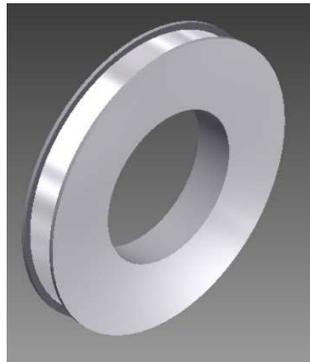


Figura 3.3.38.- Poleas para rodamiento.

Se pretendo utilizar 16 ejes, los cuales serán fabricados con acero dulce redondo AISI 1018, de 5/8", estarán roscados en un extremo para poderlos fijar a las placas del transportador de ligas por medio de una tuerca y en el otro extremo tendrán el ajuste necesario para ensamblar con el rodamiento de poleas.

El eje roscado que sujetará al rodamiento de la polea para cable se presenta en la siguiente figura, su plano de fabricación se presenta en el anexo A.14.

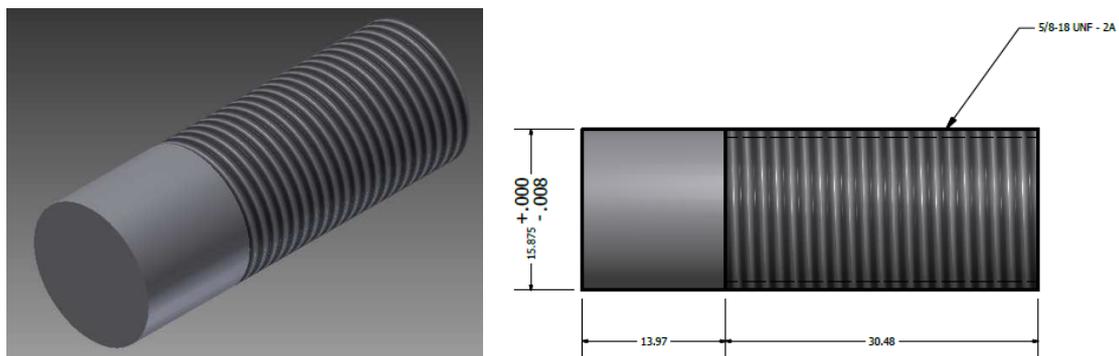


Figura 3.3.39.- Eje roscado.

El rodamiento suelto que ensamblará con la polea para cables tiene las siguientes características

- Rodamiento suelto de una hilera de bolas y ranura profunda
- Marca SKF, N° de rodamiento RLS 5
- Diámetro interior 15.875 mm
- Diámetro exterior 39.688 mm
- Ancho 11.113 mm
- Capacidad de carga dinámica 9.56 KN
- Capacidad de carga estática 4.75 KN
- Masa aproximada 0.065 Kg
- Tolerancia del eje $+0 \mu m$
- Tolerancia de la caja $-8 \mu m$.

La capacidad de carga dinámica para este rodamiento suelto es de 9.65 KN \cong 2,149 lb, por tanto, la capacidad dinámica que presenta este rodamiento es mayor que la capacidad presentada por el rodamiento montado que soporta el eje motriz, de este modo, no debe existir problema alguno. Las características generales de este rodamiento se presentan en el anexo J.1.

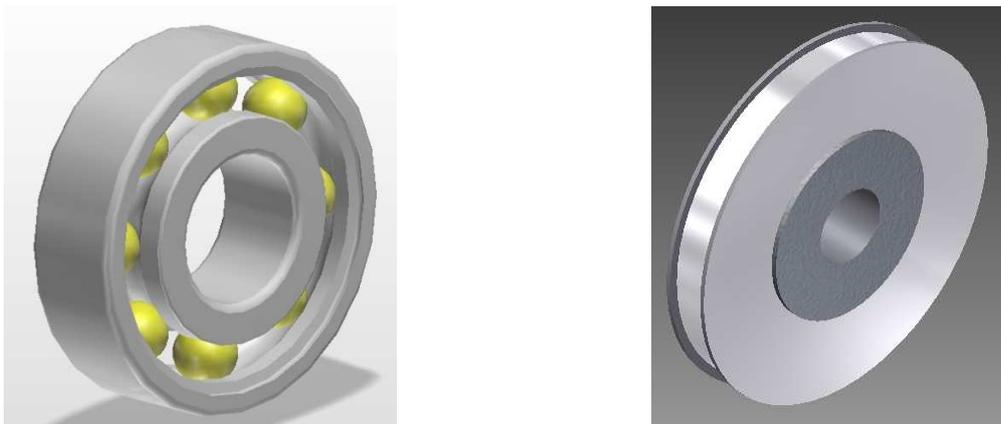


Figura 3.3.40.- Rodamiento suelto de bolas marca SKF y polea con rodamiento.

i) *Análisis y selección de ligas a implementar*

Las ligas que pasarán por las poleas para cables son parte fundamental del transportador ya que sobre de estas descansarán las lámparas que serán procesadas, las ligas deben permitir que las lámparas deslicen sobre la superficie de estas en el momento en que las lámparas sean detenidas.

Se utilizarán dos ligas para transportar las lámparas desde la parte baja del transportador hasta la parte horizontal donde se localiza el dosificador de lámparas, las ligas seleccionadas para esta aplicación tienen un diámetro de 8 mm y están elaboradas de poliuretano.



Figura 3.3.41.- Ligas de poliuretano a implementar.

Para darle la tensión adecuada a las ligas se ha diseñado dos tensores, estos tensores están constituidos por una placa ranurada sujeta a las placas principales del transportador, un eje roscado y una polea para cable con rodamiento como se aprecia en la siguiente figura.

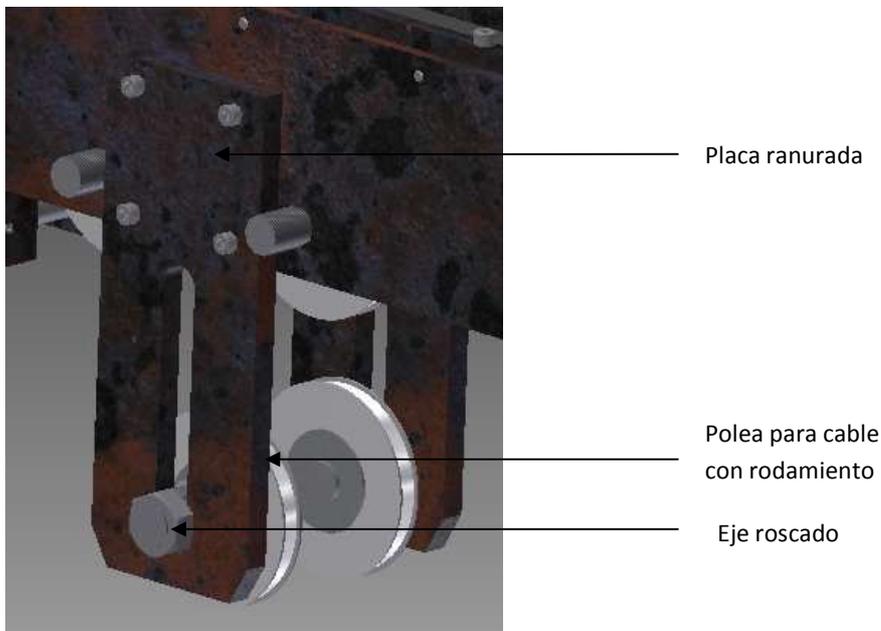


Figura 3.3.42.- Tensor de ligas.

j) *Análisis de las columnas de soporte*

Una columna es un miembro estructural que soporta una carga axial de compresión, y que tiende a fallar por inestabilidad elástica o pandeo, más que por aplastamiento del material. El pandeo es la condición de falla donde la forma de una columna no tiene la rigidez necesaria para mantenerla erguida bajo la carga. Entonces, si no reduce la carga, la columna se colapsará.

La tendencia de una columna a pandearse depende de la forma, las dimensiones de su sección transversal, su longitud y la forma de fijarla a miembros o apoyos adyacentes. Las propiedades importantes de la sección transversal son:

1. El área de la sección transversal A .
2. El momento de inercia I de la sección transversal, con respecto al eje para el que I es mínimo.
3. El valor mínimo del radio de giro de la sección transversal, r .

Una columna tiende a pandearse respecto al eje para el cual el radio de giro y el momento de inercia son mínimos.

El objetivo del análisis y diseño de las columnas es garantizar que la carga aplicada a una columna sea segura, que sea bastante menor que la carga crítica de pandeo. Para una columna corta, la carga crítica se ve afectada por la resistencia del material y por su rigidez.

Para columnas estacionarias con cargas y extremos empotrados bien conocidos se podrá emplear un factor menor, tal como 2.0. En algunas aplicaciones de construcción se emplea un factor de 1.92. Por el contrario, para columnas muy largas, donde exista cierta incertidumbre acerca de las cargas y de los extremos empotrados, o cuando se presentan peligros especiales, se aconseja emplear factores mayores.

Las formas que tienen las características favorables incluyen los tubos huecos circulares, tubos huecos cuadrados y perfiles compuestos de columnas, fabricados con perfiles estructurales colocados en los límites externos de la sección. Las secciones circulares y cuadradas sólidas, son buenas aunque no tan eficientes como las secciones huecas.

El análisis para las columnas de soporte que se presenta a continuación ha sido desarrollado para la parte inclinada del transportador, ya que en esta parte se localiza la mayor carga generada por los elementos que constituyen el transportador de ligas.

De este modo, las dimensiones de la sección transversal de la columna de soporte para la parte horizontal del transportador será la misma que las dimensiones de la sección transversal estimadas para las columnas de soporte de la parte inclinada del transportador.

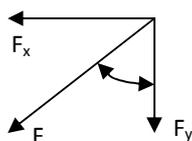
Para analizar las dimensiones seguras de las columnas que soportarán la sección inclinada del transportador de ligas es necesario estimar la carga a la que estarán sometidas, estas cargas están determinadas por el peso de los componentes que constituyen la parte inclinada del transportador.

La siguiente tabla presente los pesos aproximados de los componentes del transportador.

PESOS DE LOS ELEMENTOS DEL TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCION INCLINADA					
ELEMENTO	MASA	CANTIDAD	TOTAL	UNIDADES	PESO ESTIMADO TOTAL (Kg)
Placa principal derecha	7.437	1	7.437	Kg	58.742
Ángulo guía lado derecho	1.317	1	1.317	Kg	
Barra guía	0.944	2	1.888	Kg	
Placa secundaria	4.39	2	8.78	Kg	
Poste guía superior	0.295	2	0.59	Kg	
Placa para poleas	0.167	2	0.334	Kg	
Placa de sujeción	0.3	4	1.2	Kg	
Placa tensión poleas	1.106	2	2.212	Kg	
Placa lateral	0.54	4	2.16	Kg	
Placa base	0.344	2	0.688	Kg	
Guía superior	2.305	1	2.305	Kg	
Cubo aprisionador	0.17	4	0.68	Kg	
Perno de fijación	0.149	2	0.298	Kg	
Unión placas principales	0.5	2	1	Kg	
Motor y reductor	12	1	12	Kg	
Catarina 30 dientes	0.173	1	0.173	Kg	
Catarina 17 dientes	0.064	1	0.064	Kg	
Rodamiento montado	0.454	2	0.908	Kg	
Ejes roscados	0.07	12	0.84	Kg	
Cadena tres octavos	0.427	1	0.427	Kg	
Placa principal izquierda	7.439	1	7.439	Kg	
Ángulo izquierdo	1.317	1	1.317	Kg	
Poleas	0.171	14	2.394	Kg	
Eje motriz	0.266	1	0.266	Kg	
Cuña	0.003	3	0.009	Kg	
Esparrago	0.008	2	0.016	Kg	
Tornillos	2	1	2	Kg	

Tabla 3.3.2.- Pesos aproximados de los componentes que constituyen el transportador de ligas.

En base a la tabla anterior, el peso total estimado de los elementos que constituyen la sección inclinada del transportador de ligas es de 58.742 Kg. Debido a que esta carga está actuando a 15° con respecto a la horizontal, se determinarán las fuerzas que actúan en los planos vertical y horizontal.



$$F_x = (\text{Sen } 15^\circ)(F) = (\text{Sen } 15^\circ)(58.742 \text{ Kg}) = 15.2 \text{ Kg.} = 33.5 \text{ lb.}$$

$$F_y = (\text{Cos } 15^\circ)(F) = (\text{Cos } 15^\circ)(58.742 \text{ Kg}) = 56.74 \text{ Kg.} = 125 \text{ lb.}$$

La componente que actúa en el plano vertical, es utilizada para determinar las dimensiones seguras de la sección transversal de la columna de soporte. Los datos iniciales para el análisis de la columna de soporte en base a los criterios presentados al inicio de esta sección son los siguientes:

- Forma de la sección transversal de la columna.- Redonda maciza
 - Carga estimada real a soportar por la columna.- 125 lb
 - Tipo de empotramiento de columna.- Empotrada en ambos extremos
 - Factor de diseño.- $N = 3$, caso típico
 - Material.- Acero estructural AISI 1018, estirado en frío
 - Resistencia a la fluencia.- $S_y = 55,000$ Psi
 - Consideración inicial.- Se asume que la columna es recta con carga central
 - Longitud.- $L = 40$ pulg. = 1016 mm.
- ❖ Como primera estimación se asume que la columna es larga, el diámetro de la sección transversal para columnas largas se puede estimar de la siguiente manera

$$D = \left[\frac{(64)(N)(P_r)(K_c L)}{(\pi^3)(E)} \right]^{1/4} = \left[\frac{(64)(3)(125 \text{ lb})(0.65 \cdot 40 \text{ pulg})}{(\pi^3)(30 \times 10^6 \text{ Psi})} \right]^{1/4} = .26 \text{ pulg.}$$

Donde

$K_c = 0.65$ por estar doblemente empotrado.

$P_r = 125$ lb.

$E = 30 \times 10^6$ Psi.

El valor comercial más próximo al valor estimado es de $5/16'' = 0.3125$ pulg.

- ❖ La relación de esbeltez junto con la constante de columna ayudarán a seleccionar el método apropiado para el análisis de columnas rectas con carga central, la relación de esbeltez se puede estimar de la siguiente manera

$$R_e = \frac{K_c L}{R_{\min}} = \frac{(0.65)(40 \text{ pulg})}{0.078125 \text{ pulg}} = 332.8$$

Donde

$$R_{\min} = D/4 = .3125 \text{ pulg}/4 = 0.078125 \text{ pulg.}$$

- ❖ La constante de columna se puede estimar con la siguiente expresión

$$C_c = \sqrt{\frac{(2)(\pi^2)(E)}{S_y}} = \sqrt{\frac{(2)(\pi^2)(30 \times 10^6 \text{ Psi})}{55,000 \text{ Psi}}} = 103.763$$

- ❖ Ya que la relación de esbeltez es mayor que la relación de columna, la columna es considerada como larga y se empleará la ecuación de Euler para determinar la carga crítica a la cual la columna comenzará a pandearse. Se ha demostrado también que la suposición anterior de que la columna es larga fue acertada.

- ❖ La carga crítica donde la columna comenzará a pandearse se determinada por medio de la ecuación de Euler como se muestra a continuación

$$P_{cr} = \frac{(\pi^2)(E)(A)}{\left(\frac{KcL}{r}\right)^2} = \frac{(\pi^2)(30 \times 10^6 \text{ Psi})(0.0767 \text{ pulg}^2)}{(332.8)^2} = 205.04 \text{ lb.}$$

Donde

$$A = \frac{(\pi)(D^2)}{4} = \frac{(\pi)(.3125^2 \text{ pulg})}{4} = 0.07667 \text{ pulg}^2.$$

- ❖ La carga admisible segura se puede estimar con la siguiente expresión

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} = \frac{205 \text{ lb}}{3} = 68.33 \text{ lb.}$$

Por tanto, la carga admisible es menor que la carga real, esto sugiere que la carga admisible es muy baja en comparación con la carga real, por tanto, es necesario aumentar la dimensión de la sección transversal o cambiar el tipo de material propuesto.

Ya que se pretende tener una mayor homogeneidad en los tipo de materiales utilizados para la fabricación del transportador de ligas, se ha decidido aumentar la dimensión de la sección transversal.

- ❖ La dimensión transversal comercial más próxima a 5/16" es 3/8 de pulgada, utilizando las expresiones anteriores los nuevos valores son

- $R_{\min} = 0.09375 \text{ pulg}$
- $A = 0.1104 \text{ pulg}^2$
- $R_e = 277.33$
- $C_c = 103.76$
- $P_{cr} = 4525 \text{ lb}$
- $P_a = 142 \text{ lb.}$

Por lo tanto, la carga admisible es mayor que la carga real, asegurando así que la columna no fallará por pandeo. Entonces el diámetro seguro de la sección transversal de la columna de soporte analizado por pandeo es de 3/8 de pulgada.

k) *Análisis de tornillos para fijación a piso*

Un sujetador es cualquier objeto que se utiliza para conectar o juntar dos o más componentes. En forma literal se dispone de cientos de tipos de sujetadores y sus variaciones. Los más comunes son los roscados, a los cuales se les conoce con muchos nombres, entre ellos pernos, tornillos, tuercas, espárragos, pijas y prisioneros.

Un perno es un sujetador con rosca, diseñado para pasar por orificios en los miembros unidos, y asegurar al apretar una tuerca desde el extremo opuesto a la cabeza del perno (no es necesario que todo el perno este roscado).

Los tornillos de máquina son sujetadores de precisión o cuerpos rectos con roscas que giran en orificios machuelados. Los tornillos de cabeza plana se utilizan para avellanar la superficie donde se alojara, y producir así una superficie al ras.

En las máquinas, la mayoría de los tornillos son de acero, la resistencia de los aceros para tornillos y pernos se usa para determinar su grado, de acuerdo con una o varias normas, con frecuencia se dispone de tres capacidades de resistencia:

- *Resistencia a la tensión*
- *Resistencia a la fluencia*
- *Resistencia de prueba.*- Es el esfuerzo al cual el perno o tornillo sufrirá una deformación permanente, en el caso normal va de 0.9 a 0.95 veces la resistencia de fluencia.

La SAE usa números de grados, que van del 1 al 8, donde los números mayores indican mayor resistencia. La ASTM publica cinco normas relacionadas del acero para pernos.

Cuando un tornillo o un perno se usan para sujetar dos partes, la fuerza entre las piezas es la carga de sujeción, la carga máxima de sujeción se suele tomar como 0.75 por la carga de prueba, donde la carga de prueba es el producto del esfuerzo de prueba por el área de esfuerzo de tensión del tornillo o perno.

Además de dimensionar un perno con base en el esfuerzo de tensión axial, se debe revisar las roscas para asegurar que no sean arrancadas por la fuerza cortante, las variables que intervienen en la resistencia de las roscas al cortante son los materiales del perno, de la tuerca, o de las roscas internas de un orificio machuelado, la longitud del tornillo L_e y el tamaño de las roscas.

Las columnas se fijarán al piso por medio de cuatro pernos que sujetarán tres placas cuadradas de $\frac{1}{4}$ de pulgada, fabricada en acero AISI 1018 como se muestra en la siguiente figura, tales placas estarán soldadas a cada una de las columnas de soporte, el análisis por soldadura se presenta en el inciso l).

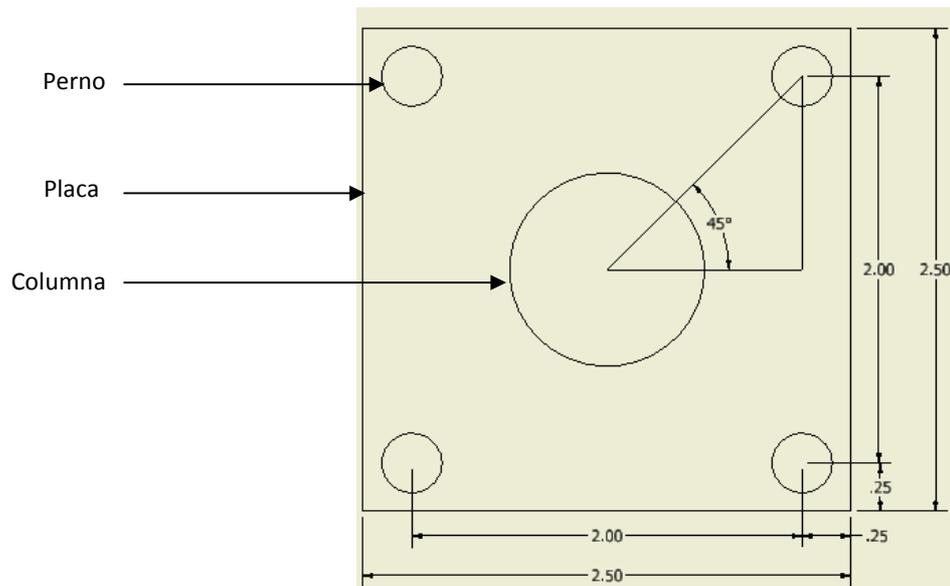


Figura 3.3.43.- Distribución de los pernos en placa de acero.

Debido a que las tres columnas de soporte estarán fijas de la misma manera, solo se analizará la columna dos de soporte de la sección inclinada del transportador del ligas, ya que esta presenta la mayor longitud y por tanto genera el mayor momento en los pernos.

De este modo el tipo, material y tamaño de los pernos a implementar en la columna uno y tres de la parte inclinada y horizontal del transportador de ligas serán los mismos pernos que la columna dos de la sección inclinada del transportador.

- ❖ La fuerza que actúa en el plano horizontal generada por los pesos de los elementos de la sección inclinada del transportador de ligas, actúa sobre los pernos de sujeción, por tanto, la fuerza cortante sobre el conjunto de pernos se estima como se muestra a continuación (se ha considerado que los cuatro pernos comparten la fuerza por igual).

$$F_{p/p} = \frac{F_x}{N_p} = \frac{33.5 \text{ lb}}{4} = 8.375 \text{ lb/perno.}$$

- ❖ El momento generado en los pernos, debido a la fuerza que actúa en el plano horizontal generada por los pesos de los elementos de la sección inclinada del transportador de ligas y la longitud de la columna es

$$M_{m\acute{a}x} = (F_x)(L) = (33.5 \text{ lb})(52.375) = 1,755 \text{ lb.in}$$

- ❖ La distancia radial del los pernos al eje neutro del conjunto es

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} = \sqrt{(1.0 \text{ pulg})^2 + (1.0 \text{ pulg})^2} = 1.4142 \text{ pulg.}$$

- ❖ En este caso los cuatro pernos se localizan a la misma distancia del eje neutro del conjunto, por tanto, la suma de los cuadrados de las distancias radiales para el conjunto de pernos se expresa como

$$\sum r^2 = (4)(r)^2 = 4 (1.4142)^2$$

- ❖ La fuerza necesaria sobre cada perno para resistir el momento de flexión está dada como

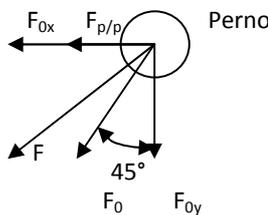
$$F_0 = \frac{(M)(r)}{\sum r^2} = \frac{(1,755 \text{ lb.in})(1.4142 \text{ pulg})}{8 \text{ pulg}} = 310 \text{ lb.}$$

Esta fuerza es la resultante que actúa sobre cada perno, para conocer la magnitud de la fuerza que actúa en los dos planos de acción, debe descomponerse tal fuerza en sus componentes horizontal y vertical, por tanto

$$F_{0x} = (\text{Cos } 45^\circ)(F_0) = (\text{Cos } 45^\circ)(310 \text{ lb}) = 219 \text{ lb.}$$

$$F_{0y} = (\text{Sen } 45^\circ)(F_0) = (\text{Sen } 45^\circ)(310 \text{ lb}) = 219 \text{ lb.}$$

- ❖ La fuerza total que debe resistir cada perno está dada por la suma de las fuerzas en los dos planos de acción, esta resultante se presenta a continuación



$$F = \sqrt{(F_{0x} + F_{pp})^2 + (F_{0y})^2}$$

$$F = \sqrt{(219 \text{ lb} + 8.375 \text{ lb})^2 + (219 \text{ lb})^2} = 316 \text{ lb.}$$

- ❖ El American Institute of Steel Construction (AISC) publica los esfuerzos admisibles para pernos fabricados con acero de grado ASTM, esos datos corresponden a los pernos que se usan en orificios de tamaño normalizado, 1/16 de pulgada mayor que el perno. Se propone utilizar pernos de acero ASTM grado A325, con una tensión por esfuerzo cortante permisible de $\tau_a = 17.5 \text{ Ksi} = 17,500 \text{ psi}$, tal y como se muestra en la siguiente figura.

Grado ASTM	Tensión por esfuerzo de corte permisible	Tensión por esfuerzo de tracción permisible
A307	10 Ksi (69 MPa)	20 Ksi (138 MPa)
A325 y A449	17.5 Ksi (121 MPa)	44 Ksi (303 MPa)
A490	22 Ksi (152 MPa)	54 Ksi (372 MPa)

Figura 3.3.44.- Esfuerzo admisible para tornillos.

como medida de seguridad, se pretende que el esfuerzo cortante permisible sea 25% menor al esfuerzo máximo admisible, por tanto

$$\tau_a = (0.75)(\tau_a) = (0.75)(17,500 \text{ Psi}) = 13,125 \text{ Psi}$$

Si

$$A_{p/p} = \frac{F}{\tau_a} = \frac{316 \text{ lb}}{13,125 \text{ Psi}} = 0.0240 \text{ pulg}^2$$

Entonces

$$D = \sqrt{\frac{(4)(A_{p/p})}{\pi}} = \sqrt{\frac{(4)(0.0240 \text{ pulg}^2)}{\pi}} = 0.1749 \text{ pulg} = 3/16''.$$

- ❖ Ya que se ha analizado el conjunto de pernos por fuerza cortante y momento flexionante, se analizarán por fluencia a la torsión, para este análisis se considerará que la fuerza de sujeción o de apriete para el conjunto de pernos sea de la misma magnitud a la fuerza a la que estarán sometidos en dirección horizontal, de este modo

$$F_s = F_{0x} + F_{p/p} = 219 \text{ lb} + 8.375 \text{ lb} = 227 \text{ lb}.$$

Ya que se considera que la fuerza total de apriete estará compartido por los cuatro pernos la fuerza por tornillo es

$$F_{p/p} = \frac{F_s}{N_p} = \frac{227 \text{ lb}}{4} = 57 \text{ lb/perno}.$$

- ❖ Ya que se ha propuesto utilizar un acero ASTM grado A 325 para el conjunto de pernos, la resistencia de prueba para este material es de 85 Ksi = 85,000 Psi, para un diámetro de perno ente ½ y 1 pulgada como se aprecia en la siguiente figura.

Grado ASTM	Tamaño de perno (pulg)	Resistencia al esfuerzo de tracción (Ksi)	Resistencia a punto cedente (Ksi)	Resistencia de prueba o probada (Ksi)	Marca en la cabeza
A307	¼-4	60	(No reportada)		Ninguna
A325	½-1	120	92	85	
	>1-1½	105	81	74	
A354-BC	¼-2½	125	109	105	
A354-BD	¼-2½	150	130	120	
A449	¼-1	120	92	85	
	>1-1½	105	81	74	
	>1½-3	90	58	55	
A574	0.060-½	180	—	140	(Tornillos de presión con cabeza emboquillada)
	⅝-4	170	—	135	

Figura 3.3.45.- Normas ASTM para aceros de pernos.

Como se menciona anteriormente, se pretende que la resistencia de prueba sea 25% menor al esfuerzo admisible por tensión, de este modo

$$\sigma_a = (0.75)(\text{Resistencia de prueba}) = (0.75)(85,000 \text{ Psi}) = 63,750 \text{ Psi.}$$

- ❖ El área necesaria para resistir el esfuerzo de tensión para cada perno se puede estimar como

$$\sigma_a = \frac{F_{p/p}}{A}; \quad \therefore \quad A = \frac{F_{p/p}}{\sigma_a} = \frac{57 \text{ lb}}{63,750 \text{ Psi}} = 0.0009 \text{ pulg}^2.$$

El área para resistir la fluencia debida a la fuerza de apriete, nos indica utilizar un perno de tamaño 0 UNF de 80 hilos de cuerda por pulgada.

Debido al análisis por esfuerzo cortante realizado al conjunto de pernos tiene el mayor diámetro mínimo requerido, el conjunto de pernos a implementar son.

- (4) Perno UNF ¼ -28, fabricados en acero ASTM grado A 325.
- Fuerza de apriete por perno a 2.2 lb.in.

l) *Análisis de soldadura en columnas de soporte y placa de fijación*

En el diseño de uniones soldadas es necesario considerar la forma de aplicar la carga sobre la junta, los materiales en la soldadura y en los elementos que se van a unir, así, como la geometría de la junta misma, la carga puede estar uniformemente distribuida sobre la soldadura, de tal modo que todas sus partes tengan el mismo esfuerzo, o bien se puede aplicar excéntricamente.

El término tipo de junta se refiere a la relación entre las partes unidas. La soldadura a tope permite que una unión tenga el mismo espesor nominal que las partes unidas, y en general se carga en tensión. Si la unión se hace correctamente y con el metal de aporte adecuado, será más resistente que el metal original. Así, no es necesario un análisis especial de la unión, si se ha determinado que los elementos a unir son seguros.

Es aconsejable tener en cuenta el tipo de materiales a unir, ya que estos puede ser afectados por el calor del proceso de soldadura. Como ejemplos, se tienen los aceros con tratamiento térmico, y muchas aleaciones de aluminio.

Los materiales del cordón y de los elementos originales determinan los esfuerzos admisibles. Para acero soldado con el método de arco eléctrico, el tipo de electrodo contiene una indicación de la resistencia a la tensión del metal de aporte, por ejemplo, el electrodo E70 tiene una resistencia a la tensión de 70 ksi.

Las soldaduras de chaflán son hechas en forma de triángulos rectángulos de catetos iguales, en el caso típico, y el tamaño de la soldadura es la longitud del cateto.

Una soldadura de chaflán con carga de cortante tendería a fallar a lo largo de la dimensión menor del cordón, que es la línea que va de la raíz del cordón hasta la cara teórica del mismo, en dirección perpendicular a esa cara, la longitud de esa línea (la garganta) es igual a $0.707 w$, donde w es la dimensión del cateto o del lado.

Los objetivos del diseño de una unión con chaflán son especificar la longitud de los lados del chaflán, la distribución y la longitud de la soldadura, la soldadura es considerada como una línea que no tiene espesor. Este método implica determinar la fuerza máxima por pulgada de longitud de lado de cordón. Al comparar la fuerza real con una fuerza admisible, se puede calcular la longitud de lado que se requiere.

En general, se analiza la soldadura por separado, para cada tipo de carga, y se determina la fuerza por pulgada de lado de soldadura, debido a cada carga. Entonces, se combinan las cargas vectoriales para calcular la fuerza máxima. Posteriormente, se compara la fuerza máxima con la fuerza admisible, para determinar el tamaño necesario de soldadura.

Debido a que se considera la soldadura como una línea sin espesor, las unidades de los factores geométricos son distintas que las áreas.

- ❖ Los elementos a unir son la placa de $\frac{1}{4}$ " y el redondo macizo de $\frac{3}{8}$ ", ambos fabricados en acero AISI 1018 estirado en frío, la geometría de la unión es como se presenta en la siguiente figura.

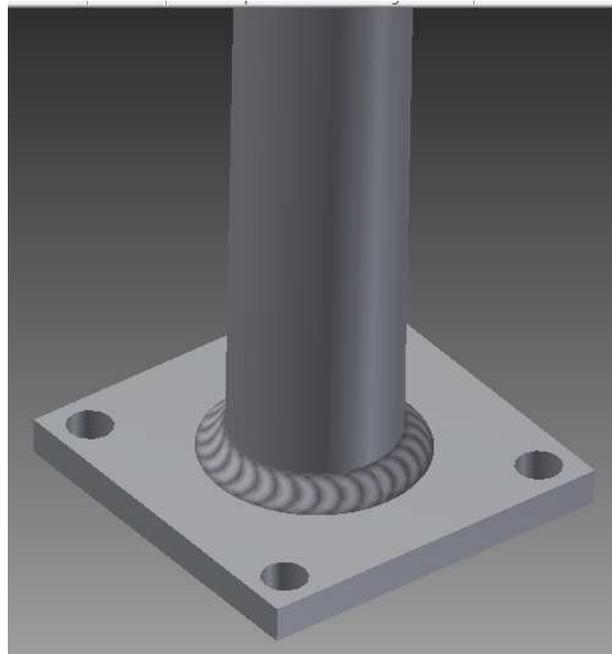


Figura 3.3.46.- Geometría de unión.

- ❖ Los esfuerzos desarrollados en la unión son cortante vertical y flexión.
- ❖ Los factores geométricos para el análisis de junta, se pueden determinar a partir de la siguiente figura, en función de la forma en que será aplicado el cordón en la placa y el redondo.

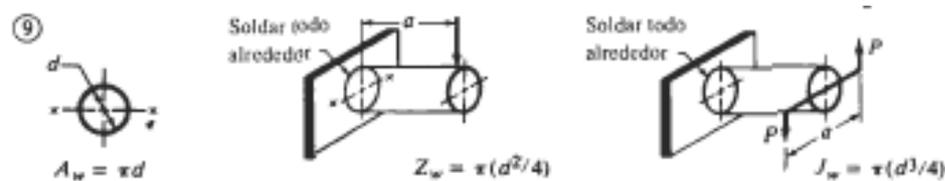


Figura 3.3.47.- Factores geométricos para el análisis de soldadura.

Entonces

$$A_w = \pi d = \pi(3/8'') = 1.1781 \text{ pulg.}$$

$$Z_w = \pi \left[\frac{d^2}{4} \right] = \pi \left[\frac{3^2 \text{ pulg}^2}{4} \right] = 0.1104 \text{ pulg}^2.$$

La fuerza provocada por cortante vertical es

$$f_v = \frac{V}{A_w} = \frac{33.5 \text{ lb}}{1.1781 \text{ pulg}} = 28.4356 \text{ lb. pulg.}$$

Donde

$V = F_x = 33.5 \text{ lb.}$ Que es la componente que actúa en el plano vertical, debido a los pesos de los elementos de la parte inclinada del transportador de ligas.

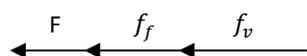
La fuerza provocada por flexión es

$$f_f = \frac{M}{Z_w} = \frac{1,340 \text{ lb. pulg}}{0.1104 \text{ pulg}^2} = 12,138 \text{ lb. pulg.}$$

Donde

$$M = (F_x)(L) = (33.5 \text{ lb})(40 \text{ pulg}) = 1,340 \text{ lb. pulg.}$$

- ❖ La combinación vectorial de las fuerzas de unión se muestran y se determinan a continuación.



$$F = f_v + f_f$$

$$F = 28.4356 \text{ lb. pulg} + 12,138 \text{ lb. pulg.}$$

$$F = 12,166 \text{ lb. pulg.}$$

- ❖ El tipo propuesto de electrodo a utilizar es un E60, el cual presenta una tensión por esfuerzo de corte de 13,600 Psi y una fuerza permisible por pulgada de lado de 9,600 lb/pulg. Tal y como se presenta en la siguiente figura

<i>Metal base Grado ASTM</i>	<i>Electrodo</i>	<i>Tensión por esfuerzo de corte permisible</i>	<i>Fuerza permisible por pulgada de lado</i>
<i>Estructuras tipo edificio</i>			
A36, A441	E60	13 600 psi	9 600 lb/pulg.
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 lb/pulg.
<i>Estructuras tipo puente</i>			
A36	E60	12 400 psi	8 800 lb/pulg.
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 lb/pulg.

Figura 3.3.48.- Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldadura.

❖ El ancho del electrodo propuesto para unir la placa y el redondo macizo es

$$W = \frac{12,166 \text{ lb.pulg}}{9,600 \text{ lb.pulg}} = 1.267 \cong 1.3125 \text{ pulg.}$$

Los diámetros comerciales de los electrodos E6013 se presentan en la siguiente figura.

Clasificación AWS	Diámetro		Presentación
	Pulgadas	Milímetros	
Soldadura Electrodos e6010	1/8"	3.2mm	50lbs. (22.5kgs)
	3/32"	2.4mm	
	5/32"		
	3/16"		
Soldadura Electrodos e6011	1/8"	3.2mm	50lbs. (22.5kgs)
	3/32"	2.4mm	
	5/32"	4mm	
	3/16"	4.8mm	
Soldadura Electrodos e6013	1/8"	3.2mm	50lbs. (22.5kgs)
	3/32"	2.4mm	
Soldadura Electrodos e7018	1/8"	3.2mm	50lbs. (22.5kgs)
	3/32"	2.4mm	
	5/32"	4mm	

Figura 3.3.49.- Tamaños comerciales de electrodos para soldadura con arco.

Debe observarse que el valor máximo comercial del electrodo E6010 es de 3/16 pulg, por lo tanto, el diámetro de soldadura estimado es muy grande, por lo que, se aumentará el tamaño de la sección transversal redonda de la columna de soporte.

Para un diámetro de 1 pulg de la columna de soporte y un electrodo tipo E6010, los factores geométricos, la fuerza cortante vertical, la fuerza por flexión, la resultante de ambas fuerzas y el ancho de cordón del electrodo son

- $A_w = 3.14 \text{ pulg}$
- $Z_w = 0.79 \text{ pulg}^2$
- $f_v = 10.66 \text{ lb.pulg}$
- $f_f = 1,706 \text{ lb.pulg}$
- $F = 1,717 \text{ lb.pulg}$
- $W = 5/28 \text{ pulg.}$

El tamaño del electrodo comercial más próximo al valor calculado es de 3/16 pulg. Por tanto, se utilizará un electrodo E 6010 de 3/16 pulg, para un diámetro de columna de soporte de 1 pulg.

El análisis de la segunda columna de soporte se lleva a cabo de la misma forma que fue analizada la primer columna, primeramente, se comenzará el análisis con el tamaño del cordón de soldadura a implementar, la única variante de la segunda columna es su longitud, el análisis se presenta a continuación.

❖ Datos iniciales de la columna dos:

- Forma de la sección transversal de la columna.- Redonda maciza
- Carga estimada real a soportar por la columna.- 125 lb
- Tipo de empotramiento de columna.- Empotrada en ambos extremos
- Factor de diseño.- $N = 3$, caso típico
- Material.- Acero estructural AISI 1018, estirado en frío
- Resistencia a la fluencia.- $S_y = 55,000$ Psi
- Consideración inicial.- Se asume que la columna es recta con carga central
- Longitud.- $L = 52 \frac{3}{8}$ pulg. = 1,330.325 mm.

❖ Para un diámetro de 1 pulg del área transversal de la columna de soporte y un electrodo tipo E7014, los factores geométricos, la fuerza cortante vertical, la fuerza por flexión, el momento de flexión, la resultante de ambas fuerzas y el ancho de cordón del electrodo son

- $A_w = 3.14$ pulg
- $Z_w = 0.79$ pulg²
- $f_v = 10.66$ lb.pulg
- $f_f = 2,234$ lb.pulg
- $M = 1,755$ lb.pulg
- $F = 2,245$ lb.pulg
- $W = 1/5$ pulg.

El tamaño del electrodo comercial más próximo al valor calculado es de 7/32 pulg. Como se muestra en la siguiente figura.

Diámetro del Electrodo		E-7014	E-7015 E-7016	E-7018M E-7018	E-7024 E-7028
pulg	mm				
3/32	2,4	80-125	65-110	70-100	100-145
1/8	3,2	100-160	100-150	115-165	140-190
5/32	4,0	150-210	140-200	150-220	180-250
3/16	4,8	200-275	180-255	200-275	230-305
7/32	5,6	240-340	240-320	260-340	275-365

TABLA 3. Tipos y Dimensiones de Juntas			
Junta (pulg)	Descripción	Espesor 1 (t1) mm (pulg)	Espesor 2 (t2) mm (pulg)
1	Tope	6,4 mm (1/4") máx.	N/A
2	Tope con Bisel	6,4 mm (1/4") máx.	N/A
3	Filete	No limitado	No limitado
4	Filete con Bisel	No limitado	No limitado

Figura 3.3.50.- Tamaños comerciales de electrodos E70 para soldadura con arco.

Por tanto, se utilizará un electrodo E 7014 de 7/32 pulg, para un diámetro de columna de soporte de 1 pulg.

El análisis por pandeo de la segunda columna de soporte se llevará a cabo para estimar la carga a la cual la columna comenzará a pandearse, ya que el diámetro de esta se ha determinado con el análisis anterior de soldadura.

- ❖ La relación de esbeltez está dada como

$$R_e = \frac{K_c L}{R_{\min}} = \frac{(0.65)(52.375 \text{ pulg})}{0.25 \text{ pulg}} = 136.75$$

Donde

$$R_{\min} = D/4 = 1 \text{ pulg}/4 = 0.25 \text{ pulg} \quad \text{Y} \quad K_c = 0.65$$

- ❖ La constante de columna es

$$C_c = \sqrt{\frac{(2)(\pi^2)(E)}{S_y}} = \sqrt{\frac{(2)(\pi^2)(30 \times 10^6 \text{ Psi})}{55,000 \text{ Psi}}} = 103.763.$$

- ❖ Ya que la relación de esbeltez es mayor que la relación de columna, la columna es considerada como larga y se empleará la ecuación de Euler para determinar la carga crítica a la cual la columna comenzará a pandearse.

- ❖ La carga crítica estimada donde la columna comenzará a pandearse determinada por medio de la ecuación de Euler es

$$P_{cr} = \frac{(\pi^2)(E)(A)}{\left(\frac{K_c L}{r}\right)^2} = \frac{(\pi^2)(30 \times 10^6 \text{ Psi})(0.7853 \text{ pulg}^2)}{(136.175)^2} = 12,539 \text{ lb.}$$

Donde

$$A = \frac{(\pi)(D^2)}{4} = \frac{(\pi)(1^2 \text{ pulg}^2)}{4} = 0.7853 \text{ pulg}^2.$$

- ❖ La carga admisible segura es

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} = \frac{12,539 \text{ lb}}{3} = 4,180 \text{ lb} = 1,869 \text{ Kg}$$

Por lo tanto, la carga admisible es mucho mayor que la carga real asegurando así que la columna no fallará por pandeo.

- ❖ De acuerdo a los análisis realizados, encontramos que el diámetro mínimo requerido para asegurar que las columnas de soporte no fallen por pandeo es de 3/8" pero al realizar el análisis por soldadura entre la columna y la placa de fijación, se observó que el tamaño para el cordón de soldadura era muy grande en relación a los tamaños comerciales y que al aplicar el tamaño comercialmente más grande disponible de electrodo a la unión tendería a fallar debido a las fuerzas resultantes de corte y flexión, por lo que, el diámetro fue ajustado a 1 pulg. Y serán utilizados electrodos tipo E 6010 y E 7014 ó electrodo E 7014 para ambos casos.

3.4 Dosificador de lámparas

Como ya se menciona en la sección 2.4 del capítulo 2 La función del dosificador de lámparas es dejar pasar nueve lámparas de forma consecutiva y detener las lámparas subsecuentes que se encuentran en el transportador de ligas, cuando el transportador de cadenas esté avanzando el dosificador permitirá la salida de lámparas del transportador de ligas, cuando el transportador de cadenas se encuentre detenido el dosificador no permitirá la salida de lámparas.

3.5 Mecanismo de apertura y cierre

a) *Soporte principal*

El soporte principal es la pieza donde estarán situados todos los elementos del conjunto dosificador de lámparas, este soporte estará fijo en los extremos de las placas del transportador de ligas por medio de cuatro pernos, dos en cada extremo.

Este soporte cuenta con correderas en los extremos para posicionar de manera óptima los elementos del dosificador con respecto a la altura de las lámparas. El material con el que será fabricado es de acero dulce AISI 1018 estirado en frío.

La siguiente figura muestra el diseño del soporte principal, el plano de fabricación se presenta en el anexo B.11.



Figura 3.5.1.- Soporte principal.

b) *Brazo*

Esta pieza tiene como función contribuir para detener o permitir el paso de lámparas que se encuentren en la parte horizontal del transportador de ligas, el movimiento de esta pieza estará gobernado por un actuador neumático que al recibir la señal de paro extenderá su vástago, transmitiendo el movimiento lineal al brazo, en la parte final de esta pieza debe montarse un perno, ya que este perno estará interactuando de manera continua con el trinquete.

El material con el que será fabricado es de acero dulce AISI 1018 estirado en frío.

La siguiente figura muestra el diseño del brazo, el plano de fabricación se presenta en el anexo B.1.

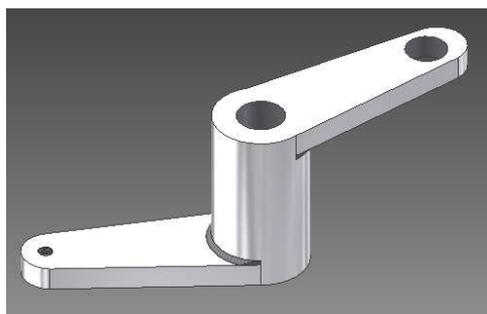


Figura 3.5.2.- Brazo.

c) *Trinquete*

La función del trinquete es seguir el movimiento rotacional generado por las paletas al ser impulsadas por las lámparas que golpean estas, el trinquete está diseñado para interactuar con el perno del brazo. El material con el que será fabricado es un acero dulce AISI 1018 estirado en frío.

En las extremidades del trinquete se localizan chaflanes muy agudos con el fin de engancharse con el perno del brazo al momento en que este atraviese la trayectoria del trinquete.

En la siguiente figura se muestra el diseño del trinquete, el plano de fabricación de este elemento se presenta en el anexo B.12

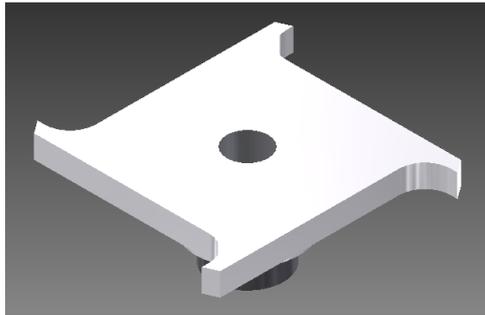


Figura 3.5.3.- Trinquete.

d) *Cuerpo paletas*

Estará unido por medio de dos pernos al soporte principal, su función es alojar un rodamiento de bolas de una hilera de ranura profunda suelto por el que pasara un pequeño eje, este eje seguirá el movimiento de rotación transmitido por las paletas y a su vez hará girar el trinquete.

El material propuesto para la fabricación de este elemento es un acero dulce AISI 1018 estirado en frío, la siguiente figura muestra el diseño de esta piezas, el plano de fabricación se presenta en el anexo B.3.



Figura 3.5.4.- Cuerpo paletas

e) *Camisa inserción paletas*

Esta pieza sirve para alojar y sostener las paletas por medio de dos pernos, estará sujeta al eje que pasa por el rodamiento que se aloja en la pieza anterior a través de cuatro opresores.

El material propuesto para la fabricación de este elemento es un acero dulce AISI 1018 estirado en frío, la siguiente figura muestra el diseño de esta piezas, el plano de fabricación se presenta en el anexo B.2.



Figura 3.5.5.- Camisa inserción paletas.

f) Paletas

Las paletas estarán en contacto directo con las lámparas, su funcionamiento es similar a las puertas rotativas que se encuentran en los edificios lujosos, permitiendo el paso individual de cada lámpara. Las cuatro paletas unidas por la camisa de inserción de paletas girarán libremente al ser impulsadas por las lámparas que golpean cada paleta.

El material propuesto para la fabricación de las paletas es un acero dulce AISI 1018 estirado en frío, la siguiente figura muestra el diseño de una paleta, el plano de fabricación se presenta en el anexo B.7.

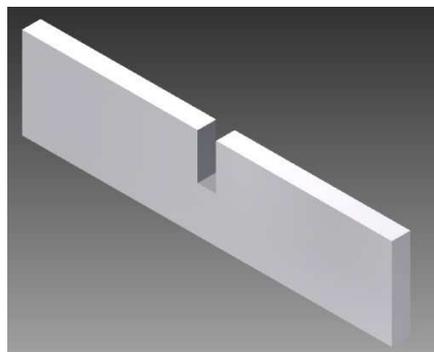


Figura 3.5.6.-Paleta.

Los demás elementos que conforma el dosificador de lámparas se encuentran en el anexo B, en el siguiente inciso se presentan dibujos de ensamble del transportador de ligas y del dosificador de lámparas.

g) Dibujos de ensamble del dosificador de lámparas y transportador de ligas

Las siguientes figuras muestran los dibujos de ensamble del transportador de ligas, los planos de fabricación de cada elemento que constituyen el transportador se presentan en el anexo A.

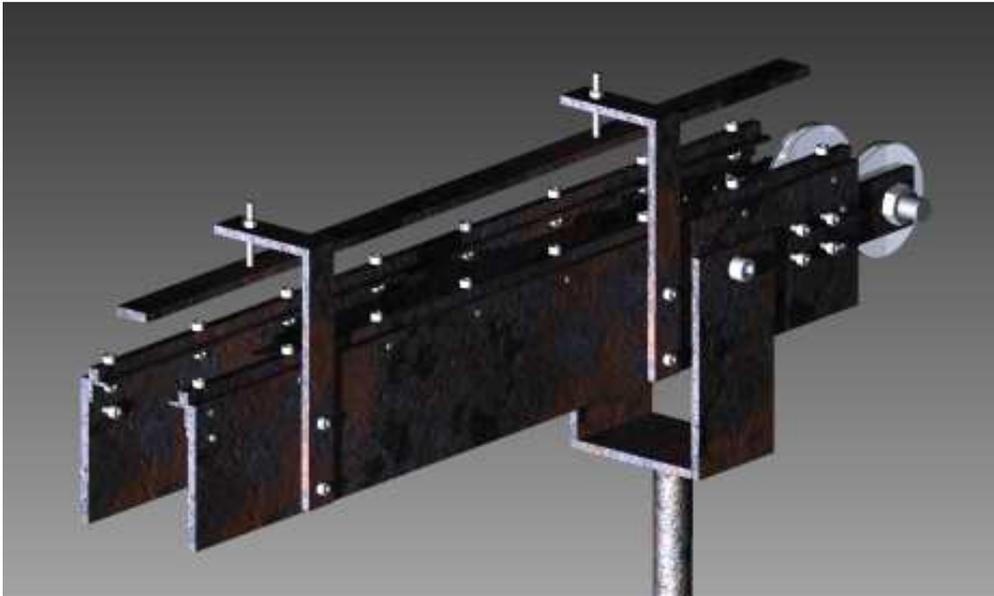


Figura 3.5.7.-Ensamble transportador de ligas sección horizontal.

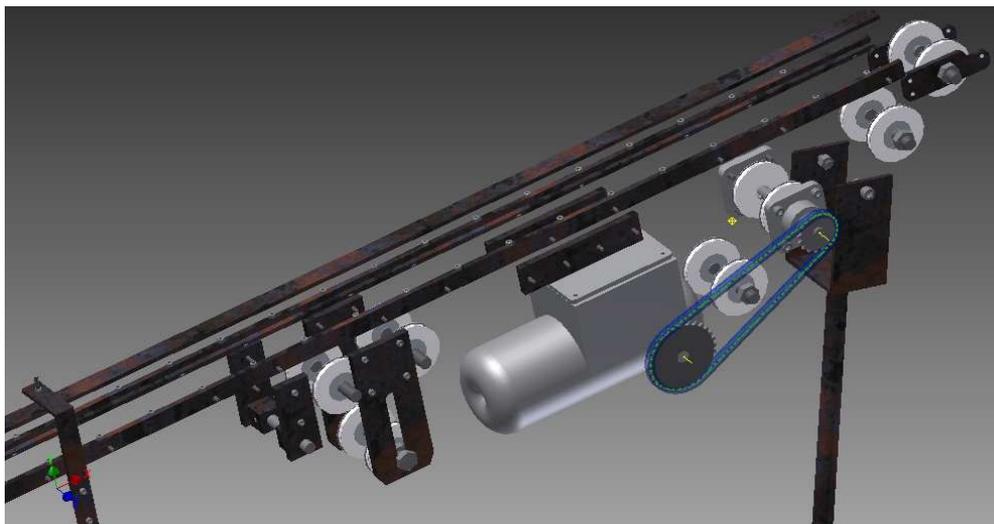


Figura 3.5.8.-Ensamble de los elementos mecánicos del transportador de ligas.



Figura 3.5.9.-Ensamble transportador de ligas sección inclinada, perspectiva elementos de soporte.



Figura 3.5.10.-Ensamble transportador de ligas sección inclinada.



Figura 3.5.11.-Ensamble transportador de ligas.

Las siguientes figuras muestran los dibujos de ensamble del dosificador de lámparas.



Figura 3.5.12.-Ensamble dosificador de lámparas, perspectiva cuerpo paletas.

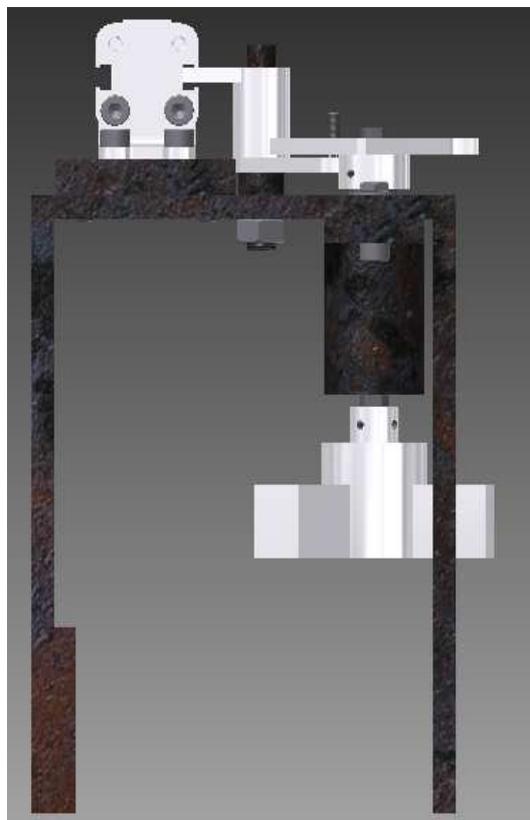


Figura 3.5.13.-Ensamble dosificador de lámparas vista posterior.



Figura 3.5.14.-Ensamble dosificador de lámparas vista isométrica.

3.6 Sumario

En este capítulo se ha presentado la primera parte del diseño a detalle que comprende la parte analítica y numérica del subsistema transportador de ligas.

Se ha determinado las partes más importantes que estarán sometidas a fuerzas externas considerables, con los cálculos y consideraciones realizadas, se ha podido determinar la forma de piezas y la forma en que estas serán ensambladas.

En la parte numérica se ha mostrado los efectos de torsión y flexión que serán desarrollados en los elementos de máquina más críticos del subsistema, con lo cual se ha logrado obtener confianza para la selección de los materiales que serán utilizados para la fabricación de las partes mecánicas.

4

DESARROLLO DE PROPUESTA SEGUNDA PARTE

Este capítulo presenta la segunda parte del desarrollo de la propuesta, mostrando el análisis de los elementos mecánicos claves para el buen funcionamiento del transportador de cadenas. También muestra dibujos de ensamble para cada uno de los componentes más importantes que constituyen el transportador.

4. DESARROLLO DE PROPUESTA SEGUNDA PARTE

4.1 Transportador de cadenas

El transportador de cadenas será alimentado de lámparas provenientes de los discos dosificadores, por tanto, está diseñado para transportar las lámparas ya orientadas a la etapa de inserción de lámpara en forro, así como desalojar las lámparas procesadas, este transportador recorrerá una distancia de 36 pulgadas en cinco segundos y se detendrá por un lapso de tres segundos para llevar a cabo las actividades de apertura de forro e inserción de lámpara.

El transportador de cadenas está diseñado para trabajar de forma indexada, es decir, el sistema motriz del transportador avanzará y se detendrá en un ciclo de trabajo, tomando en consideración que el sistema motriz se detendrá por completo en caso de que se active algún paro de emergencia.

4.2 Análisis de velocidad y potencia requerida en el eje motriz

Velocidad requerida

La velocidad requerida en el eje motriz, se ha determinado a partir del número de piezas que han de procesarse en el intervalo de tiempo requerido por la compañía y la distancia que deben recorrer las lámparas durante un ciclo de trabajo.

Uno de los requerimientos más importantes solicitados por la compañía es el procesar 4000 lámparas por hora, para cubrir esta demanda se ha propuesto implementar un conjunto de nueve acumuladores de forros, los cuales tendrán una separación entre centros de 204 mm.

Las pinzas que sujetarán el forro una vez que este ha sido abierto tienen una separación de 36 mm como se aprecia en la figura 4.2.1. De este modo, la distancia que debe recorrer una lámpara para cambiar de posición es de 102 mm.

Para cubrir nueve posiciones las cadenas del transportador deben recorrer una distancia de $9 \times 102 \text{ mm} = 918 \text{ mm}$.

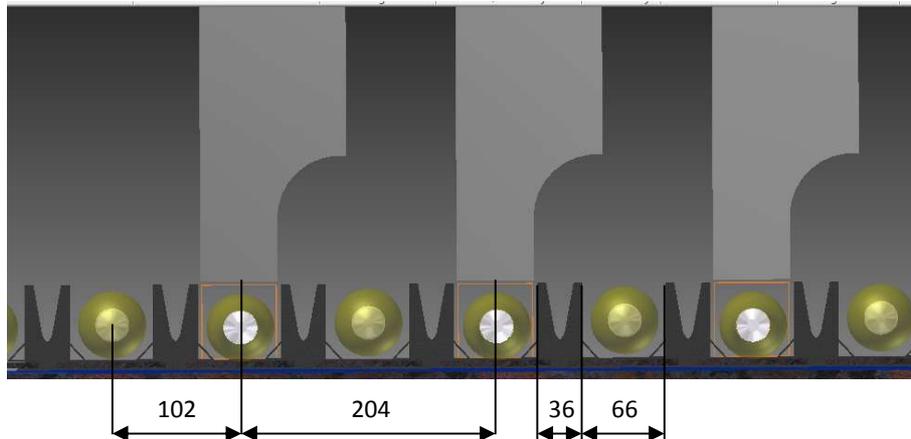


Figura 4.2.1.- Distribución de los acumuladores de forros y pinzas de sujeción (distancias en mm).

Para estimar el tiempo en que el transportador debe recorrer la distancia de 918 mm en función del número de lámparas por hora solicitadas por la compañía se lleva a cabo el siguiente análisis.

$$4000 \text{ p/h} * \left[\frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \right] = 67 \text{ p/min}; \quad \text{Si } 1 \text{ min} = 60 \text{ seg} = 67 \text{ piezas} \quad \therefore 9 \text{ piezas} = 8.06 \text{ seg.}$$

Si se ajusta el tiempo total para producir nueve piezas a 8 segundos, el número total de piezas que entregara el sistema es

$$9 \text{ piezas} = 8 \text{ seg.} \quad \therefore 1 \text{ min} = 60 \text{ seg} = 67.5 \text{ piezas} \quad \text{Y} \quad 1 \text{ hr} = 60 \text{ min} = 4,050 \text{ piezas.}$$

El tiempo total de ciclo es de ocho segundos, de los cuales se destinarán cinco segundos de avance y tres segundos de paro, de esta manera se requiere avanzar 918 mm (36 pulg) cada cinco segundos para posicionar las lámparas debajo de los nueve acumuladores de forros y tres segundos para realizar las actividades de apertura de forros e inserción de lámparas. El chasis del transportador de cadenas estará formado por dos perfiles estructurales de acero tipo C6X8.2, cuyas propiedades se presentan en el anexo J.2



Figura 4.2.2.- Perfil estructural de acero tipo C6X8.2.

El diámetro de las ruedas dentadas que estarán montadas sobre los ejes motriz y conducidos debe estar muy próximo a las seis pulgadas de altura del perfil estructural, por tanto debe seleccionarse una rueda dentada que cumpla con esta condición.

La siguiente tabla muestra los criterios de selección para la rueda dentada a implementar en función de las diferentes características de las ruedas dentadas comercialmente disponibles.

N° Cadena	Paso	Avance por diente (pulg)	La distancia del centro del diente al diente adyacente avanza el paso de la cadena seleccionada, entonces para cubrir una distancia de 36 pulg ¿Cuántos dientes se necesitan en una vuelta?	Diámetro exterior de la rueda dentada en pulg. (debe estar muy próximo a 6 pulg)	Diámetro del barreno de la rueda dentada de 2 pulg a 2 1/2 pulg	Viabilidad de aplicación
25	1/4	0.250	144.00	N/A	N/A	NV
35	3/8	0.375	96.00	11.68	1 1/2	NV
40	1/2	0.500	72.00	11.75	2 3/4	NV
50	5/8	0.625	57.60	FRACCIONARIO NO DESEABLE		
60	3/4	0.750	48.00	11.89	2 3/4	NV
80	1	1.000	36.00	12.03	3 1/4	NV
100	1 1/4	1.250	28.80	FRACCIONARIO NO DESEABLE		
120	1 1/2	1.500	24.00	12.29	3 1/2	NV
140	1 3/4	1.750	20.57	FRACCIONARIO NO DESEABLE		
160	2	2.000	18.00	12.54	5 1/4	NV
180	2 1/4	2.250	16.00	12.66	5 1/4	NV
200	2 1/2	2.500	14.40	NO RECOMENDABLE		
240	3	3.000	12.00	NO RECOMENDABLE		

LOS DIAMETROS SON MUY GRANDES

N° Cadena	Paso	Avance por diente (pulg)	Número de dientes necesarios para cubrir la distancia de 36 pulg en dos vueltas	Diámetro exterior de la rueda dentada en pulg (debe estar muy próximo a 6 pulg)	Diámetro del barreno de la rueda dentada de 2 pulg a 2 1/2 pulg	Viabilidad de aplicación
25	1/4	0.250	72.00	5.88	1 3/4	V
35	3/8	0.375	48.00	5.95	1 1/2	V

40	1/2	0.500	36.00	6.02	2 1/4	V
50	5/8	0.625	28.80	FRACCIONARIO NO DESEABLE		
60	3/4	0.750	24.00	6.15	2 3/4	NV
80	1	1.000	18.00	6.27	2 3/4	NV
100	1 1/4	1.250	14.40	NO RECOMENDABLE		
120	1 1/2	1.500	12.00	NO RECOMENDABLE		
140	1 3/4	1.750	10.29	NO RECOMENDABLE		
160	2	2.000	9.00	NO RECOMENDABLE		
180	2 1/4	2.250	8.00	NO RECOMENDABLE		
200	2 1/2	2.500	7.20	NO RECOMENDABLE		
240	3	3.000	6.00	NO RECOMENDABLE		

DIAMETROS APROXIMADOS

N° Cadena	Paso	Avance por diente (pulg)	Número de dientes necesarios para cubrir la distancia de 36 pulg en tres vueltas	Diámetro exterior de la rueda dentada en pulg (debe estar muy próximo a 6 pulg)	Diámetro del barreno de la rueda dentada de 2 pulg a 2 1/2 pulg	Viabilidad de aplicación
25	1/4	0.250	48.00	3.960	1 3/8	NV
35	3/8	0.375	32.00	4.030	1 3/8	NV
40	1/2	0.500	24.00	4.100	2 1/4	NV
50	5/8	0.625	19.20	FRACCIONARIO NO DESEABLE		
60	3/4	0.750	16.00	NO RECOMENDABLE		
80	1	1.000	12.00	NO RECOMENDABLE		
100	1 1/4	1.250	9.60	NO RECOMENDABLE		
120	1 1/2	1.500	8.00	NO RECOMENDABLE		
140	1 3/4	1.750	6.86	NO RECOMENDABLE		
160	2	2.000	6.00	NO RECOMENDABLE		
180	2 1/4	2.250	5.33	NO RECOMENDABLE		
200	2 1/2	2.500	4.80	NO RECOMENDABLE		
240	3	3.000	4.00	NO RECOMENDABLE		

DIAMETROS PEQUEÑOS

N° Cadena	Paso	Avance por diente (pulg)	Número de dientes necesarios para cubrir la distancia de 36 pulg en cuatro vueltas	Diámetro exterior de la rueda dentada en pulg (debe estar muy próximo a 6 pulg)	Diámetro del barreno de la rueda dentada de 2 pulg a 2 1/2 pulg	Viabilidad de aplicación
25	1/4	0.250	36.00	3.008	1	NV
35	3/8	0.375	24.00	3.070	1 3/8	NV
40	1/2	0.500	18.00	3.140	1 1/2	NV
50	5/8	0.625	14.40	FRACCIONARIO NO DESEABLE		
60	3/4	0.750	12.00	NO RECOMENDABLE		
80	1	1.000	9.00	NO RECOMENDABLE		
100	1 1/4	1.250	7.20	NO RECOMENDABLE		
120	1 1/2	1.500	6.00	NO RECOMENDABLE		
140	1 3/4	1.750	5.14	NO RECOMENDABLE		
160	2	2.000	4.50	NO RECOMENDABLE		
180	2 1/4	2.250	4.00	NO RECOMENDABLE		
200	2 1/2	2.500	3.60	NO RECOMENDABLE		
240	3	3.000	3.00	NO RECOMENDABLE		

DIAMETROS MUY PEQUEÑOS

Tabla 4.2.1.- Criterios de selección para la rueda dentada a implementar.

De la tabla anterior la rueda dentada seleccionada tiene un paso de 1/2", 36 dientes, 6.02" de diámetro exterior, 2 1/4" de diámetro máximo de barreno, tipo B para cadena N° 40.

Se requiere que la rueda dentada de dos vueltas completas para que avance 36 pulgadas en cinco segundos, ya que

$$1 \text{ paso de diente} = .5 \text{ pulg} \quad \text{Por tanto} \quad 72 \text{ pasos} = 36 \text{ pulg} = 2 \text{ vueltas.}$$

El número de rpm que requiere la rueda dentada se ha estimado de la siguiente manera

Si

$$5 \text{ seg} = 2 \text{ vueltas} \quad \text{Por tanto} \quad 1 \text{ min} = 60 \text{ seg} = 24 \text{ rpm.}$$

De esta manera, la rueda dentada requiere de 24 rpm, las cuelas serán suministradas por el sistema motriz.

Potencia requerida

La potencia que requiere el transportador de cadenas está en función de la distancia de 36 pulg a recorrer y del peso de los elementos que conforman el transportador, por tanto, primeramente se estimará el peso aproximado de los elementos que conformaran el transportador y posteriormente se aplicará la ecuación de trabajo y energía para estimar la potencia requerida.

El peso aproximado de los elementos a desplazar que constituyen el transportador de cadenas se presenta en la siguiente tabla

PESOS ESTIMADOS DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA A DESPLAZAR	
PESO (lb)	COMPONENTE
482	Cadenas transportador principal
636	Cadenas transportador secundario
57.28	Ruedas dentadas transportadores principal y secundario
89.64	Placas base del transportador principal
19.4	Placas guías del transportador principal
21.2	Eje motriz
12.08	Eje conducido uno
26.13	Eje conducido dos
4.142	Eje conducido tres
12.77	Eje conducido cuatro
8.76	Eje conducido cinco
26.45	Engranajes helicoidales
7.8264	Disco horizontal
14.81	Disco vertical
39	Cadena discos dosificadores
19	Pinzas
1,476	Peso total

Tabla 4.2.2.- Pesos estimado de los componentes que constituyen el transportador de cadenas.

El peso aproximado total de los elementos que requiere el transportador de cadenas desplazar en cinco segundos es de 1,476 lb \cong 1,500 lb. La potencia requerida se ha estimado con la ayuda de la ecuación de trabajo y energía de la siguiente manera

$$P = (F) (V_i) = (1,500 \text{ lb}) (0.6 \text{ ft/seg}) = 900 \text{ lb.ft/seg} = 1.63 \text{ Hp.}$$

Donde

$$V_i = \frac{d}{t} = \frac{3 \text{ ft}}{5 \text{ seg}} = 0.6 \text{ ft/seg} \quad Y \quad 36 \text{ pulg} = 3 \text{ ft.}$$

Además

$$1 \text{ Hp} = 550 \text{ ft.lb/seg}$$

Por tanto

$$1.63 \text{ Hp} = 900 \text{ ft.lb/seg}$$

Entonces, la potencia mínima requerida para desplazar 1,500 lb una distancia de 36 pulg en cinco segundos es de 1.63 Hp. Es necesario considerar una potencia mayor a la estimada al momento de seleccionar el tipo de motor a implementar, ya que los factores de fricción y los pesos de los elementos de fijación no han sido considerados en el análisis anterior.

4.3 Sistema motriz

El sistema motriz parte medular del transportador de cadenas, ya que este generará el par torsional y la velocidad necesaria para mover el eje motriz, el cual a su vez impulsará las cadenas y ejes conducidos necesarios para transportar las lámparas a procesar y procesadas.

El sistema motriz del transportador de cadenas está constituido por un motor de corriente alterna de tres polos y un reductor de engranes rectos. En la parte final del reductor se localiza el eje de salida, el cual entrega el par torsor y el número de revoluciones por minuto requeridas.

Sobre el eje de salida del reductor se montará un engrane recto el cual transmitirá el par torsional y la velocidad requerida al eje motriz por medio de otro engrane recto.

Con la potencia mínima calculada y las rpm necesarias para mover el transportador de cadenas se puede elegir el tipo de motor y el reductor a implementar, posteriormente se realizará el análisis, selección de material y diseño para la fabricación del eje motriz.

a) Características del motor seleccionado

El transportador de cadenas está diseñado para trabajar de forma indexada, por tanto, se requiere buena precisión en la posición y en la velocidad de avance, se utilizará un motor síncrono de corriente alterna de tres polos ya que este tipo de motor trabaja exactamente a la velocidad síncrona sin deslizamiento.

No es necesario utilizar un motor con altas revoluciones de salida, por lo que, se debe elegir un motor de bajas rpm. Como ya se ha mencionado, es de suma importancia que los componentes eléctricos y/o electrónicos estén dentro de la lista de materiales estándar requeridos por la compañía, por tanto, el motor seleccionado para esta aplicación debe estar dentro de los estándares solicitados.

Con la potencia mínima calculada y el menor número de rpm será seleccionado el motor a implementar, la siguiente figura muestra las especificaciones técnicas de motores de corriente alterna marca SIEMENS.

HP	RPM		Armazón	Corriente (A)			Eficiencia nominal %			Factor de potencia			Nom. (Nm)	Par Rotor Bloq. %	Máx %	Conexión
	síncrona	asíncrona		en vacío	plena carga	arranque	1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga				
0.5	900	845	143T		1.1	4.1	59.0	63.0	64.0	0.49	0.61	0.69	4.2	200	240	Y
	3600	3450	145T	1.3	2.6	26	74.5	78.8	80.0	0.79	0.89	0.94	4.1	190	260	Y
	1800	1730	145T	2.1	3.0	26	76.9	80.9	81.5	0.58	0.72	0.80	8.3	270	285	Y
	1200	1140	184T	1.7	3.1	26	79.1	81.5	80.0	0.61	0.71	0.79	12.5	170	245	Y
	900	865	213T	2.4	3.4	26	72.0	75.1	75.5	0.52	0.66	0.76	16.7	200	250	Y
3	3600	3485	182T	1.7	4.2	33	76.8	80.6	81.5	0.72	0.81	0.86	6.1	190	250	Y
	1800	1725	182T	2.0	4.2	33	82.4	82.9	81.5	0.68	0.79	0.86	12.4	220	280	Y
	1200	1160	213T	2.1	4.3	33	80.0	82.3	82.5	0.67	0.76	0.83	18.4	165	240	Y
	900	865	215T	2.1	4.8	33	75.0	78.1	78.5	0.55	0.69	0.78	25	155	230	Y
NEMA	S	S	ES	C	D	E	2F	BA	N-W	O	P	W	AB	U	Peso aprox. en lbs. RGZ RGZZ	
143T	.188	.188	1.38	12.2	3.50	2.75	4	2.25	2.25	6.93	7.7	.13	6.46	.875	45	85
145T	.188	.188	1.38	13.3	3.50	2.75	5	2.25	2.25	6.93	4.7	.13	6.46	+ .0000	55	75
182T	.250	.250	1.75	14.2	4.50	3.75	4.50	2.75	2.75	8.86	9.7	.13	7.36	+ .125	85	125
184T	.250	.250	1.75	15.2	4.50	3.75	5.50	2.75	2.75	8.86	9.7	.13	7.36	+ .0000	100	130
213T	.313	.313	2.38	18.0	5.25	4.25	5.50	3.50	3.38	10.62	11.2	.13	9.02	+ .375	130	170
215T	.313	.313	2.38	19.1	5.25	4.25	7	3.50	3.38	10.62	11.2	.13	9.02	+ .0000	162	190

Figura 4.3.1.- Tabla de especificaciones técnicas de motores de corriente alterna SIEMENS.

Las características del motor seleccionado son las siguientes

- Motor Eléctrico de corriente alterna
- Marca del motor: SIEMENS
- Número de fases: 3
- Frecuencia normal de operación: 60 Hz.
- Consumo de corriente al arranque: 26 Amp.
- Consumo de corriente a plena carga: 3.4 Amp.
- Consumo de corriente en vacío: 2.4 Amp.
- Potencia: 2 Hp.
- Número de Revoluciones por minuto: 900
- Par torsor generado: 16.7 N.m
- Armazón: 213 T

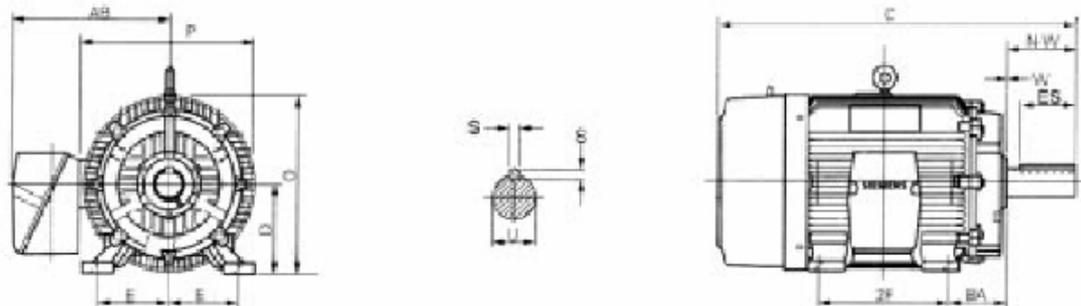


Figura 4.3.2.- Forma y dimensiones del motor seleccionado.

b) *Características del reductor seleccionado*

Es necesario utilizar un reductor de velocidad debido a que el motor seleccionado entrega 900 rpm y son necesarias 24 rpm (exactas) de acuerdo al análisis realizado en la sección 4.2. Con las características del motor seleccionado y las 24 rpm requeridas, las características del reductor a implementar son las siguientes

- Rpm de entrada: 900
- Rpm de salida: 24
- Marca: SIEMENS
- Diámetro de entrada: 3/8 de pulgada.

El par torsor que generará el reductor de engranes es el siguiente

$$T = 63,000 \left[\frac{Hp}{n} \right] = 63,000 \left[\frac{2 Hp}{24 rpm} \right] = 5,250 \text{ lb.in}$$

4.4 Componentes mecánicos

Esta sección presenta el análisis de los componentes mecánicos que interactúan con fuerzas externas considerables, por tanto, se ha omitido el análisis del resto de las piezas mecánicas que conforman el transportador de cadenas, debido a que las fuerzas externas analizadas con las que interactúan estas se han considerado despreciables.

El transportador de cadenas está constituido por un eje motriz y cinco ejes conducidos distribuidos como se aprecia en la siguiente figura.

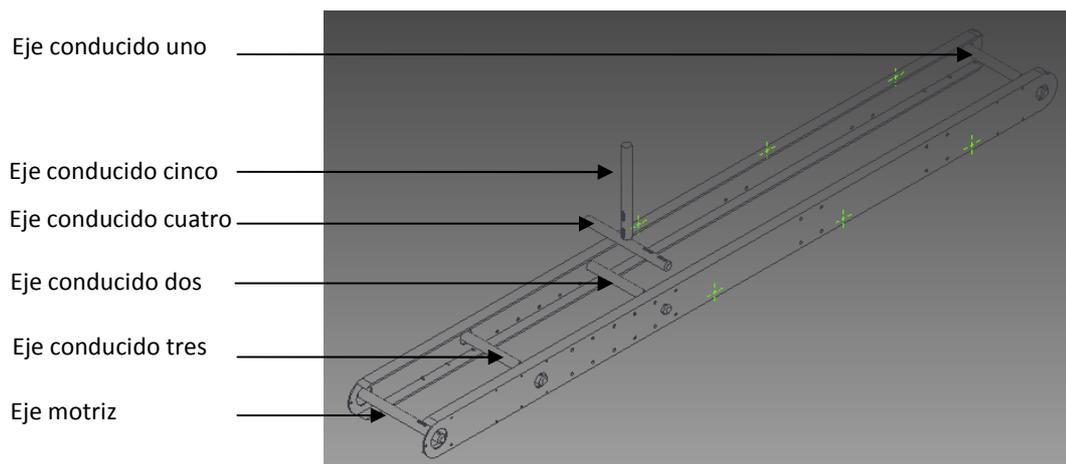


Figura 4.4.1.- Esbozo general eje motriz y ejes conducidos.

4.4.1 Eje motriz

a) Elementos transmisores de potencia del eje motriz

Las características de los elementos transmisores de potencia y componentes que interactúan con el eje motriz del transportador de cadenas son los siguientes

❖ Un engrane recto

El engrane recto se ha seleccionado en función de la potencia de 2 Hp recibida, el diámetro exterior del cual se pretende sea pequeño y del diámetro de barreno donde estará acoplado con el eje que debe estar entre 1" y 2 ¼ de pulgada.

La siguiente tabla muestra las características principales de algunos engranes rectos comercialmente disponibles utilizados para la selección del engrane a implementar.

Paso Diametral	Ángulo de presión (grados)	Cara (pulg)	rpm de operación	Potencia que transmite (HP)	Diámetro exterior (pulg)	Número de dientes	Diámetro máx. de barreno (pulg)	Viabilidad de aplicación
4	20	3 1/2	25	3.1	3.5	12	1 5/16	Barreno pequeño
4	20	3 1/2	25	5.84	5	18	2 3/8	Viable
5	20	2 1/2	25	2.1	3.4	15	1 7/16	Barreno pequeño
5	20	2 1/2	25	3.92	5.2	24	2 3/8	Viable
6	20	2	25	2.19	4.33	24	2 7/8	El más viable
8	20	1 1/2	25	2	5.75	44	2 1/8	Viable

Tabla 4.4.1.1.- Características principales de engranes rectos comercialmente disponibles.

El engrane a implementar tiene las siguientes características

- Engrane recto
- Paso diametral: DP= 6 pulg
- Ancho de cara: 2 pulg
- Velocidad de operación: $n = 25$ rpm
- Diámetro de paso: 4 pulg
- Diámetro máximo de barreno: $2 \frac{7}{8}$ de pulg
- Ángulo de presión: 20°
- Potencia que transmite: 2.19 Hp
- Diámetro exterior: 4.33 pulg
- Número de dientes 24
- Tipo: B
- Marca: MARTIN
- Número de parte: TS624 [catálogo N° 1090, Martin SPROCKET & GEAR, pág. G-30]

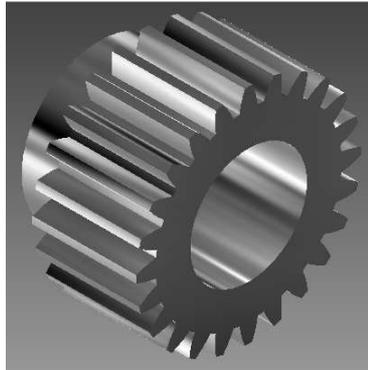


Figura 4.4.1.1.- Engrane seleccionado a implementar.

❖ Dos rodamientos montados

Como aproximación inicial se utilizarán las dimensiones del rodamiento 124216 de la marca DODGE [catálogo D85 DODGE ENGINEERING, pág. B211]. El procedimiento para el análisis del tipo de rodamiento a implementar se presenta en el inciso e).

❖ Dos ruedas dentadas dobles

De acuerdo al análisis realizado en el punto 4.2, las características de las ruedas dentadas que moverán el transportador de cadenas son las siguientes

- Diámetro exterior: 6.02 pulg
- Diámetro máximo de barreno: 2 ½ pulg
- Diámetro de maza: 3 ¾ pulg
- Largo de maza: 1 5/8 pulg
- Número de dientes: 36
- Paso: ½ pulg
- Peso aproximado: 7.20 lb
- Tipo: B
- Para cadena N° 40-2
- Marca: MARTIN
- Número de parte: D40B36 [catálogo N° 1090, Martin SPROCKET & GEAR, pág. E-38].

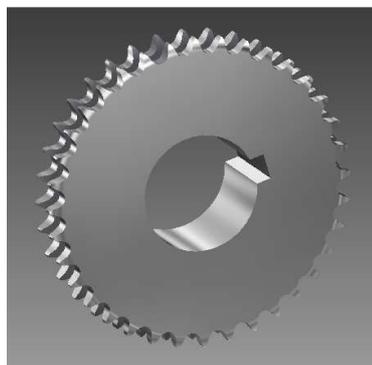


Figura 4.4.1.2.- Rueda dentada doble seleccionada.

❖ Una rueda dentada sencilla

La rueda dentada sencilla transmitirá la potencia al eje conducido tres, las características de esta rueda dentada son

- Diámetro exterior: 6.02 pulg
- Diámetro máximo de barreno: 2 ¼ pulg
- Diámetro de maza: 3 ¼ pulg
- Largo de maza: 1 pulg
- Número de dientes: 36
- Paso: ½ pulg
- Peso aproximado: 3.58 lb
- Tipo: B
- Para cadena N° 40
- Marca: MARTIN
- Número de parte: 40B36 [catálogo N° 1090, Martin SPROCKET & GEAR, pág. E-35].

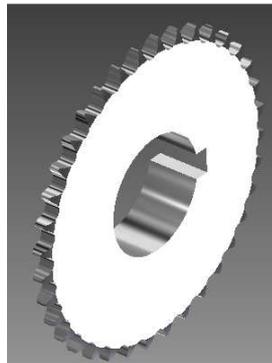


Figura 4.4.1.3.- Rueda dentada sencilla seleccionada.

En la condición de baja velocidad y gran par de torsión, las transmisiones con cadenas son adecuadas, este diseño permite tener flexibilidad, y permite además que la cadena transmita grandes fuerzas de tensión, cuando se transmite potencia entre ejes giratorios, la cadena entra en ruedas dentadas correspondientes llamadas catarinas o ruedas dentadas.

El tipo de cadena más común es la cadena de rodillos, en la que el rodillo sobre cada perno permite tener una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las ruedas dentadas.

La cadena de rodillos se caracteriza por su paso, que es la distancia entre centros de los pernos de la cadena, la cadena de rodillos estándar tiene designación de tamaño del 40 al 240, los dígitos (aparte del cero final) indican el paso de la cadena, en octavos de pulgada, por ejemplo, la cadena 40 tiene un paso de $4/8 = 1/2$ pulgada.

Las capacidades de la transmisión de cadena se basan en datos empíricos con un impulsor uniforme y una carga uniforme, con una duración nominal aproximada de 15,000 h. Las variables importantes son el paso de la cadena, el tamaño y la velocidad de giro de la rueda dentada menor.

A continuación, se presentan las recomendaciones para diseñar transmisiones por cadenas.

- ◆ La cantidad mínima de dientes en una rueda dentada debe ser 17, a menos que el impulsor funcione a una velocidad muy pequeña, menor que 100 rpm.
- ◆ La relación de velocidades máxima debe ser 7.0.
- ◆ La distancia entre centros entre los ejes de ruedas dentadas debe ser de 30 a 50 pasos de cadena (30 a 50 veces el paso de cadena).
- ◆ La rueda dentada mayor no debe tener más de 120 dientes.
- ◆ La longitud de la cadena debe ser un múltiplo entero del paso, y se recomienda tener un número par de pasos, debe evitarse un colgamiento excesivo del lado flojo, en especial en transmisiones que no sean horizontales.
- ◆ La distancia entre centros para determinada longitud de cadena, se supone, que no existe colgamiento en el lado flojo o tenso de la cadena, y por consiguiente es distancia máxima.
- ◆ El diámetro mínimo, y en consecuencia el número de dientes mínimo de una rueda dentada se limitan, con frecuencia, por el tamaño del eje donde van montada.
- ◆ El arco de contacto θ_1 de la cadena en la rueda dentada menor debe ser mayor que 120° .
- ◆ Es esencial dar una buena lubricación a la cadena, se recomienda aceite lubricante derivado del petróleo. Se recomiendan tres tipos distintos de lubricación, que dependen de la velocidad de funcionamiento y la potencia que transmite la cadena, los cuales son: *Tipo A. Lubricación manual o por goteo, Tipo B. Lubricación de baño o con disco y Tipo C. Lubricación con chorro de aceite*

Estas ruedas dentadas transmitirán el movimiento por medio de cadenas al eje conducido uno, por tanto, el procedimiento para estimar la distancia entre centros, la potencia transmitida y la longitud de cadena se describen a continuación.

- El factor de servicio es $FS = 1.0$, el cual está en función de la unidad motriz que para esta aplicación es un motor eléctrico, síncrono y de torque norma, así, como del tipo de servicio al que estará sometido el transportador que en este caso es una carga uniforme.

- Para calcular la potencia de diseño, se requiere estimar que cantidad de potencia es necesaria transmitir del eje motriz al eje conducido uno para que pueda mover el resto de los elementos requeridos, los cuales tienen los siguientes pesos.

PESOS ESTIMADOS DE LOS COMPONENTES A DESPLAZAR PARA DETERMINAR LA POTENCIA REQUERIDA POR TRANSMISIÓN DE CADENA			
PESO (lb)	COMPONENTE	CANTIDAD	PESO TOTAL (lb)
636	Cadenas	1	636
3.58	Ruedas dentadas eje conducido uno y eje conducido dos	10	35.8
26.13	Eje conducido uno	1	26.13
12.08	Eje conducido dos	1	12.08
19	Pinzas	1	19
696.79	Peso total		

Tabla 4.4.1.2.- Peso aproximado del resto de elementos requeridos a desplazar.

El peso aproximado total es de 696.79 lb \cong 697 lb, el cual será necesario desplazar 36 pulgadas cada cinco segundos, de este modo, la potencia requerida se determinara con la ayuda de la ecuación del trabajo y energía de la siguiente manera

$$P = (F) (V_l) = (3,101 \text{ N}) (0.1836 \text{ m/seg}) = 569.34 \text{ Watts} = 0.763 \text{ Hp.}$$

Donde

$$V_l = \frac{d}{t} = \frac{.918 \text{ m}}{5 \text{ seg}} = 0.1836 \text{ m/seg}; \quad 36 \text{ pulg} = 0.918 \text{ m} \quad \text{Y} \quad 697 \text{ lb} = 3,101 \text{ N}$$

La potencia mínima requerida para desplazar el resto de los elementos del transportador de cadenas es de 0.763 Hp, se pretende que la distribución de potencia que va del eje motriz al eje conducido uno sea mayor que la potencia suministrada del eje motriz al eje conducido tres.

Cada cadena que va del eje motriz al eje conducido uno deberá transmitir al menos 0.75 Hp, por tanto, la potencia total transmitida por ambas cadenas será de 1.5 Hp, dejando así $\frac{1}{2}$ Hp de potencia que será transmitida del eje motriz al eje conducido tres. La potencia de diseño es

$$P_d = (FS) (P_n) = (1.0) (0.5 \text{ Hp}) = 0.5 \text{ Hp}$$

- El tipo de cadena a implementar es una cadena de rodillos de dos hileras con accesorios de tablillas, para trabajo moderado, las dimensiones y formas de estos tipos de cadenas se presentan en el anexo J.3.
- El número de dientes de la rueda dentada conducida debe tener el mismo número de dientes que la rueda dentada motriz para tener la misma velocidad

de giro en ambos ejes. Por tanto, el número de dientes de la rueda dentada conducida es de 36.

- La velocidad de la rueda dentada conducida debe ser la misma velocidad que la rueda dentada motriz, por tanto la velocidad de salida es de 24 rpm.
- Ya que el eje motriz y el eje conducido uno deben girar a la misma velocidad, la relación de velocidad deseada es $R = 24 \text{ rpm} / 24 \text{ rpm} = 1$.
- Para la cadena simple de rodillos N° 40, la capacidad de potencia transmitida, se estima a partir de la tabla correspondiente a los Hp que el fabricante pública en sus catálogos, la siguiente figura muestra la tabla correspondiente a los Hp transmitidos para una cadena simple de rodillos en función de la velocidad mínima de giro de la rueda dentada conducida (24 rpm en este caso) y el número de dientes (36 en esta aplicación).

Núm. de dientes	0.5001 pulgadas de paso									Velocidad mínima de giro de la catena, revoluciones															
	10	25	50	100	180	200	300	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000
11	0.06	0.14	0.27	0.52	0.91	1.00	1.48	2.42	3.34	4.28	4.90	5.80	6.40	5.57	4.66	3.70	2.85	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50	0.00
12	0.06	0.15	0.29	0.56	0.99	1.09	1.61	2.64	3.64	4.64	5.13	6.11	7.09	6.34	5.31	4.22	3.25	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87	0.69	0.57	0.00
13	0.07	0.16	0.31	0.61	1.07	1.19	1.75	2.86	3.95	5.02	5.56	6.62	7.68	7.15	5.90	4.78	3.66	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.60	0.00
14	0.07	0.17	0.34	0.66	1.15	1.28	1.88	3.08	4.25	5.41	5.98	7.15	8.27	7.59	6.70	5.31	4.09	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.60	0.00
15	0.08	0.19	0.36	0.70	1.24	1.37	2.07	3.30	4.45	5.60	6.41	7.64	8.86	8.86	7.43	5.89	4.54	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.60	0.00
16	0.08	0.20	0.39	0.75	1.32	1.46	2.15	3.52	4.86	6.18	6.84	8.15	9.45	9.76	8.18	6.49	5.00	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	0.90	0.60	0.00
17	0.09	0.21	0.41	0.80	1.40	1.55	2.29	3.74	5.10	6.57	7.27	8.66	10.04	10.69	8.90	7.11	5.48	4.17	3.31	2.71	1.94	1.47	1.00	0.60	0.00
18	0.09	0.22	0.43	0.84	1.48	1.64	2.42	3.96	5.46	6.99	7.69	9.17	10.63	11.85	9.76	7.75	5.97	4.54	3.60	2.98	2.11	1.60	1.00	0.60	0.00
19	0.10	0.24	0.46	0.90	1.57	1.73	2.56	4.18	5.77	7.34	8.17	9.66	11.22	12.64	10.59	8.40	6.47	4.92	3.91	3.20	2.29	1.69	1.00	0.60	0.00
20	0.10	0.25	0.48	0.94	1.65	1.82	2.69	4.39	6.07	7.73	8.55	10.18	11.81	13.42	11.44	9.07	6.99	5.31	4.22	3.45	2.47	1.60	1.00	0.60	0.00
21	0.11	0.26	0.51	0.98	1.73	1.91	2.83	4.61	6.37	8.11	8.98	10.69	12.40	14.10	12.30	9.78	7.52	5.72	4.54	3.71	2.65	1.60	1.00	0.60	0.00
22	0.11	0.27	0.53	1.03	1.81	2.01	2.96	4.83	6.68	8.50	9.40	11.20	12.99	14.77	13.19	10.47	8.06	6.13	4.87	3.98	2.85	1.60	1.00	0.60	0.00
23	0.12	0.28	0.56	1.08	1.90	2.10	3.10	5.05	6.98	8.89	9.83	11.71	13.58	15.44	14.10	11.99	8.62	6.55	5.20	4.26	3.05	1.60	1.00	0.60	0.00
24	0.12	0.30	0.58	1.12	1.98	2.19	3.23	5.27	7.38	9.37	10.26	12.22	14.17	16.11	15.03	11.95	9.18	6.99	5.54	4.54	3.20	1.60	1.00	0.60	0.00
25	0.13	0.31	0.60	1.17	2.06	2.28	3.36	5.49	7.89	9.96	10.69	12.73	14.76	16.78	15.98	12.60	9.76	7.43	5.89	4.82	3.40	1.60	1.00	0.60	0.00
26	0.13	0.32	0.65	1.22	2.14	2.37	3.50	5.71	7.89	10.06	11.11	13.24	15.35	17.45	16.95	13.85	10.36	7.88	6.23	5.12	3.60	1.60	1.00	0.60	0.00
28	0.14	0.34	0.67	1.31	2.31	2.55	3.77	6.13	8.50	10.82	11.97	14.26	16.53	18.79	18.94	15.03	11.57	8.80	6.99	5.72	4.00	1.60	1.00	0.60	0.00
30	0.15	0.37	0.72	1.41	2.47	2.74	4.04	6.59	9.11	11.59	12.82	15.28	17.71	20.14	21.01	16.67	12.84	9.76	7.75	6.34	4.60	1.60	1.00	0.60	0.00
32	0.16	0.40	0.77	1.50	2.64	2.92	4.31	7.03	9.71	12.38	13.68	16.30	18.89	21.49	23.14	18.37	14.14	10.76	8.54	7.14	5.20	1.60	1.00	0.60	0.00
35	0.18	0.43	0.84	1.64	2.86	3.19	4.71	7.69	10.62	13.52	14.96	17.82	20.67	23.49	26.30	21.00	16.17	12.30	9.76	8.00	6.00	1.60	1.00	0.60	0.00
40	0.21	0.50	0.96	1.87	3.30	3.65	5.38	8.79	12.14	15.45	17.40	20.57	23.62	26.85	30.06	25.67	19.76	15.03	11.00	9.00	7.00	1.60	1.00	0.60	0.00
45	0.23	0.56	1.08	2.11	3.71	4.10	6.08	9.89	13.66	17.39	19.24	22.92	26.57	30.20	33.82	30.63	23.58	17.31	13.00	10.00	7.50	1.60	1.00	0.60	0.00

Figura 4.4.1.4- Tabla de capacidades en Hp para cadena simple de rodillos N° 40.

- De la figura anterior, la capacidad de potencia es

$$P \cong (0.45 \text{ Hp}) (1.7) = 0.765 \text{ Hp} \text{ (para una cadena de dos hileras)}$$

Esto indica que las cuatro cadenas transmitirán 1.53 hp a las ruedas dentadas conducidas que se localizan en el eje conducido uno, dejando que la cadena que va del eje motriz al eje conducido tres transmita 0.47 hp.

- El diámetro de paso de ambas ruedas dentadas se estima con la siguiente expresión

$$D_p = \frac{p}{\text{Sen}\left(\frac{180^\circ}{N_1}\right)} = \frac{0.5 \text{ pulg}}{\text{Sen}\left(\frac{180^\circ}{36}\right)} = 5.736 \text{ pulg.}$$

Donde

$$p = 0.5 \text{ pulg} \quad Y \quad N_1 = 36 \text{ dientes.}$$

- La distancia aproximada requerida entre centros de la rueda dentada motriz y la rueda dentada conducida es de 120 pulg. Esta distancia no está dentro de las distancias entre centros recomendadas por el fabricante para este cadena. Pero ya que se utilizará tensores de cadenas no debe existir problema alguno de colgamiento.
- La longitud de la cadena para la distancia entre centros de 120 pulg se puede estimar de la siguiente manera

$$L = (2) (C_{\text{pasos}}) + \left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right) = (2) (240) + 36 = 516 \text{ pasos} = 258 \text{ pulg.}$$

Donde

$$C_{\text{pasos}} = 240 \text{ pasos.}$$

- La distancia teórica entre centros se puede estimar con la ayuda de la siguiente expresión

$$C_{\text{teo}} = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C_{\text{teo}} = \frac{1}{4} \left[516 - 36 + \sqrt{(516 - 36)^2} \right] = 240 \text{ pasos} = 120 \text{ pulg.}$$

Se supone que esta es la distancia máxima donde no se presenta colgamiento en el lado flojo o tenso de la cadena.

- El ángulo de contacto entre las ruedas dentadas y las cadenas es

$$\theta = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{D_p - D_p}{2C_{\text{teo}}} \right] = 180^\circ$$

De este manera, el ángulo de contacto es mayor que 120° lo cual, está dentro de las recomendaciones para el diseño por transmisiones de cadena.

De acuerdo al análisis anterior, la cadena a implementar debe cumplir con las siguientes características

- Cadena N° 40 de dos hileras
- Paso $\frac{1}{2}$ pulg
- 516 pasos = 120 pulg de longitud
- Distancia máxima entre centros 120 pulg
- Lubricante tipo A por brocha
- Lubricante recomendado SAE 30.

Con la selección de los componentes que interactuarán con el eje motriz, el siguiente paso es el análisis y selección de material para el diseño del eje motriz, el cual se presenta a continuación.

b) *Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje motriz*

El procedimiento analítico que se describe a continuación está basado en la norma ANSI B106.1 M-1985, para estimar el diámetro mínimo requerido en un eje de transmisión de potencia, el cual es analizado por torsión, flexión, fatiga y cortante invertido debido a las fuerzas externas producidas por los elementos transmisores de potencia que interactúan con el eje.

- ❖ Es necesario conocer la velocidad de giro que será transmitida al eje, en función del número de revoluciones por minuto (rpm) generadas por el sistema motriz y el número de dientes del engrane recto motriz y conducido, en este caso la relación de velocidades es uno a uno, por tanto, el eje estará sometido a 24 rpm.
- ❖ Los elementos transmisores de potencia y componentes que interactuarán con el eje motriz son un engrane recto (1), dos rodamientos montados (2,3), dos ruedas dentadas dobles (4,5) y una rueda dentada sencilla (6), las características de estos elementos han sido descritas en el inciso a) de esta sección.
- ❖ La ubicación de los elementos transmisores de potencia y las distancias aproximadas entre ellos se presentan en la siguiente figura.

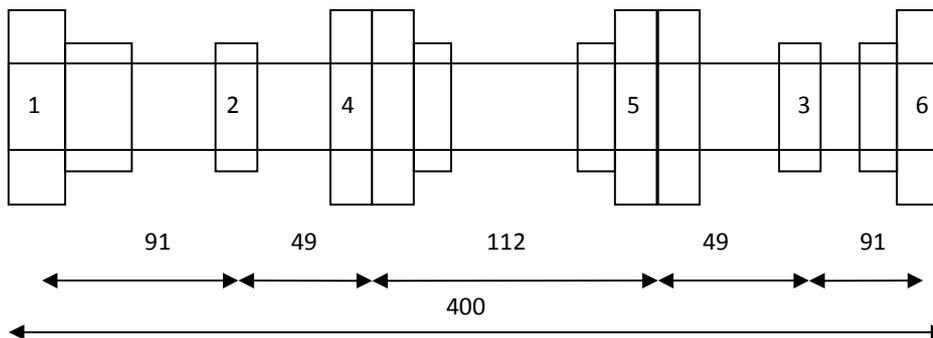


Figura 4.4.1.5.- Ubicación de los elementos transmisores de potencia (las distancias están en mm).

- ❖ El engrane motriz está orientado 90° con respecto al engrane conducido, como se muestra en la siguiente figura, las ruedas dentadas motrices están alineadas en la horizontal con respecto a las ruedas dentadas conducidas.

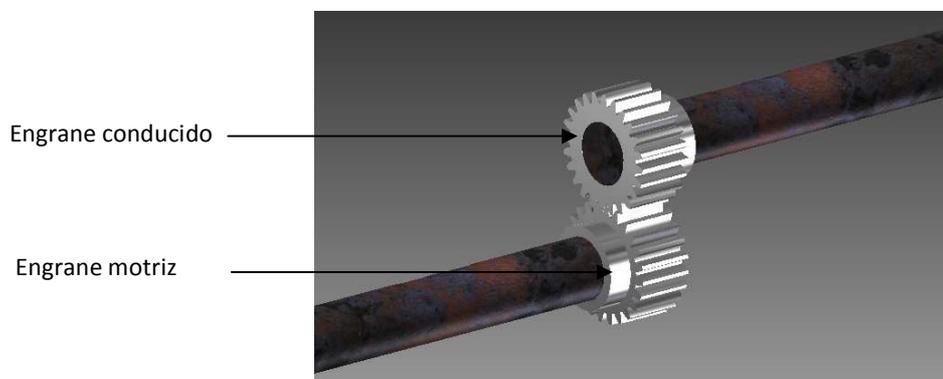


Figura 4.4.1.6- Orientación del engrane motriz con respecto al engrane conducido.

- ❖ La forma en que los elementos transmisores de potencia estarán sujetos al eje motriz será por medio de cuñas tipo perfil, por tanto, será necesario llevar a cabo un análisis del tipo, forma y material de la cuña a implementar, tal análisis se presentan en los incisos c) y d) de esta sección.
- ❖ El par torsor que será desarrollado en cada uno de los elementos transmisores de potencia y de los componentes que interactuarán con el eje motriz se describe a continuación

La potencia total generada por el sistema motriz seleccionado es de 2 Hp.

Engrane recto (1).- Recibe toda la potencia suministrada por el sistema motriz, el par torsor T_1 generado en este punto es el siguiente

$$T_1 = 63,000 \left[\frac{2 \text{ Hp}}{24 \text{ rpm}} \right] = 5,250 \text{ lb.pulg} = 593,168 \text{ N.mm}$$

Donde $P = 2 \text{ Hp}$ $n = 24 \text{ rpm}$

Rodamiento montado (2).- El par torsor desarrollado por el engrane pasa a través de este rodamiento hasta la rueda dentada doble (4) donde se transmite parte de la potencia, el par torsor generado T_2 en el rodamiento es el siguiente

$$T_2 = 63,000 \left[\frac{0.765 \text{ Hp}}{24 \text{ rpm}} \right] = 2,008 \text{ lb.pulg} = 226,873 \text{ N.mm}$$

Donde $P = 0.765 \text{ Hp}$ (potencia máxima que puede transmitir la cadena)

Ruedas dentadas dobles (4,5).- Se asume que la potencia es distribuida de igual manera en ambas ruedas dentadas, entonces el par torsor que se genera en ambas ruedas T_4 y T_5 es el siguiente

$$T_4 = T_5 = 63,000 \left[\frac{0.765 \text{ Hp}}{24 \text{ rpm}} \right] = 2,008 \text{ lb.pulg} = 226,873 \text{ N.mm}$$

Rodamiento montado (3).- La rueda dentada sencilla suministra una potencia de 1.47 Hp, la cual pasa por este rodamiento, por tanto, el par torsor generado es

$$T_3 = 63,000 \left[\frac{0.47 \text{ Hp}}{24 \text{ rpm}} \right] = 1,234 \text{ lb.pulg} = 139,423 \text{ N.mm}$$

Rueda dentada sencilla (6).- Este elemento suministra la potencia de 0.47 Hp al eje conducido tres, por tanto, el par torsor generado es el mismo que del rodamiento (3), por tanto, $T_6 = T_3 = 1,234 \text{ lb.pulg}$.

- ❖ Las fuerzas que interactuarán en el eje debido a los elementos de potencia son las siguientes

Engrane recto (1).- El engrane recto produce una fuerza tangencial que provoca que el engrane sea impulsado y una fuerza radial que provoca que el engrane conducido tienda a separarse del engrane motriz, estas fuerzas pueden estimarse de la siguiente manera

$$F_T = \frac{T_1}{(D_p)/2} = \frac{5,250 \text{ lb.pulg}}{(4.00 \text{ pulg})/2} = 2,625 \text{ lb} = 11,677 \text{ N}$$

$$F_R = (F_T) (\tan \varphi_n) = (2,625 \text{ lb}) (\tan 20^\circ) = 955 \text{ lb} = 4,248 \text{ N}$$

Ruedas dentadas dobles (4,5).- Las ruedas dentadas dobles producen una fuerza flexionante sobre el eje, la cual puede estimarse de la siguiente manera

$$F_4 = F_5 = \frac{(T_4)}{(D_p)/2} = \frac{2,008 \text{ lb.pulg}}{(5.736 \text{ pulg})/2} = 700 \text{ lb} = 3,114 \text{ N}$$

Rueda dentada sencilla (6).- La rueda dentada sencilla al igual que las ruedas dentadas dobles genera una fuerza flexionante sobre el eje

$$F_6 = \frac{(T_6)}{(D_p)/2} = \frac{1,234 \text{ lb.pulg}}{(5.736 \text{ pulg})/2} = 430 \text{ lb} = 1,913 \text{ N}$$

Las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia y las reacciones de los rodamientos montados que se transmiten al eje motriz se ilustran en la siguiente figura.

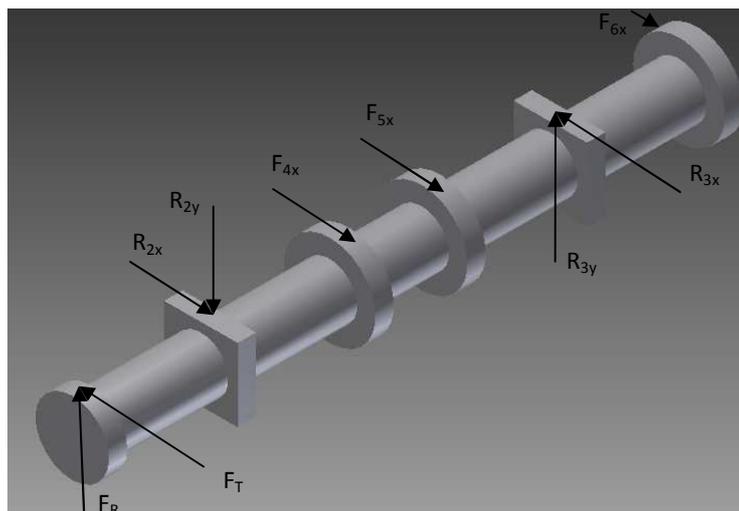


Figura 4.4.1.7.- Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje motriz.

- ❖ Si se considera al eje como una viga simplemente apoyada, las fuerzas y momentos flexionantes en los planos horizontal y vertical generados por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados, se pueden obtener por medio de los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante, como se presentan en las siguientes figuras.

Las fuerzas y reacciones en el plano horizontal generadas en el eje de transmisión debido a los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados se presentan en la siguiente figura, donde $P_1 = F_T = 11,677 \text{ N}$, $P_2 = F_4 = 3,114 \text{ N}$, $P_3 = F_5 = 3,114 \text{ N}$ y $P_4 = F_6 = 1,913 \text{ N}$.

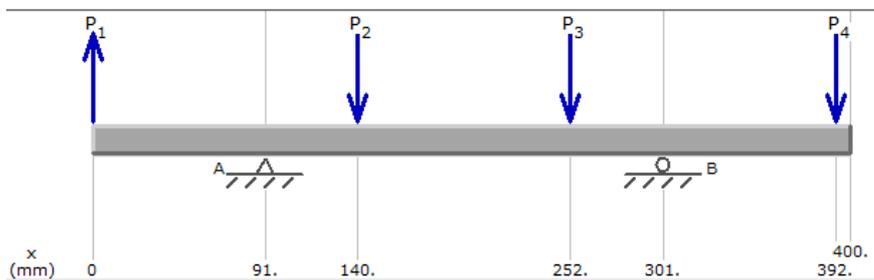


Figura 4.4.1.8.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal.

La magnitud de las reacciones en los rodamientos montados 2 y 3 son de 14,452 N y 10,916 N, respectivamente.

El diagrama de fuerza cortante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el que se presenta a continuación.

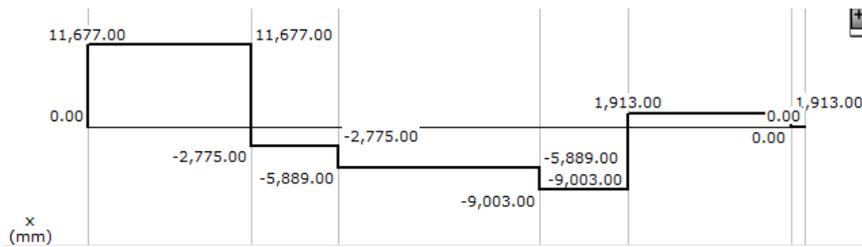


Figura 4.4.1.9.- Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal.

El diagrama de momento flexionante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el siguiente.

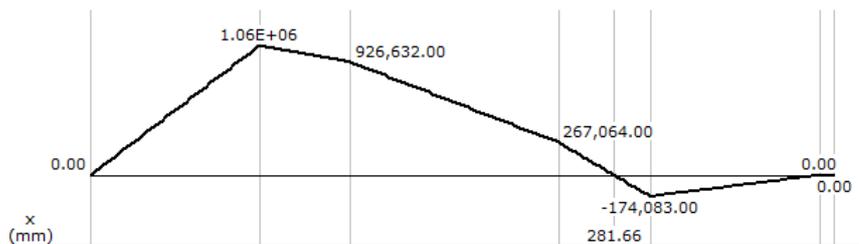


Figura 4.4.1.10.- Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal.

La fuerza y reacciones en el plano vertical generadas en el eje de transmisión debido al engrane recto y los rodamientos montados se presentan en la siguiente figura, donde $P_1 = F_R = 4,248 \text{ N}$.

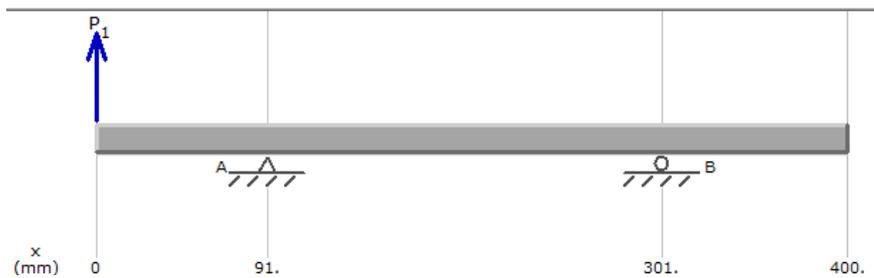


Figura 4.4.1.11.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano vertical.

La magnitud de las reacciones en los rodamientos montados 2 y 3 son de 6,088.8 N y 1,840.8 N respectivamente.

El diagrama de fuerza cortante generado por el engrane recto y los rodamientos montados es el que se presenta a continuación.

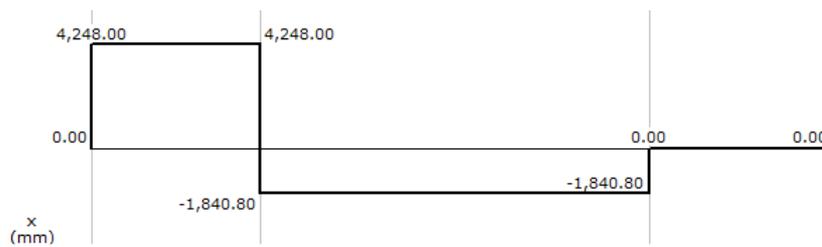


Figura 4.4.1.12.- Diagrama de fuerza cortante en el plano vertical.

El diagrama de momento flexionante generado por el engrane recto y los rodamientos montados es el siguiente.

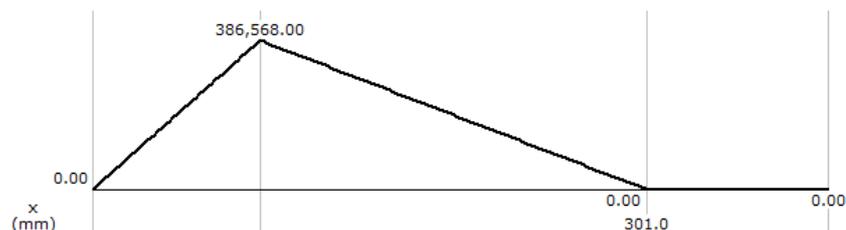


Figura 4.4.1.13.- Diagrama de momento flexionante en el plano vertical.

- ❖ El material propuesto para la fabricación del eje motriz es un acero dulce AISI 1020 laminado en caliente, con 25% de elongación, 55 ksi de resistencia a la fluencia y 30 ksi de resistencia a la tensión, ya que es recomendable utilizar un acero que presente buena ductilidad y buena maleabilidad.

- ❖ Ya que el material seleccionado para la fabricación del eje motriz presenta buena ductilidad y el elemento estará sometido bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en los datos de diseño, se utilizará un factor de seguridad $N = 2$.
- ❖ Las cargas que generan las ruedas dentadas y el engrane recto, producen esfuerzos repetidos e invertidos, ya que el eje es sometido a un esfuerzo de tensión seguido por un esfuerzo de compresión de manera continua.
- ❖ El método de análisis que se presenta a continuación se utiliza para estimar el diámetro mínimo necesario en el punto del eje donde se presenta la mayor concentración de esfuerzos debido a los esfuerzos normales invertidos y repetidos que se generan en el eje, este procedimiento estima el diámetro mayor que debe tener el eje motriz para operar con seguridad, el criterio a utilizar es el siguiente

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d \quad \text{Y} \quad \sigma_d = \frac{S_n'}{N}$$

- ❖ Ya que los elementos transmisores de potencia se fijarán al eje motriz por medio de cuñeros tipo perfil, el factor de concentración de esfuerzos generado por este tipo de elemento es de $K_t = 2.0$
- ❖ Para estimar la resistencia real a la fatiga (S_n') del material seleccionado se debe considerar cuatro factores; material, tipo de esfuerzo, confiabilidad y de tamaño, así como también, determinar la resistencia a la fatiga modificada S_n .

El valor del factor de material considerado para esta aplicación $C_m = 1.00$ pertenece a los aceros forjados, el valor del factor del tipo de esfuerzo considerador para esta aplicación $C_{st} = 1.00$ es utilizado para los esfuerzos flexionantes.

Ya que se requiere de una alta confiabilidad se ha elegido un valor $C_R = 0.81$, dicho valor se ha seleccionado a partir de la tabla 3.3.1 del capítulo tres.

Para determinar el factor de tamaño se plantea la hipótesis de que el diámetro será de 2.25 pulgadas, esta hipótesis será comprobada más adelante. Con la hipótesis planteada y figura 3.3.13 del capítulo tres, se puede determinar el valor del factor de tamaño. Teniendo en cuenta que $2.0 \text{ pulg} < D \leq 10.0 \text{ pulg}$.

Por tanto el valor del factor de tamaño es

$$C_s = 0.859 - (0.02125) (2.25 \text{ pulg}) = 0.8112$$

La resistencia a la fatiga modificada se determina en función de la resistencia de tensión del acero que en esta aplicación es de 55 ksi y del proceso de manufactura utilizada para producir la pieza que en este caso es laminado en caliente, con estas

dos condiciones se emplea la figura 3.3.14 del capítulo tres, para estimar el valor de la resistencia a la fatiga modificada S_n . El valor de la resistencia a la fatiga modificada es aproximadamente $S_n = 19.00$ ksi.

Con los valores determinados de los cuatro factores y el valor de la resistencia modificada, podemos estimar la resistencia real a la fatiga con la siguiente expresión.

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s = 19.00 \text{ ksi} * 1.00 * 1.00 * 0.81 * 0.8112 = 12,490 \text{ psi.}$$

Por tanto, el diámetro mínimo necesario, el cual será el diámetro mayor del eje motriz se calcula de la siguiente forma

Si

$$\sigma_d = K_t \sigma_{m\acute{a}x}$$

Y

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} C}{I} \quad \text{Que denota el esfuerzo de flexi3n en vigas}$$

$$\therefore \sigma_d = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{S} \quad \text{donde,} \quad S = \frac{I}{C}$$

De este modo

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{\sigma_d}$$

El momento máximo es generado por el rodamiento montado (2) como se observa en los diagramas de momento flexionante para los planos horizontal y vertical, la magnitud del momento máximo es la siguiente

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{(M_{2x})^2 + (M_{2y})^2} = \sqrt{(1.06 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm})^2 + (386,568 \text{ N} \cdot \text{mm})^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 1,128,289 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El esfuerzo de diseño en funci3n de la resistencia real a la fatiga es

$$\sigma_d = \frac{S_n'}{N} = \frac{12,490 \text{ psi}}{2} = 6,245 \text{ psi} = 43 \text{ Mpa.}$$

Entonces el m3dulo de secci3n es

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{\sigma_d} = \frac{1,128,289 \text{ N} \cdot \text{mm} * 2}{43 \text{ Mpa}} = 52,479 \text{ mm}^3$$

Si el módulo de sección S para una figura circular esta descrito por $S = \frac{\pi D^3}{32}$

$$\text{Entonces } D = \sqrt[3]{\frac{32 * S}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{(32)(52,479 \text{ mm}^3)}{\pi}} = 81.16 \text{ mm} = 3.2 \text{ pulgadas.}$$

El valor del diámetro comercial más próximo al valor calculado para una barra redonda es de $3 \frac{1}{4}'' = 3.25$ pulgadas. Será necesario cambiar el tipo de material propuesto para la fabricación del eje, debido a que el diámetro máximo de barrenado para las ruedas dentadas requeridas es de $2 \frac{1}{4}'' = 2.25$ pulg, por tanto el proceso anterior será repetido para el nuevo material propuesto.

- ❖ El nuevo material propuesto para la fabricación del eje motriz es un acero dulce AISI 5150 OQT 1000, para maquinado, con 15% de elongación, 149 ksi de resistencia a la fluencia y 160 ksi de resistencia a la tensión, ya que es recomendable utilizar un acero que presente buena ductilidad y buena maleabilidad.

La resistencia a la fatiga modificada se determina al igual que para el caso anterior, esta función de la resistencia de tensión del acero que en este aplicación es de 160 ksi y del proceso de manufactura utilizada para producir la pieza que en este caso es para maquinado, con estas dos condiciones se emplea la figura 3.3.14 del capítulo tres para estimar el valor de la resistencia a la fatiga modificada S_n . El valor de la resistencia a la fatiga modificada es aproximadamente $S_n = 55$ ksi.

Con los valores anteriores determinados para los cuatro factores y el valor de la resistencia modificada, podemos nuevamente estimar las resistencia real a la fatiga con la expresión anterior.

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s = 55.00 \text{ ksi} * 1.00 * 1.00 * 0.81 * 0.8112 = 36,138 \text{ psi} = 249.16 \text{ MPa}$$

El momento máximo calculado con anterioridad es de 1,072,117 N.mm

El esfuerzo de diseño en función de la nueva resistencia real a la fatiga es

$$\sigma_d = \frac{S_n'}{N} = \frac{36,138 \text{ psi}}{2} = 18,069 \text{ psi} = 124.58 \text{ Mpa.}$$

Entonces el módulo de sección es

$$S = \frac{M_{\max} K_t}{\sigma_d} = \frac{1,128,289 \text{ N.mm} * 2}{124.58 \text{ Mpa}} = 18,113 \text{ mm}^3$$

Si el módulo de sección S para una figura circular esta descrito por $S = \frac{\pi D^3}{32}$

$$\text{Entonces } D = \sqrt[3]{\frac{32 * S}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{(32)(18,113 \text{ mm}^3)}{\pi}} = 56.93 \text{ mm} = 2.24 \text{ pulgadas.}$$

El valor comercial más próximo al calculado es de 2.25 pulg = 2 ¼".

Para comprobar la hipótesis propuesta se vuelve a determinar el módulo de sección, el factor de tamaño y la resistencia real a la fatiga con el valor del diámetro comercial seleccionado, esto se presenta a continuación.

Para $D = 2.25$ pulgadas = 57.15 mm, el módulo de sección es

$$S = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi (57.15 \text{ mm})^3}{32} = 18,325 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto, como era de esperarse el módulo de sección es mayor que el calculado inicialmente, además

$$K_t \sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} K_t}{S} = \frac{(1,128,289 \text{ N.mm}) 2}{18,325 \text{ mm}^3} = 123.14 \text{ MPa.}$$

De este modo

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d$$

El factor de tamaño re calculado queda de la siguiente manera

$$C_s = 0.859 - (0.02125) (2.5 \text{ pulg}) = 0.8112$$

Dando una resistencia real a la fatiga de $S_n' = 36,138$ psi, que es igual en ambos casos. De este modo, el valor del diámetro planteado en la hipótesis fue bastante acertado.

- ❖ Hasta aquí solamente se ha analizado un solo punto del eje motriz, de acuerdo al análisis anterior el diámetro mayor del eje es de 2 ¼", se verificará los diámetros mínimos requeridos en los demás puntos críticos del eje como se presenta en seguida

Engrane recto (1).- A la izquierda de este elemento solo se presenta la fuerza cortante, a la derecha no existe momento flexionante, pero se presenta par torsor, además que será maquinado un cuñero tipo perfil, en el cual se desarrollará una concentración de esfuerzos. El diámetro mínimo requerido en este punto será analizado por fuerza cortante vertical y par torsional.

Diámetro mínimo requerido analizado por fuerza cortante vertical

$$D = \sqrt{\frac{(2.94)(k_t)(V_1)(N)}{S_n'}} = \sqrt{\frac{(2.94)(2.0)(12,426 \text{ N})(2)}{246.16 \text{ Mpa}}} = 24.21 \text{ mm}$$

Donde

$$V_1 = \sqrt{(V_{1x})^2 + (V_{1y})^2} = \sqrt{(11,677N)^2 + (4,248N)^2} = 12,426 N.$$

Diámetro mínimo requerido analizado por par torsor

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_1)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_1}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{593,168 N.mm}{1,027.4 Mpa} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 22.33 \text{ mm}$$

Donde

$$M_1=0, \quad S_y = 149 \text{ ksi} = 1,027.4 \text{ MPa}.$$

El análisis realizado por fuerza cortante vertical indica un diámetro mínimo de 24.21 mm, el valor comercial más próximo al calculado es de 1 pulg.

Rodamiento montado (2).- Este elemento estará atornillado en los perfiles de acero del transportador de cadenas, por tanto, no es necesario utilizar anillos de retención u escalones en el eje, debido a que la potencia del engrane recto conducido es transmitida a este elemento, basta con analizar el lado derecho o izquierdo para estimar el diámetro mínimo necesario.

El diámetro mínimo requerido en este punto es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_2)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_2}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2)(1,128,289 N.mm)}{249.16 Mpa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{226,873 N.mm}{1,027.4 Mpa} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 56.93 \text{ mm}$$

Donde

$$M_2 = \sqrt{(M_{2x})^2 + (M_{2y})^2} = \sqrt{(1.06 \times 10^6 N.mm)^2 + (386,568 N.mm)^2}$$

$$M_2 = 1,128,289 \text{ N.mm}; \quad K_t = 2.0$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 2 ¼ pulg.

Rueda dentada doble (4).- Al igual que el engrane recto, las ruedas dentadas estarán unidas al eje motriz por medio de cuñeros tipo perfil, las fuerzas generadas en este punto son; par torsor, momento flexionante y fuerza cortante, basta con analizar el lado derecho o izquierdo del elemento, por tanto, el diámetro mínimo necesario es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_4)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_4}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2.0)(927,873 \text{ N.mm})}{249.16 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{226,873 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 53.34 \text{ mm}$$

Donde

$$M_4 = \sqrt{(M_{4x})^2 + (M_{4y})^2} = \sqrt{(926,632 \text{ N.mm})^2 + (296,368.8 \text{ N.mm})^2}$$

$$M_4 = 972,873 \text{ N.mm} \quad Y \quad K_t = 2$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 2 1/8 de pulg.

Rueda dentada doble (5).- Las fuerzas generadas en este punto son; par torsor, momento flexionante y fuerza cortante, basta con analizar el lado derecho o izquierdo del elemento, por tanto, el diámetro mínimo necesario es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_5)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_5}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2.0)(281,885 \text{ N.mm})}{249.16 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{226,873 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 35.89 \text{ mm}$$

Donde

$$M_5 = \sqrt{(M_{5x})^2 + (M_{5y})^2} = \sqrt{(267,064 \text{ N.mm})^2 + (90,199.2 \text{ N.mm})^2}$$

$$M_5 = 281,885 \text{ N.mm} \quad Y \quad K_t = 2$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 1 1/2 pulg.

Rodamiento montado (3).- Este elemento al igual que el rodamiento montado (2) estará atornillado en los perfiles de acero del transportador de cadenas, por tanto, no es necesario utilizar anillos de retención u escalones en el eje, en este punto se generan par torsor, momento flexionante y fuerza cortante, el diámetro mínimo necesario es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_3)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_3}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1)(174,083 \text{ N.mm})}{249.16 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{139,423 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 24.34 \text{ mm}$$

Donde

$$M_3 = \sqrt{(M_{3x})^2 + (M_{3y})^2} = \sqrt{(174,083 \text{ N.mm})^2 + (0 \text{ N})^2}$$

$$M_3 = 174,083 \text{ N.mm} \quad Y \quad K_t = 1$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 1 pulg.

Rueda dentada sencilla (6).- En este punto se genera una fuerza cortante de reacción como se aprecia en los diagramas de fuerza cortante para los planos horizontal y vertical, así como la presencia del par torsor, además que será maquinado un cuñero tipo perfil, en el cual se desarrollará una concentración de esfuerzos. El diámetro mínimo requerido en este punto será analizado por fuerza cortante vertical y par torsional.

Diámetro mínimo requerido analizado por fuerza cortante vertical

$$D = \sqrt{\frac{(2.94)(K_t)(V_6)(N)}{S_n'}} = \sqrt{\frac{(2.94)(2.0)(1,913 \text{ N})(2)}{246.16 \text{ Mpa}}} = 9.50 \text{ mm}$$

Donde

$$V_6 = \sqrt{(V_{6x})^2 + (V_{6y})^2} = \sqrt{(1,913 \text{ N})^2 + (0 \text{ N})^2} = 1,913 \text{ N.}$$

Diámetro mínimo requerido analizado por par torsor

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_6)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_6}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{139,423 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 13.37 \text{ mm}$$

Donde

$$M_6=0, \quad S_y = 149 \text{ ksi} = 1,027.4 \text{ MPa.}$$

El análisis realizado por par torsor indica un diámetro mínimo de 13.37 mm, el valor comercial más próximo al calculado es de 9/16 pulg.

Se ha decidido utilizar el diámetro mayor de los análisis anteriores, por tanto, el diámetro a utilizar para el diseño del eje motriz es de $2 \frac{1}{4}$ ", reduciendo el tiempo de fabricación y los maquinados del eje.

El material a utilizar para la fabricación del eje motriz es un acero dulce **AISI 5150 OQT 1000; para maquinado.**

c) *Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje motriz y engrane recto*

Debido a que el proveedor para el engrane recto seleccionado no reporta datos acerca de las dimensiones de la cuña y el cuñero, el siguiente procedimiento muestra el análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje motriz y el engrane recto.

- ❖ El diámetro donde estará alojado el cuñero es de $2\frac{1}{4}'' = 57.15 \text{ mm}$.
- ❖ El material propuesto para la fabricación de la cuña es un acero AISIS 1018 estirado en frío, cuyas propiedades mecánicas son [*Distribuidora Metálica*]:
 - Resistencia a la tracción.- 65,000 Psi.
 - Resistencia a la fluencia.- 55,000 Psi.
 - Elongación.- 28% (buena ductilidad).
 - Reducción de área.- 55%.
 - Dureza Brinell.- 167.
- ❖ La resistencia a la fluencia de los materiales con los cuales serán fabricados el eje motriz y la cuña son de 1,027 MPa y 379 MPa, respectivamente, por tanto, la resistencia a la fluencia de la cuña es menor que la resistencia a la fluencia del eje.
- ❖ Debido al diámetro nominal de $2\frac{1}{4}''$ calculado con anterioridad, se recomienda utilizar una cuña de forma cuadrada, de $\frac{1}{2}''$ de espesor tal y como se aprecia en la figura 3.3.15 del capítulo tres.
- ❖ Ya que la resistencia a la fluencia del eje es mayor que la resistencia a la fluencia de la cuña, se analizará la longitud mínima de la cuña por esfuerzo cortante y esfuerzo de empuje como se presenta a continuación.

$$L = \frac{4T_1N}{(S_y)(D)(W)} = \frac{(4)(5,250 \text{ lb.pulg})(2)}{(55,000 \text{ Psi})(2.25 \text{ pulg})(0.5 \text{ pulg})} = 0.678 \text{ pulg} = 11/16 \text{ pulg}$$

Donde

$$S_y = 55,000 \text{ Psi}; \quad Y \quad H = W = \frac{1}{2}'' = 12.7 \text{ mm}.$$

La longitud mínima segura del cuñero y la cuña es por tanto de 0.678 pulg, ya que el cubo del engrane tiene una longitud de 0.875 pulg, la longitud final de la cuña propuesta es de 0.875 pulgadas.

- ❖ Las dimensiones del cuñero en el engrane recto, la cuña y el cuñero del eje motriz son las siguientes

Cubo

$$W = \frac{1}{2} \text{ pulg}, \quad D = 2 \frac{1}{4} \text{ pulg}, \quad Y \quad H = \frac{1}{4} \text{ pulg}.$$

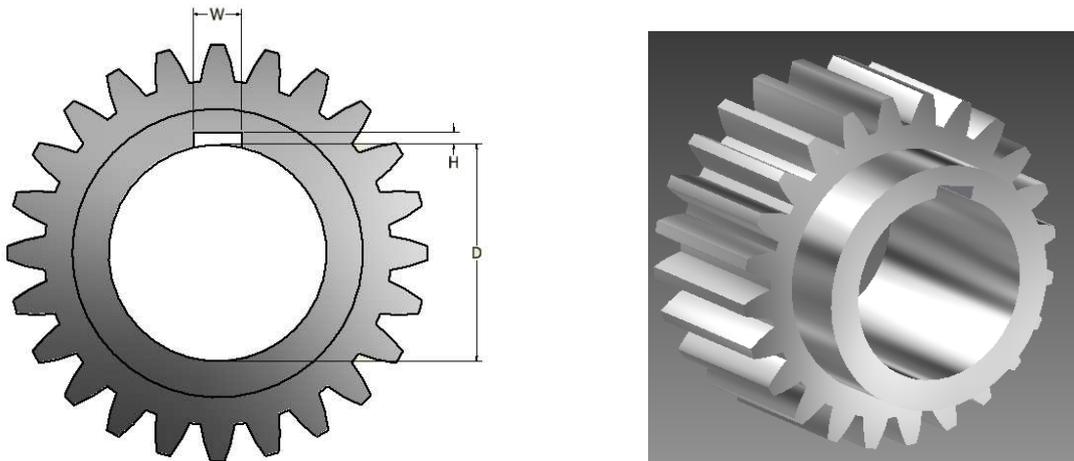


Figura 4.4.1.14.- Dimensiones del cuñero en engrane recto.

Eje

$W = \frac{1}{2}$ pulg, $S = 2$ pulg, Y $H = \frac{1}{4}$ pulg.

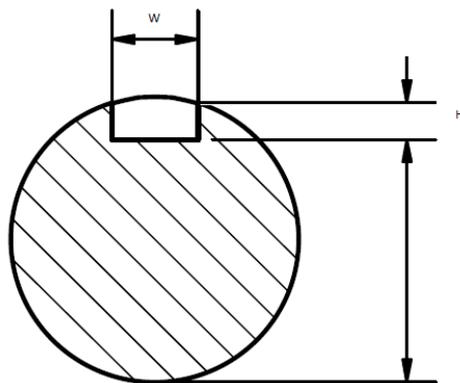


Figura 4.4.1.15.- Dimensiones del cuñero en el eje motriz para la sujeción del engrane.

Cuña

$W = \frac{1}{2}$ pulg, $L_c = \frac{3}{8}$ pulg, $L = \frac{7}{8}$ pulg Y $R = \frac{1}{4}$ pulg.

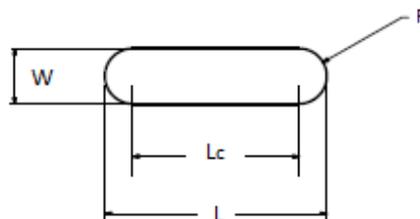


Figura 4.4.1.16.- Dimensiones de la cuña.

Las tolerancias para la cuña y cuñero son las siguientes

- Cuña: +0.000; -0.002 pulg.
- Cuñero: -0.000; +0.002 pulg.

d) *Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje motriz y ruedas dentadas*

Debido a que el fabricante MARTIN, distribuye las ruedas dentadas seleccionadas con cuñero maquinado, el análisis que se presenta en seguida se basa en los lineamientos establecidos por el fabricante:

- Cuña cuadrada de $\frac{1}{2}$ ".
- Profundidad del cuñero $\frac{1}{4}$ ".

En base a estos lineamientos se ha determinado las longitudes mínimas del cuñero en el eje y en la cuña, el procedimiento para estimar estas longitudes es similar al análisis mostrado en el inciso c) de esta sección y se presenta a continuación.

- ❖ El diámetro donde estará alojado el cuñero es de $2 \frac{1}{4}$ " = 57.15 mm.
- ❖ El material propuesto para la fabricación de la cuña es un acero AISIS 1018 estirado en frío, cuyas propiedades mecánicas han sido presentadas en el segundo punto del inciso c) de esta sección.
- ❖ La resistencia a la fluencia de los materiales con los cuales serán fabricados el eje motriz y la cuña son de 1,027 MPa y 379 MPa, respectivamente, por tanto, la resistencia a la fluencia de la cuña es menor que la resistencia a la fluencia del eje.
- ❖ Ya que la resistencia a la fluencia del eje es mayor que la resistencia a la fluencia de la cuña, se analizará la longitud mínima de la cuña por esfuerzo cortante y esfuerzo de empuje como se presenta a continuación.

$$L = \frac{4T_4N}{(S_y)(D)(W)} = \frac{(4)(2,008 \text{ lb.pulg})(2)}{(55,000 \text{ Psi})(2.25 \text{ pulg})(0.5 \text{ pulg})} = 0.260 \text{ pulg}$$

Donde

$$S_y = 55,000 \text{ Psi}; \quad Y \quad H = W = \frac{1}{2} \text{ " } = 12.7 \text{ mm.}$$

La longitud mínima segura del cuñero y la cuña es por tanto de 0.260 pulg, ya que el cubo de las ruedas dentadas tiene una longitud de 1.625 pulg, la longitud final de la cuña propuesta para las ruedas dentadas dobles es de 1.625 pulgadas y para la rueda dentada sencilla la longitud será de 1 pulg.

- ❖ Las dimensiones del cuñero en el eje motriz y las dimensiones de la cuña, así como las tolerancias para estas son las mismas que las del inciso c), exceptuando la longitud de la cuña para las ruedas dentadas dobles y la rueda dentada sencilla que es de 1.625 pulgadas y 1 pulgada, respectivamente.

e) *Análisis y selección del tipo de rodamientos montados a implementar*

El procedimiento para el análisis del tipo de rodamiento a implementar que se presenta a continuación se ha realizado para el rodamiento 2, ya que en este punto la reacción generada es mayor que la reacción del rodamiento 3. Por tanto, el rodamiento 3 será el mismo que el rodamiento 2.

- ❖ El rodamiento a implementar es un rodamiento de bolas de una hilera de ranura profunda montado, ya que este rodamiento estará atornillado al perfil de acero del transportador de cadenas.
- ❖ El rodamiento que será utilizado para esta aplicación solo estará sujeto a carga radial.
- ❖ La carga de diseño se expresa y se calcula de la siguiente manera

$$P = VR_2 = (1) (15,628 \text{ N}) = 15,628 \text{ N}$$

Donde

$V = 1$, ya que se espera que la pista interior sea la que gire.

$$R_2 = \sqrt{(R_{2x})^2 + (R_{2y})^2} = \sqrt{(14,452 \text{ N})^2 + (6,088.8 \text{ N})^2} = 15,682 \text{ N}$$

$$R_2 = 3,525 \text{ lb.}$$

- ❖ El diámetro interior del rodamiento donde estará alojado el eje motriz es de 2¼".
- ❖ La duración de 30,000 horas será utilizada, ya que el rodamiento para esta aplicación están dentro del rubro de máquinas industriales de uso general, tal como se aprecia en la figura 3.3.19 del capítulo tres.
- ❖ La capacidad de carga dinámica demandada por el rodamiento es la siguiente

$$\frac{L_d}{L_1} = \left[\frac{C_d}{R_2} \right]^K \quad \therefore C_d = \left(\frac{L_d}{L_1} \right)^{\frac{1}{K}} (R_2) = \left(\frac{3 \sqrt[3]{43.2 \times 10^6 \text{ rev}}}{1 \times 10^6 \text{ rev}} \right) (15,682 \text{ N}) = 55,025 \text{ N}$$

$$C_d \cong 12,370 \text{ lb}$$

Donde

$$R_2 = 15,682 \text{ N}; L_1 = 1 \times 10^6 \text{ rev}; \quad K = 3, \text{ por ser rodamiento de bolas}$$

$$L_d = (\text{N}^\circ \text{ de horas}) (\text{rpm}) (60 \text{ min/h})$$

$$L_d = (30,000 \text{ h}) (24 \text{ rpm}) (60 \text{ min/h}) = 43.2 \times 10^6 \text{ rev.}$$

- ❖ En función de la capacidad dinámica requerida y del tamaño del diámetro del eje, el rodamiento seleccionado tiene las siguientes características.

- Rodamiento tipo YAR
- Diámetro interior nominal de 2 ¼ de pulgada
- Marca SKF, con número de parte YAR 212-204-2F
- Capacidad dinámica 11,800 lb
- Capacidad estática 8,090 lb
- Peso aproximado de 1.45 Kg
- Las características de este rodamiento, así como sus tolerancias se presentan en el anexo J.4.

El número de horas de vida para el rodamiento seleccionado es

$$\frac{L_d}{L_1} = \left[\frac{C_d}{R_2} \right]^K \quad \therefore L_d = \left(\frac{k \sqrt{C_d}}{R} \right) (L_1) = \left(\sqrt[3]{\frac{11,800 \text{ lb}}{3,525 \text{ lb}}} \right) (1 \times 10^6 \text{ rev}) = 37,511,865 \text{ rev}$$

De esta manera

$$L_d = (\text{N}^\circ \text{ de horas}) (\text{rpm}) (60 \text{ min/h})$$

Por lo tanto

$$\text{N}^\circ \text{ de horas} = \frac{L_d}{(\text{rpm})(60 \frac{\text{min}}{\text{h}})} = \frac{37,511,865 \text{ rev}}{(24 \text{ rpm})(60 \frac{\text{min}}{\text{h}})} = 26,050 \text{ hrs} \cong 3 \text{ años de vida útil}$$

Este rodamiento suelto estará sujeto a una caja elaborada de hierro gris A48 de 1 1/8 de pulg. Los planos de fabricación se presentan en el anexo D.2. La siguiente figura muestra el rodamiento seleccionado y la caja que lo contiene.

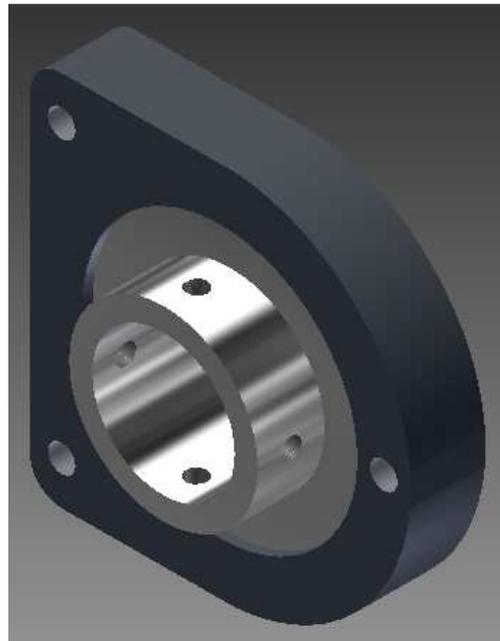


Figura 4.4.1.17.- Ensamble de rodamiento y caja.

f) Ajustes y tolerancias para rodamientos montados seleccionados

Se aplicará un ajuste de holgura al eje motriz en los puntos donde estarán localizados los rodamientos, se utiliza el sistema básico de orificio, donde el tamaño del diseño de orificio es el básico y el margen es aplicado al eje. También se aplicará las tolerancias especificadas por el proveedor para el ajuste de la caja con el rodamiento seleccionado.

- ❖ Los límites de tamaño para el orificio y el eje establecidos por el fabricante son los siguientes

$$\text{Diámetro nominal} = 2 \frac{1}{4} \text{ " } = 57.150 \text{ mm}$$

Orificio; +0.005 mm, +0.021 mm

Tamaño máx.= 57.150 mm + 0.021 mm = 57.171 mm.

Tamaño mín. = 57.150 mm + 0.005 mm = 57.155 mm.

Eje; h6

- ❖ Los límites de tamaño para el aro exterior establecidos por el fabricante son los siguientes

$$\text{Diámetro nominal} = 75.800 \text{ mm}$$

Aro exterior; +0.000 mm, -0.010 mm

Tamaño máx.= 75.800 mm + 0.000 mm = 75.800 mm.

Tamaño mín. = 75.800 mm - 0.010 mm = 75.790 mm.

En base a los elementos transmisores de potencia, análisis y ajustes realizados hasta este punto, el diseño y dimensiones del eje motriz se presenta en la siguiente figura, el plano de fabricación del eje motriz se presenta con más detalle en el anexo D.9.

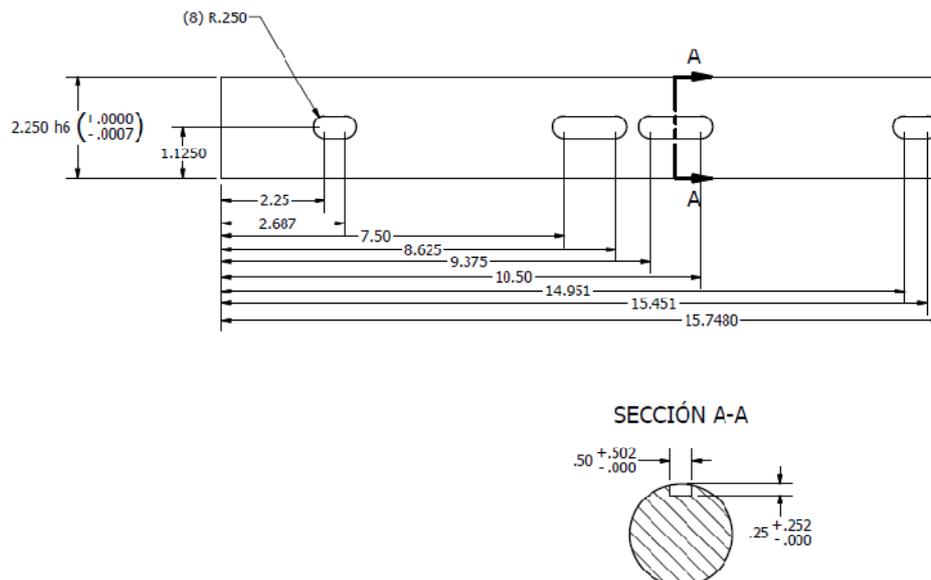


Figura 4.4.1.18.- Diseño y dimensiones del eje motriz.

g) *Análisis numérico del eje motriz*

El comportamiento del eje motriz del transportador de cadenas sometido a las fuerzas de flexión producidas por los elementos transmisores de potencia en los planos horizontal y vertical analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación, considerando que el eje motriz se ha idealizado como una viga simplemente apoyada.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo del eje motriz en función de las distancias donde estarán localizadas los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados.

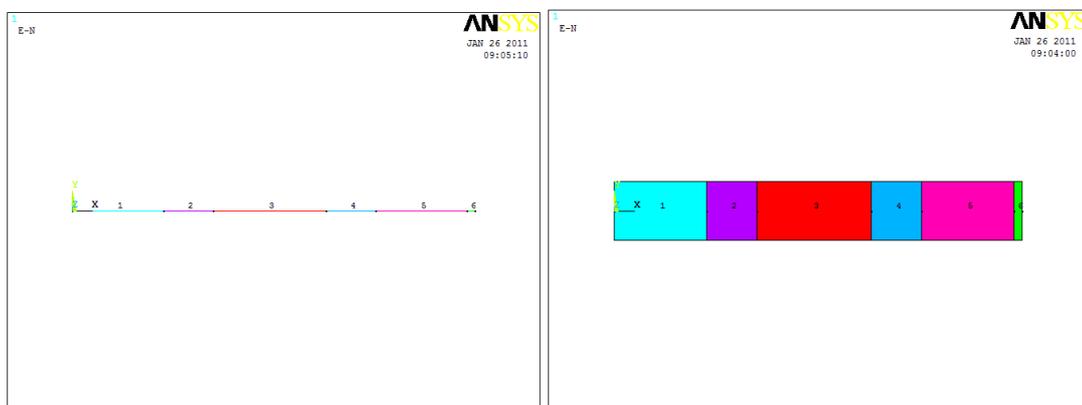


Figura 4.4.1.19.- Geometría del modelo.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento utilizado es BEAM3, ya que el eje motriz se ha considerado como una viga simplemente apoyada.
- ❖ Propiedades de los materiales característicos del modelo.- El material del eje motriz tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de .27
- ❖ Propiedades geométricas del modelo.- En este punto se ha establecido el área de la sección transversal, el momento de inercia y el diámetro del eje con valores de 2,565.2 mm², 523,642.4 mm⁴ y 57.15 mm, respectivamente.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en todas direcciones exceptuando el movimiento de rotación.

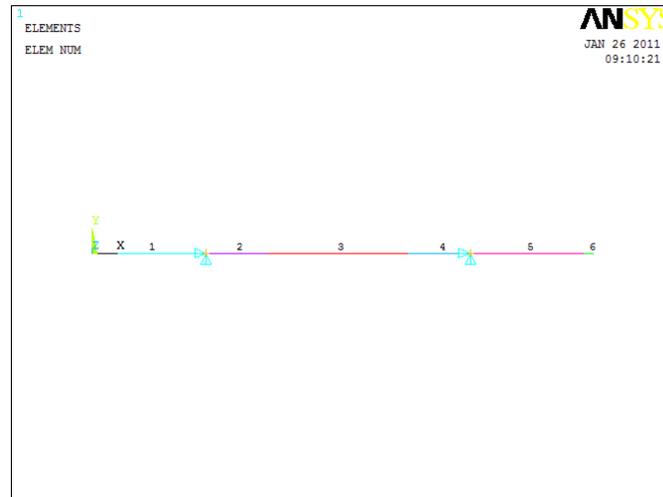


Figura 4.4.1.20.- Condiciones de frontera.

- ❖ Condiciones de carga, planos horizontales y verticales.- Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan el engrane recto, las ruedas dentadas dobles y la rueda dentada sencilla, así, como el peso propio del eje.

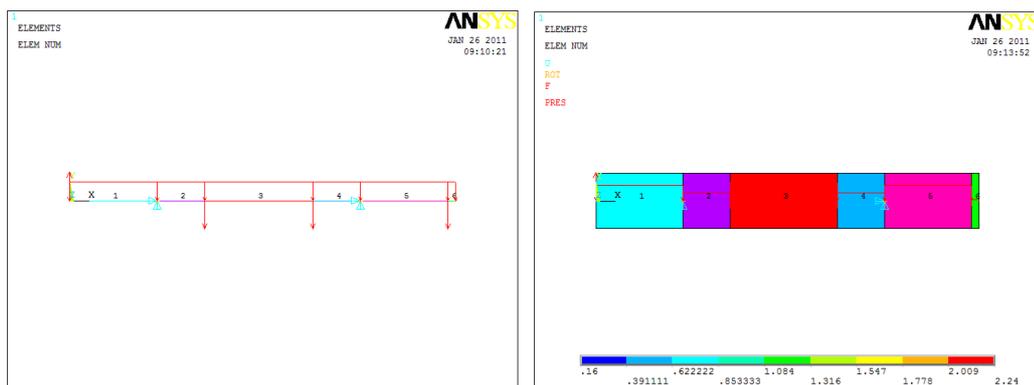


Figura 4.4.1.21.- Condiciones de carga.

Plano Horizontal

La figura 4.4.1.22 muestra el eje motriz, al cual se le ha aplicado las fuerzas puntuales de 11,677 N, 3,114 N, 3,114 N y 1,913 N estas cargas simulan las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia.

Como se observa en esta figura la deformación máxima que presenta el eje motriz debido a las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia es de 0.028213 mm, la cual es muy pequeña, los rodamientos montados pueden absorber esta desviación.

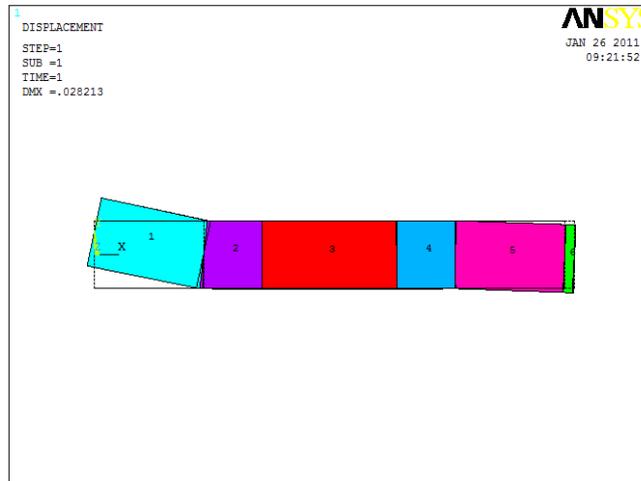


Figura 4.4.1.22.- Deformación del eje motriz.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

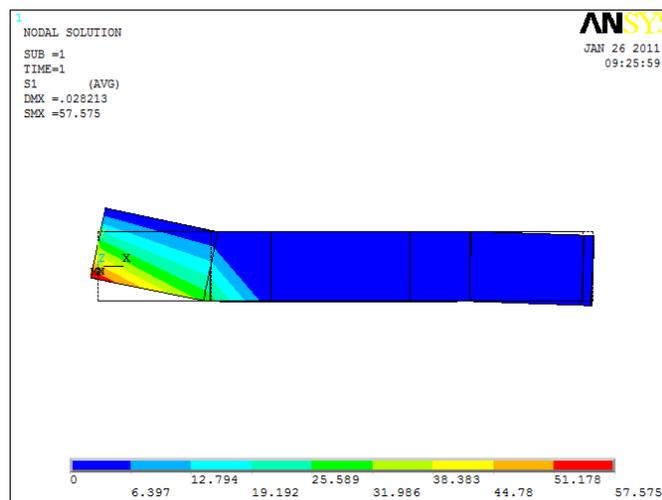


Figura 4.4.1.23.- Esfuerzo principal máximo.

De la figura anterior se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza el engrane recto con un valor de 57.575 MPa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá , ya que el valor del esfuerzo principal máximo es mucho menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (1,030 MPa).

La figura que se presenta a continuación muestra el esfuerzo cortante máximo que se genera en el eje motriz. El valor del esfuerzo cortante máximo se presenta en el punto donde se localiza el engrane recto con un valor de 0.278×10^{-3} MPa está muy por debajo del valor del esfuerzo cortante de cedencia del material a implementar (1,100 MPa).

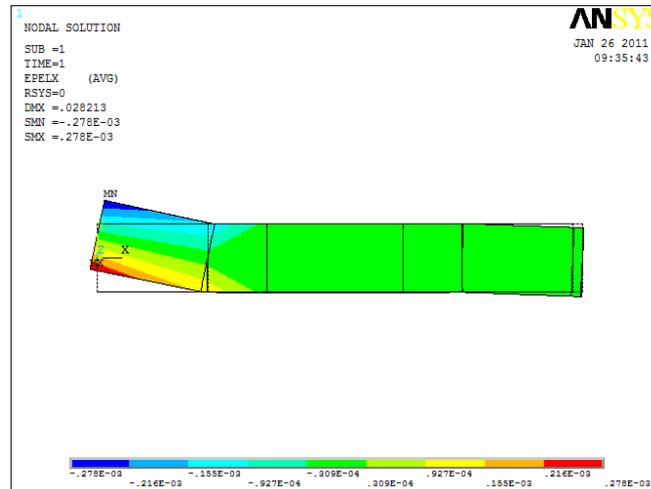


Figura 4.4.1.24.- Esfuerzo cortante máximo.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

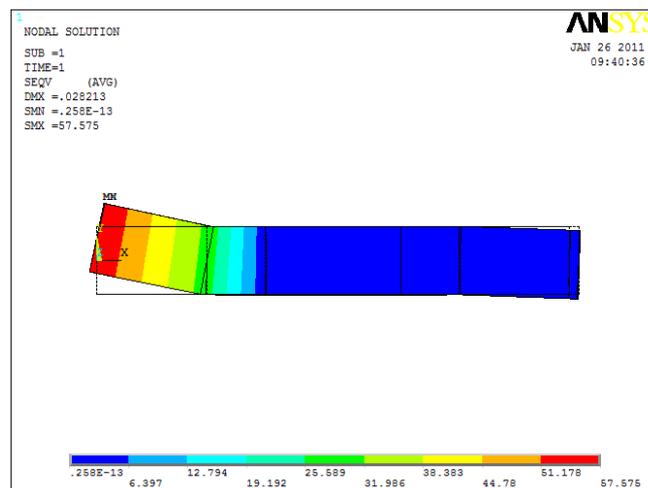


Figura 4.4.1.25.- Energía de distorsión máxima.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión es de 57.575 MPa, lo cual indica que el valor obtenido este muy por debajo de la energía de distorsión del material igual a 1,030 MPa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

Plano Vertical

La figura 4.4.1.26 muestra el eje motriz, al cual se le ha aplicado la fuerza puntual de 4,248 N, esta carga simula la fuerza generada por el engrane recto motriz sobre el eje. Como se observa en la figura la deformación máxima que presenta el eje motriz debido a la fuerza generada por el engrane recto es de 0.010167 mm, el cual es muy pequeña, los rodamientos montados pueden absorber esta desviación.

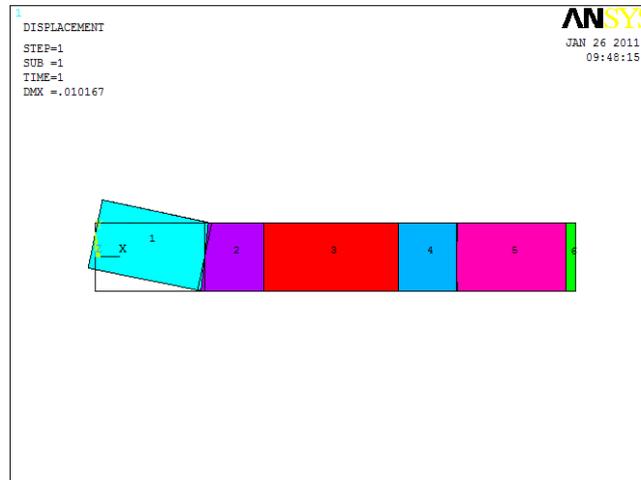


Figura 4.4.1.26.- Deformación del eje motriz plano vertical.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

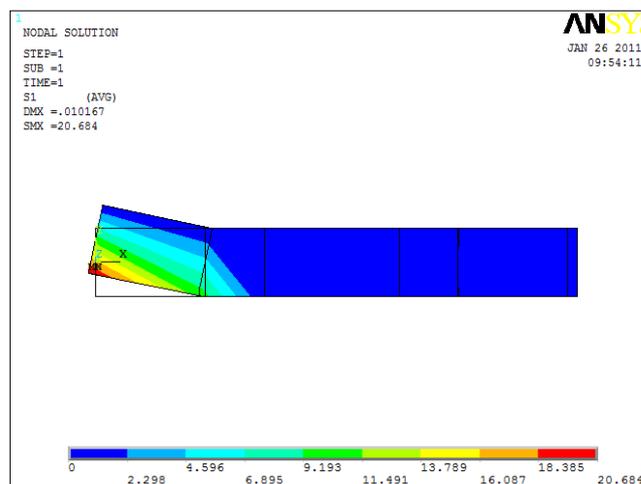


Figura 4.4.1.27.- Esfuerzo principal máximo plano vertical.

De la figura anterior se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza el engrane recto con un valor de 20.648 MPa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá , ya que el valor del esfuerzo principal máximo es mucho menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (1,030 MPa).

La figura que se presenta a continuación muestra el esfuerzo cortante máximo que se genera en el eje motriz. El valor del esfuerzo cortante máximo se presenta en el punto donde se localiza el engrane recto con un valor de 0.999×10^{-4} MPa está muy por debajo del valor del esfuerzo cortante de cedencia del material a implementar (1,100 MPa).

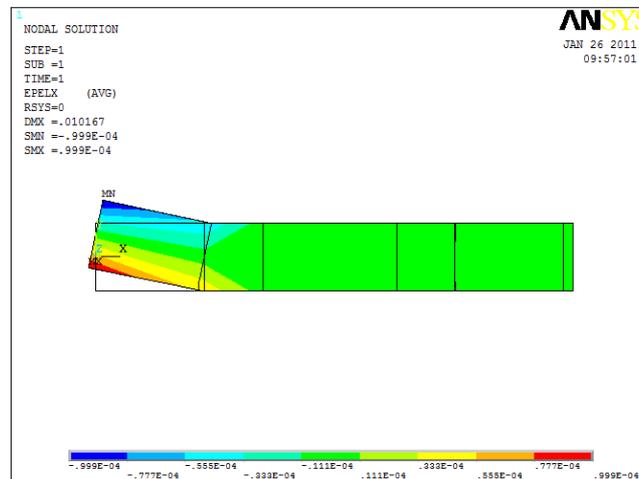


Figura 4.4.1.28.- Esfuerzo cortante máximo plano vertical.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

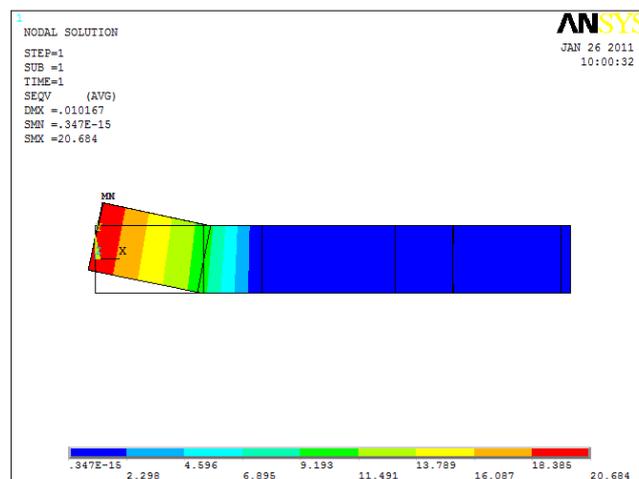


Figura 4.4.1.29.- Energía de distorsión máxima plano vertical.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión es de 20.684 MPa, lo cual indica que el valor obtenido este muy por debajo de la energía de distorsión del material igual a 1,030 MPa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

Torsión y flexión

El comportamiento del eje motriz del transportador de cadenas sometido a las fuerzas de torsión y al peso propio de los componentes transmisores de potencia analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo de el eje motriz en función de las distancias donde estarán localizados el engrane recto, las ruedas dentadas dobles, la rueda dentada sencilla, los rodamientos montados y los cuñeros.



Figura 4.4.1.30.- Geometría del modelo sólido.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento utilizado es de tipo sólido (volumen).
- ❖ Propiedades del material característico del modelo.- El material del eje motriz tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de 0.27.
- ❖ Propiedades físicas del modelo.- En este punto se ha establecido el tipo de material, densidad, masa, área y el volumen, con valores de; acero, 0.2836 lb/pulg³, 17.54 lb, 122.127 pulg², 61.86 pulg³.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en las direcciones horizontal y vertical.

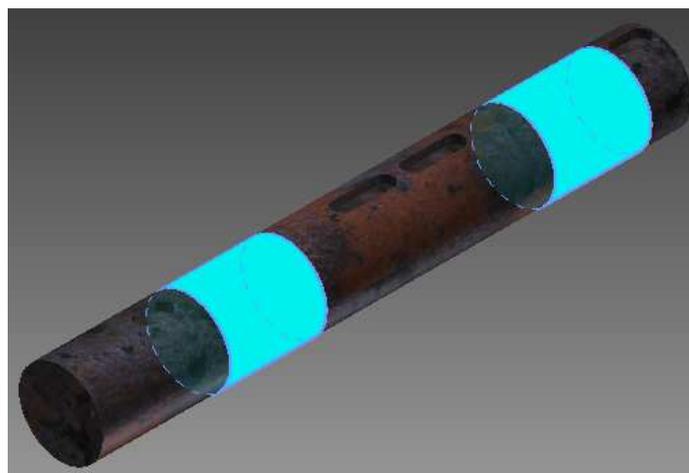


Figura 4.4.1.31.- Condiciones de frontera del modelo sólido.

- ❖ Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan el engrane recto, las ruedas dentadas dobles, la rueda dentada sencilla y las secciones del eje que están sometidas a torsión.

La figura 4.4.1.32 muestra el eje motriz, al cual se le ha aplicado los pesos puntuales en la dirección vertical de los componentes transmisores de potencia de 3.580 lb, 7.2 lb, 7.2 lb y 8.100 lb, y la torsión que generan el engrane recto, las ruedas dentadas dobles y la rueda dentada sencilla con valores de 5,250 lb.pulg, 4,016 lb.pulg y 1,234 lb.pulg, respectivamente.

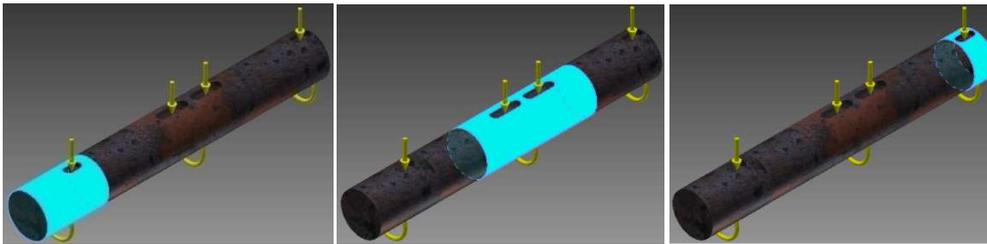


Figura 4.4.1.32.- Condiciones de carga del modelo sólido.

La deformación que sufre el eje motriz debido al par torsor y la flexión se muestra en la siguiente figura.

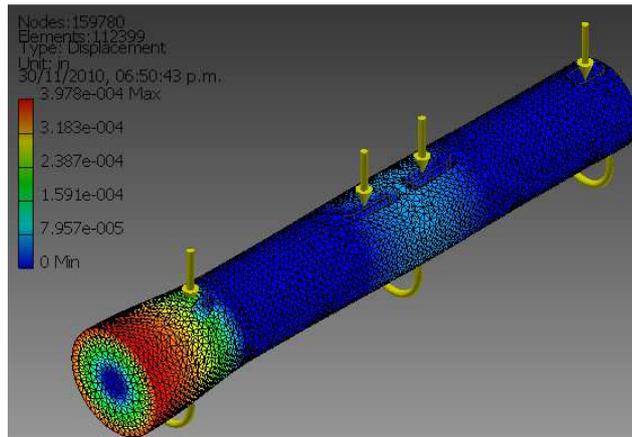


Figura 4.4.1.33.- Deformación del eje motriz debido a torsión y flexión.

Como se observa en la figura anterior la deformación máxima que presenta el eje motriz debido al peso de los elementos transmisores de potencia y al par torsor aplicado es de 0.000397 pulg en el plano z como era de esperarse.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo. De esta figura se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza el rodamiento montado con un valor de 10.75 Ksj; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá , ya que el valor del esfuerzo principal máximo es menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (149 Ksj).

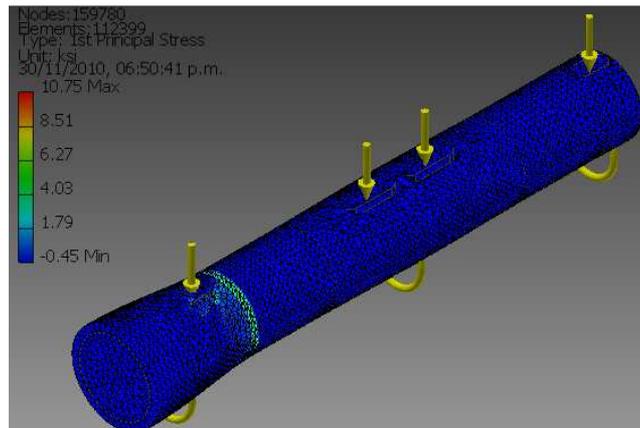


Figura 4.4.1.34.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

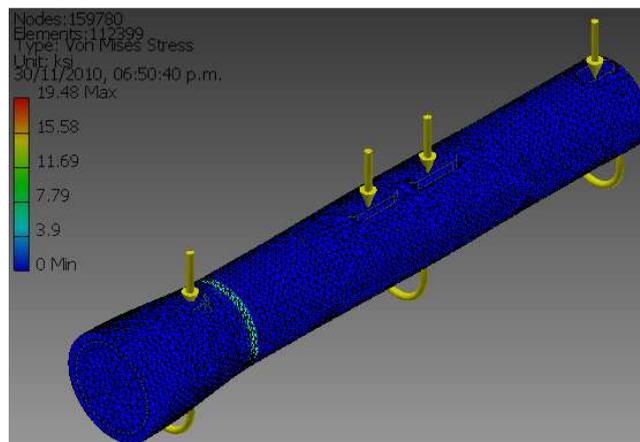


Figura 4.4.1.35.- Energía de distorsión máxima del modelo sólido.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión máxima es de 19.48 Ksi, lo cual indica que el valor obtenido está por debajo de la energía de distorsión del material que es igual a 149 Ksi, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

4.4.2 Eje conducido uno

a) Elementos transmisores de potencia del eje conducido uno

Las características de los elementos transmisores de potencia y componentes que interactúan con el eje conducido uno del transportador de cadenas son los siguientes

❖ Dos ruedas dentadas dobles

Las características de las ruedas dentadas dobles son idénticas a las descritas en el inciso a) de la sección 4.4.1, estas ruedas dentadas transmitirán el movimiento al eje por medio de cadenas desde el eje motriz hasta el eje conducido uno.

❖ Dos rodamientos montados

Se pretende que los rodamientos montados a implementar se puedan desplazar a lo largo de la horizontal para permitir el tensado de las cadenas. El procedimiento para el análisis del tipo de rodamiento a implementar en el eje conducido uno se presenta en el inciso e) de esta sección.

❖ Cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón

las características de las ruedas dentadas sencillas sin mamelón que estarán montadas en el eje conducido uno se presentan a continuación:

- Diámetro exterior: 6.02 pulg
- Diámetro máximo de barreno: $2\frac{1}{4}$ pulg
- Número de dientes: 36
- Paso: $\frac{1}{2}$ pulg
- Peso aproximado: 1.84 lb
- Tipo: A
- Para cadena N° 40
- Marca: MARTIN
- Número de parte: 40A36 [catálogo N° 1090, Martin SPROCKET & GEAR, pág. E-35].

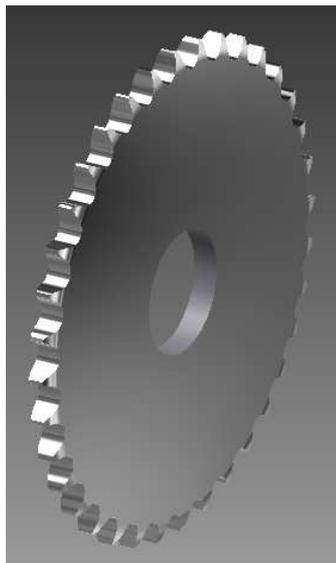


Figura 4.4.2.1.- Rueda dentada sencilla sin mamelón.

b) *Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje conducido uno*

El procedimiento analítico que se describe a continuación está basado en la norma ANSI B106.1 M-1985, para estimar el diámetro mínimo requerido en un eje de transmisión de potencia, el cual es analizado por torsión, flexión, fatiga y cortante invertido debido a las fuerzas externas producidas por los elementos transmisores de potencia que interactúan con el eje.

- ❖ Es necesario conocer la velocidad de giro que será transmitida al eje, se requiere que la velocidad del eje conducido uno sea la misma que la velocidad del eje motriz, por tanto, la velocidad de giro es de 24 rpm.
- ❖ Los elementos transmisores de potencia y componentes que interactuarán con el eje conducido uno son; dos ruedas dentadas dobles (1,2), dos rodamientos montados (3,4) y cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón (5,6,7,8).
- ❖ La ubicación de los elementos transmisores de potencia y las distancias aproximadas entre ellos se presentan en la siguiente figura.

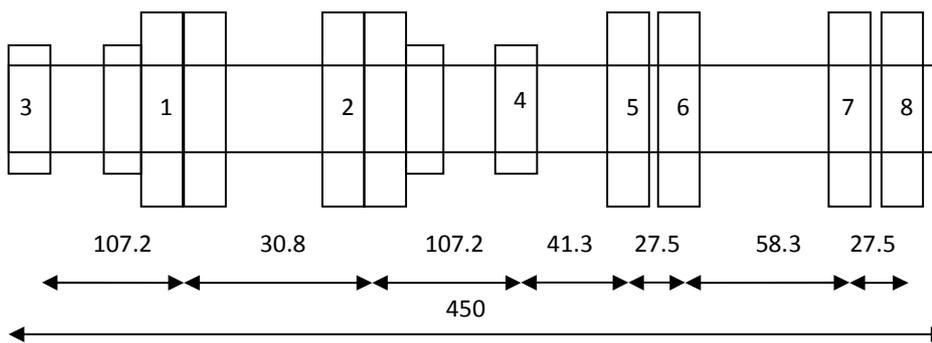


Figura 4.4.2.2.- Ubicación de los elementos transmisores de potencia (las distancias están en mm).

- ❖ Las ruedas dentadas motrices están alineadas en la horizontal con respecto a las ruedas dentadas conducidas que estarán montadas en el eje conducido dos.
- ❖ La forma en que los elementos transmisores de potencia estarán sujetos al eje será por medio de cuñas tipo perfil, por tanto, será necesario llevar a cabo un análisis del tipo, forma y material de cuña a implementar, tal análisis se presentan en los incisos c) y d) de esta sección.
- ❖ El par torsor que será desarrollado en cada una de las ruedas dentadas y de los rodamientos montados se describe a continuación

La potencia total suministrada al eje conducido uno debida a la transmisión del eje motriz es de 1.53 Hp.

Rodamiento montado (3).- Debido a que la potencia que será entregada al eje conducido uno es recibida por las dos ruedas dentadas dobles, este rodamiento no presenta par torsional, por tanto, $T_3 = 0$.

Rueda dentada doble (1).- Se asume que la potencia es distribuida de igual manera en ambas ruedas dentadas, entonces el par torsor que se genera en ambas ruedas T_1 y T_2 es el siguiente

$$T_1 = T_2 = 63,000 \left[\frac{0.765 \text{ Hp}}{24 \text{ rpm}} \right] = 2,008 \text{ lb.pulg} = 226,873 \text{ N.mm}$$

Donde $P = 0.765 \text{ Hp}$ (potencia máxima que puede transmitir la cadena)

Rodamiento montado (4).- Este punto presenta una potencia de 0.3825 Hp que es entregada por la rueda dentada sencilla sin mamelón (4), la cual pasa por este rodamiento, por tanto, el par torsor generado es

$$T_4 = 63,000 \left[\frac{0.3825 \text{ Hp}}{24 \text{ rpm}} \right] = 1,004 \text{ lb.pulg} = 113,431 \text{ N.mm}$$

Ruedas dentadas sencillas sin mamelón (5,6,7,8).- Se asume que la potencia se distribuirá de manera uniforme entre las cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón, de este modo, el par torsor será el mismo para los cuatro elementos

$$T_5 = T_6 = T_7 = T_8 = 63,000 \left[\frac{0.3825 \text{ Hp}}{24 \text{ rpm}} \right] = 1,004 \text{ lb.pulg} = 113,431 \text{ N.mm}$$

- ❖ Las fuerzas que interactúan en el eje debido a los elementos transmisores de potencia son las siguientes

Ruedas dentadas dobles (1,2).- Las ruedas dentadas dobles producen una fuerza flexionante sobre el eje, la cual puede estimarse de la siguiente manera

$$F_1 = F_2 = \frac{(T_1)}{(D_p)/2} = \frac{2,008 \text{ lb.pulg}}{(5.736 \text{ pulg})/2} = 700 \text{ lb} = 3,114 \text{ N}$$

Ruedas dentadas sencillas sin mamelón (5,6,7,8).- Las ruedas dentadas sencillas al igual que las ruedas dentadas dobles generan una fuerzas flexionantes sobre el eje

$$F_5 = F_6 = F_7 = F_8 = \frac{(T_5)}{(D_p)/2} = \frac{1,004 \text{ lb.pulg}}{(5.736 \text{ pulg})/2} = 350 \text{ lb} = 1,557 \text{ N}$$

Las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia y las reacciones generadas por los rodamientos montados que se transmiten al eje conducido uno se ilustran en la siguiente figura.

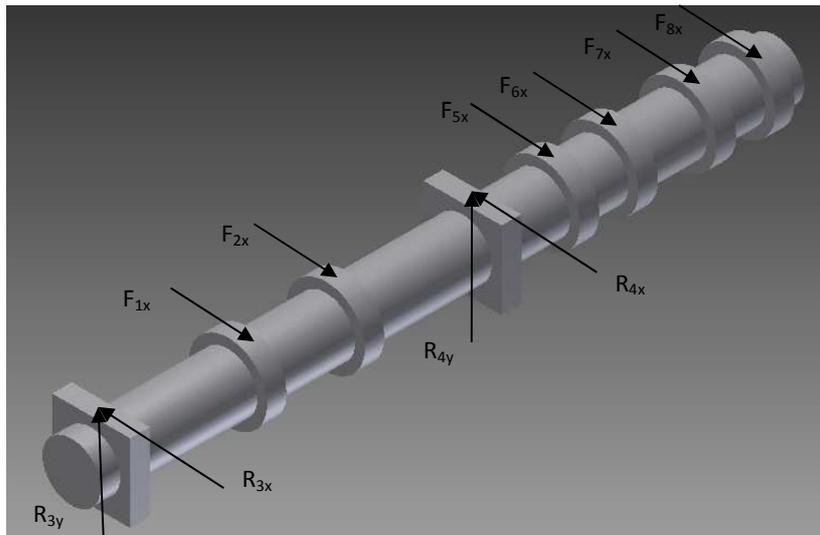


Figura 4.4.2.3.- Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje conducido uno.

- ❖ Si se considera al eje como una viga simplemente apoyada, las fuerzas y momentos flexionantes en los planos horizontal y vertical generados por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados, se pueden obtener por medio de los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante, como se presentan en las siguientes figuras.

Las fuerzas y reacciones en el plano horizontal generadas en el eje de transmisión debido a los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados se presentan en la siguiente figura, donde $P_1 = P_2 = F_1 = 3,114 \text{ N}$ y $P_3 = P_4 = P_5 = P_6 = F_5 = 1,557 \text{ N}$.

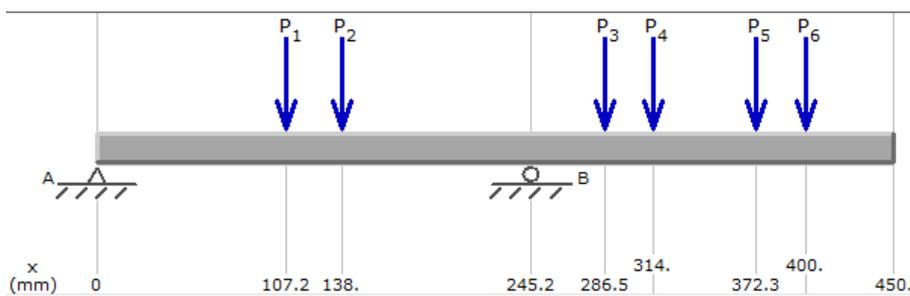


Figura 4.4.2.4.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal.

La magnitud de las reacciones en los rodamientos montados 3 y 4 son de 624.83 N y 11,831.17 N, respectivamente.

El diagrama de fuerza cortante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el que se presenta a continuación.

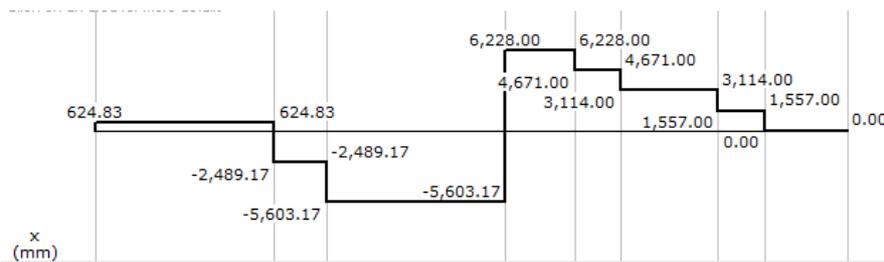


Figura 4.4.2.5.- Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal.

El diagrama de momento flexionante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el siguiente.

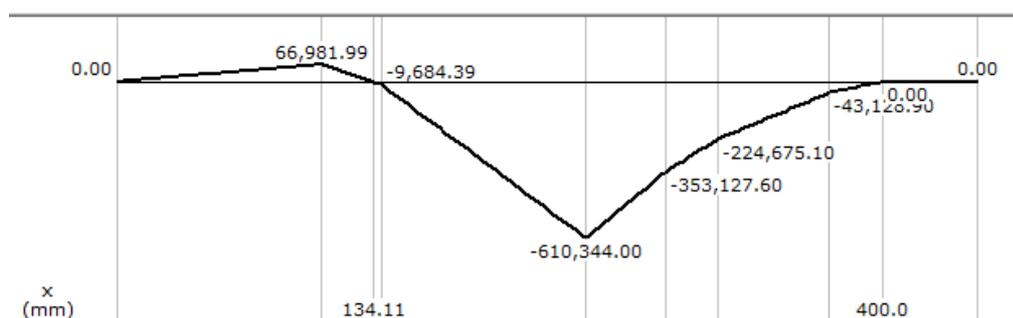


Figura 4.4.2.6.- Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal.

Debido a que las ruedas dentadas motrices están orientadas a 0° con respecto a las ruedas dentadas conducidas, no se generan fuerzas en el plano vertical (a excepción del peso propio de cada elemento, el cual será analizado numéricamente), de esta manera, no existen momentos ni fuerzas cortantes en el plano vertical.

- ❖ El material propuesto para la fabricación del eje conducido uno al igual que el eje motriz es un acero dulce AISI 5150 OQT 1000, para maquinado, con 15% de elongación, 149 ksi de resistencia a la fluencia y 160 ksi de resistencia a la tensión, ya que es recomendable utilizar un acero que presente buena ductilidad y buena maleabilidad.
- ❖ Ya que el material seleccionado para la fabricación del eje presenta buena ductilidad y el elemento estará sometido bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en los datos de diseño, se utilizará un factor de seguridad $N = 2$.
- ❖ Las cargas que generan las ruedas dentadas, producen esfuerzos repetidos e invertidos, ya que el eje es sometido a un esfuerzo de tensión seguido por un esfuerzo de compresión de manera continua.
- ❖ El método de análisis que se presenta a continuación se utiliza para estimar el diámetro mínimo necesario en el punto del eje donde se presenta la mayor concentración de esfuerzos debido a los esfuerzos normales invertidos y repetidos

generados, este procedimiento estima el diámetro mayor que debe tener el eje para operar con seguridad, el criterio a utilizar es el siguiente

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d \quad \text{Y} \quad \sigma_d = \frac{S_n'}{N}$$

- ❖ Ya que los elementos transmisores de potencia se fijarán al eje por medio de cuñeros tipo perfil, el factor de concentración de esfuerzos generado por este tipo de elemento es de $K_t = 2.0$
- ❖ Para estimar la resistencia real a la fatiga (S_n') del material seleccionado se debe considerar cuatro factores; material, tipo de esfuerzo, confiabilidad y de tamaño, así como también, determinar la resistencia a la fatiga modificada S_n .

El valor del factor de material considerado para esta aplicación $C_m = 1.00$ pertenece a los aceros forjados, el valor del factor del tipo de esfuerzo considerado para esta aplicación $C_{st} = 1.00$ es utilizado para los esfuerzos flexionantes.

Ya que se requiere de una alta confiabilidad se ha elegido un valor $C_R = 0.81$, dicho valor se ha seleccionado a partir de la tabla 3.3.1 del capítulo tres.

Para determinar el factor de tamaño se plantea la hipótesis de que el diámetro será de 2.0 pulgadas, esta hipótesis será comprobada más adelante. Con la hipótesis planteada y figura 3.3.13 del capítulo tres se puede determinar el valor del factor de tamaño. Teniendo en cuenta que $0.30 \text{ pulg} < D \leq 2.0 \text{ pulg}$.

Por tanto el valor del factor de tamaño es

$$C_s = \left(\frac{2 \text{ pulg}}{0.3} \right)^{-0.11} = 0.8116$$

La resistencia a la fatiga modificada se determina en función de la resistencia de tensión del acero que en esta aplicación es de 160 ksi y del proceso de manufactura utilizada para producir la pieza que en este caso es para maquinado, con estas dos condiciones se emplea la figura 3.3.14 del capítulo tres para estimar el valor de la resistencia a la fatiga modificada S_n .

El valor de la resistencia a la fatiga modificada es aproximadamente $S_n = 55 \text{ ksi}$ Con los valores determinados de los cuatro factores y el valor de la resistencia modificada, podemos estimar la resistencia real a la fatiga con la siguiente expresión.

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s = 55.00 \text{ ksi} * 1.00 * 1.00 * 0.81 * 0.8116 = 36,157 \text{ psi} = 249.3 \text{ MPa}$$

Por tanto, el diámetro mínimo necesario, el cual será el diámetro mayor del eje conducido uno se calcula de la siguiente forma

Si

$$\sigma_d = K_t \sigma_{m\acute{a}x}$$

Y

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} C}{I} \quad \text{Que denota el esfuerzo de flexi3n en vigas}$$

$$\therefore \sigma_d = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{S} \quad \text{donde,} \quad S = \frac{I}{C}$$

De este modo

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{\sigma_d}$$

El momento máximo es generado por el rodamiento montado (4) como se observa en el diagrama de momento flexionante para el plano horizontal, la magnitud del momento máximo es la siguiente

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{(M_{4x})^2 + (M_{4y})^2} = \sqrt{(610,344 \text{ N} \cdot \text{mm})^2} = 610,344 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El esfuerzo de diseño en funci3n de la resistencia real a la fatiga es

$$\sigma_d = \frac{S_n'}{N} = \frac{36,138 \text{ psi}}{2} = 18,069 \text{ psi} = 124.58 \text{ Mpa.}$$

Entonces el m3dulo de secci3n es

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{\sigma_d} = \frac{610,344 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 1}{124.58 \text{ Mpa}} = 4,898.42 \text{ mm}^3$$

Si el m3dulo de secci3n S para una figura circular esta descrito por $S = \frac{\pi D^3}{32}$

$$\text{Entonces} \quad D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{(32)(4,898.42 \text{ mm}^3)}{\pi}} = 36.81 \text{ mm} \cong 1.45 \text{ pulgadas.}$$

El valor del diámetro comercial más pr3ximo al valor calculado para una barra redonda es de $1\frac{1}{2}'' = 1.5$ pulgadas.

Para comprobar la hip3tesis propuesta se vuelve a determinar el m3dulo de secci3n, el factor de tamaño y la resistencia real a la fatiga con el valor del diámetro comercial seleccionado, esto se presenta a continuaci3n.

Para $D = 1.5$ pulgadas = 38.1 mm, el módulo de sección es

$$S = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi(38.1 \text{ mm})^3}{32} = 5,429.7 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto, como era de esperarse el módulo de sección es mayor que el calculado inicialmente, además

$$K_t \sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} K_t}{S} = \frac{(610,344 \text{ N.mm}) * 1}{5,429.7 \text{ mm}^3} = 112.40 \text{ Mpa.}$$

De este modo

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d$$

El factor de tamaño re calculado queda de la siguiente manera

$$C_s = \left(\frac{1.5 \text{ pulg}}{0.3} \right)^{-0.11} = 0.8377$$

Dando una resistencia real a la fatiga de

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s = 55.00 \text{ ksi} * 1.00 * 1.00 * 0.81 * 0.8377 = 37,322 \text{ psi} = 257 \text{ MPa}$$

De este modo, el valor del diámetro planteado en la hipótesis fue bastante acertado y el valor de la resistencia real a la fatiga es mayor al calculado inicialmente.

- ❖ Hasta aquí solamente se ha analizado un solo punto del eje conducido uno, de acuerdo al análisis anterior el diámetro mayor del eje es de 1 ½ ", se verificará los diámetros mínimos requeridos en los demás puntos críticos del eje como se presenta en seguida

Rodamiento montado (3).- Este elemento estará atornillado en los perfiles de acero del transportador de cadenas, por tanto, no es necesario utilizar anillos de retención u escalones en el eje, el diámetro mínimo requerido en este punto será analizado por fuerza cortante vertical como se presenta a continuación.

$$D = \sqrt{\frac{(2.94)(k_t)(V_3)(N)}{S_n'}} = \sqrt{\frac{(2.94)(1.0)(624.83 \text{ N})(2)}{257 \text{ Mpa}}} = 3.78 \text{ mm} = 0.14 \text{ pulg.}$$

Donde

$$V_3 = \sqrt{(V_{1x})^2 + (V_{1y})^2} = \sqrt{(624.83 \text{ N})^2} = 624.83 \text{ N}$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 5/32 pulg.

Rueda dentada doble (1).- Las ruedas dentadas dobles estarán unidas al eje por medio de cuñeros tipo perfil, las fuerzas generadas en este punto son; par torsor, momento flexionante y fuerza cortante, basta con analizar el lado derecho o izquierdo del elemento, por tanto, el diámetro mínimo necesario es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_1)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_1}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2.0)(66,981.99 \text{ N.mm})}{257 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{226,873 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 22.44 \text{ mm} = 0.88''$$

Donde

$$M_1 = \sqrt{(M_{1x})^2 + (M_{1y})^2} = \sqrt{(66,981.99 \text{ N.mm})^2} = 66,981.99 \text{ N.mm}$$

$$K_t = 2$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 7/8 de pulg.

Rueda dentada doble (2).- Las fuerzas generadas en este punto son; par torsor, momento flexionante y fuerza cortante, además que será maquinado un cuñero tipo perfil, basta con analizar el lado derecho o izquierdo del elemento, por tanto, el diámetro mínimo necesario es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_2)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_2}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2.0)(9,684.39 \text{ N.mm})}{257 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{226,873 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 16.11 \text{ mm}$$

Donde

$$M_2 = \sqrt{(M_{2x})^2 + (M_{2y})^2} = \sqrt{(9,684.39 \text{ N.mm})^2} = 9,684.39 \text{ N.mm}$$

$$K_t = 2$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 11/16 pulg.

Rodamiento montado (4).- Este elemento al igual que el rodamiento montado (3) estará atornillado en los perfiles de acero del transportador de cadenas, por tanto, no es necesario utilizar anillos de retención u escalones en el eje, en este punto se generan par torsor, momento flexionante y fuerza cortante, el diámetro mínimo necesario es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_f)(M_4)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_4}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1)(610,344 \text{ N.mm})}{257 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{113,431 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 36.448 \text{ mm} = 1.43''$$

Donde

$$M_4 = \sqrt{(M_{4x})^2 + (M_{4y})^2} = \sqrt{(610,344 \text{ N.mm})^2} = 610,344 \text{ N.mm}$$

$$K_t = 1$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 1.5 pulg.

Rueda dentada sencilla sin mamelón (5).- Las fuerzas generadas en este punto son; par torsor, momento flexionante y fuerza cortante, además que será maquinado un cuñero tipo perfil, basta con analizar el lado derecho o izquierdo del elemento, por tanto, el diámetro mínimo necesario es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_f)(M_5)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_5}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2.0)(353,127.60 \text{ N.mm})}{257 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{113,431 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 38.26 \text{ mm}$$

Donde

$$M_5 = \sqrt{(M_{5x})^2 + (M_{5y})^2} = \sqrt{(353,127.60 \text{ N.mm})^2} = 353,127.60 \text{ N.mm}$$

$$K_t = 2$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 1 ½ pulg.

Rueda dentada sencilla sin mamelón (6).- Las fuerzas generadas en este punto son; par torsor, momento flexionante y fuerza cortante, además que será maquinado un cuñero tipo perfil, basta con analizar el lado derecho o izquierdo del elemento, por tanto, el diámetro mínimo necesario es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_f)(M_6)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_6}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2.0)(224,675.1 \text{ N.mm})}{257 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{113,431 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 32.91 \text{ mm}$$

Donde

$$M_6 = \sqrt{(M_{6x})^2 + (M_{6y})^2} = \sqrt{(224,657.1 \text{ N} \cdot \text{mm})^2} = 224,657.1 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$K_t = 2$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 1 ½ pulg.

Rueda dentada sencilla sin mamelón (7).- Las fuerzas generadas en este punto son; par torsor, momento flexionante y fuerza cortante, además que será maquinado un cuñero tipo perfil, basta con analizar el lado derecho o izquierdo del elemento, por tanto, el diámetro mínimo necesario es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_7)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_7}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2.0)(43,128.9 \text{ N} \cdot \text{mm})}{257 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{113,431 \text{ N} \cdot \text{mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 19.228 \text{ mm}$$

Donde

$$M_7 = \sqrt{(M_{7x})^2 + (M_{7y})^2} = \sqrt{(43,128.9 \text{ N} \cdot \text{mm})^2} = 43,128.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$K_t = 2$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 7/8 de pulg.

Rueda dentada sencilla sin mamelón (8).- En este punto se genera una fuerza cortante de reacción como se aprecia en el diagramas de fuerza cortante para el plano horizontal, así como la presencia del par torsor, además que será maquinado un cuñero tipo perfil, en el cual se desarrollará una concentración de esfuerzos. El diámetro mínimo requerido en este punto será analizado por fuerza cortante vertical y par torsional.

Diámetro mínimo requerido analizado por fuerza cortante vertical

$$D = \sqrt{\frac{(2.94)(k_t)(V_8)(N)}{S_n'}} = \sqrt{\frac{(2.94)(2.0)(1,557 \text{ N})(2)}{257 \text{ Mpa}}} = 8.44 \text{ mm} = 0.332 \text{ pulg}$$

Donde

$$V_8 = \sqrt{(V_{8x})^2 + (V_{8y})^2} = \sqrt{(1,577 \text{ N})^2} = 1,577 \text{ N}.$$

Diámetro mínimo requerido analizado por par torsor

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_T)(M_8)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_8}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{113,431 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 12.49 \text{ mm} = 0.491 \text{ pulg.}$$

Donde

$$M_8=0$$

El análisis realizado por par torsor indica un diámetro mínimo de 12.49 mm, el valor comercial más próximo al calculado es de ½ pulg.

Se ha decidido utilizar el diámetro mayor de los análisis anteriores, por tanto, el diámetro a utilizar para el diseño del eje conducido uno es de **1 ½"**, reduciendo el tiempo de fabricación y los maquinados del eje.

El material a utilizar para la fabricación del eje es un acero dulce **AISI 5150 OQT 1000; para maquinado.**

c) *Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido uno y ruedas dentadas dobles*

Debido a que el fabricante MARTIN, distribuye las ruedas dentadas dobles seleccionadas con cuñero maquinado, el análisis que se presenta en seguida se basa en los lineamientos establecidos por el fabricante:

- Cuña cuadrada de 3/8".
- Profundidad del cuñero 3/16".

En base a estos lineamientos se ha determinado las longitudes mínimas del cuñero en el eje y en la cuña, el procedimiento para estimar estas longitudes es similar al análisis mostrado en los incisos c) y d) de la sección 4.4.1.

- ❖ El diámetro donde estará alojado el cuñero es de 1½" = 38.1 mm.
- ❖ El material propuesto para la fabricación de la cuña es un acero AISI 1018 estirado en frío, cuyas propiedades mecánicas han sido presentadas en el segundo punto del inciso c) de la sección 4.4.1.
- ❖ La resistencia a la fluencia de los materiales con los cuales serán fabricados el eje y la cuña son de 1,027 MPa y 379 MPa, respectivamente, por tanto, la resistencia a la fluencia de la cuña es menor que la resistencia a la fluencia del eje.

- ❖ Ya que la resistencia a la fluencia del eje es mayor que la resistencia a la fluencia de la cuña, se analizará la longitud mínima de la cuña por esfuerzo cortante y esfuerzo de empuje como se presenta a continuación.

$$L = \frac{4T_1 N}{(S_y)(D)(W)} = \frac{(4)(2,008 \text{ lb.pulg})(2)}{(55,000 \text{ Psi})(1.5 \text{ pulg})(0.375 \text{ pulg})} = 0.519 \text{ pulg}$$

Donde

$$S_y = 55,000 \text{ Psi}; \quad Y \quad H = W = 3/8''$$

La longitud mínima segura del cuñero y la cuña es por tanto de 0.519 pulg, ya que el cubo de las ruedas dentadas tiene una longitud de 1.625 pulg, la longitud final de la cuña propuesta y la longitud del cuñero en el eje para las ruedas dentadas dobles es de 1.625 pulgadas.

- ❖ Las dimensiones de la cuña y el cuñero en el eje conducido uno son las siguientes

Eje

$$W = 3/8 \text{ pulg}, \quad S = 21/16 \text{ pulg}, \quad Y \quad H = 3/16 \text{ pulg}.$$

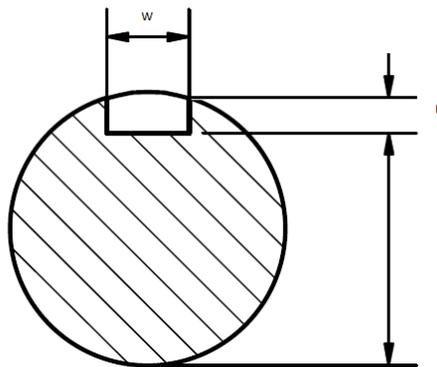


Figura 4.4.2.7.-.- Dimensiones del cuñero en el eje conducido uno para la sujeción de las ruedas dentadas dobles.

Cuña

$$W = 3/8 \text{ pulg}, \quad L_c = 1 \frac{1}{4} \text{ pulg}, \quad L = 1 \frac{5}{8} \text{ pulg} \quad Y \quad R = 3/16 \text{ pulg}.$$

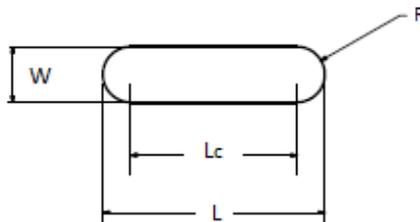


Figura 4.4.2.8.- Dimensiones de la cuña.

Las tolerancias para la cuña y cuñero son las siguientes

- Cuña: +0.000; -0.002 pulg.
- Cuñero: -0.000; +0.002 pulg.

d) *Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido uno y ruedas dentadas sencillas sin mamelón*

Debido a que el proveedor para las ruedas dentadas sencillas sin mamelón seleccionadas no reporta datos acerca de las dimensiones de la cuña y el cuñero, el siguiente procedimiento muestra el análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido uno y las ruedas dentadas sencillas sin mamelón

- ❖ El diámetro donde estará alojado el cuñero es de $1\frac{1}{2}'' = 38.1 \text{ mm}$.
- ❖ El material propuesto para la fabricación de la cuña es un acero dulce AISI 1018 estirado en frío, cuyas propiedades mecánicas han sido presentadas en el inciso c) del punto 4.4.1.
- ❖ La resistencia a la fluencia de los materiales con los cuales serán fabricados el eje conducido uno y la cuña son de 1,027 MPa y 379 MPa, respectivamente, por tanto, la resistencia a la fluencia de la cuña es menor que la resistencia a la fluencia del eje.
- ❖ Debido al diámetro nominal de $1\frac{1}{2}''$ calculado con anterioridad, se recomienda utilizar una cuña de forma cuadrada, de $\frac{3}{8}''$ de espesor tal y como se aprecia en la figura 3.3.15 del capítulo tres.
- ❖ Ya que la resistencia a la fluencia del eje es mayor que la resistencia a la fluencia de la cuña, se analizará la longitud mínima de la cuña por esfuerzo cortante y esfuerzo de empuje como se presenta a continuación.

$$L = \frac{4T_3 N}{(S_y)(D)(W)} = \frac{(4)(1,004 \text{ lb.pulg})(2)}{(55,000 \text{ Psi})(1.5 \text{ pulg})(0.375 \text{ pulg})} = 0.260 \text{ pulg}$$

Donde

$$S_y = 55,000 \text{ Psi}; \quad Y \quad H = W = \frac{3}{8}''$$

La longitud mínima segura del cuñero y la cuña es por tanto de 0.260 pulg, ya que el ancho de cara para este elemento es de 0.284 pulg, la longitud final de la cuña propuesta y la longitud del cuñero en el eje es de $1\frac{3}{4}$ de pulgada con lo cual se alojarán dos ruedas dentadas sencillas sin mamelón por cuñero.

- ❖ Las dimensiones del cuñero en las ruedas dentadas sencillas sin mamelón, la cuña y el cuñero en el eje conducido uno son las siguientes

Cubo

$$W = \frac{3}{8} \text{ pulg}, \quad D = 1 \frac{1}{2} \text{ pulg}, \quad Y \quad H = \frac{3}{16} \text{ pulg}.$$

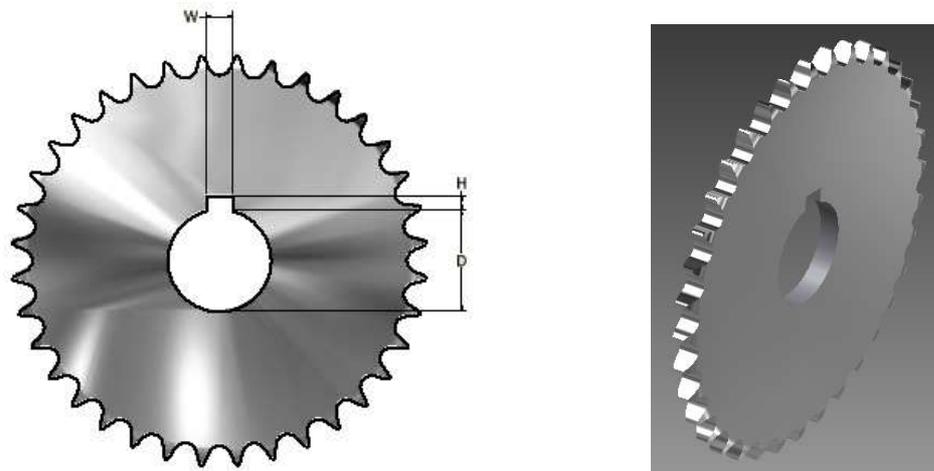


Figura 4.4.2.9.- Dimensiones del cuñero en rueda dentada sencilla sin mamelón.

Eje

$W = 3/8$ pulg, $S = 21/16$ pulg, Y $H = 3/16$ pulg.

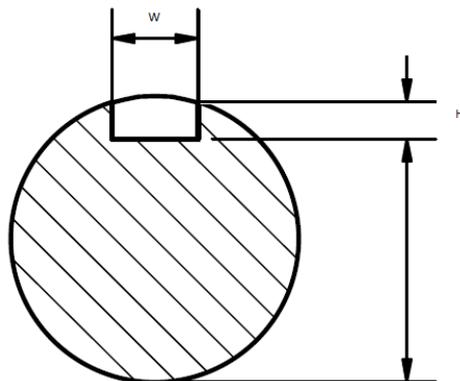


Figura 4.4.2.10.- Dimensiones del cuñero en el eje conducido uno para la sujeción de las ruedas dentadas sencillas sin mamelón.

Cuña

$W = 3/8$ pulg, $L_c = 11/8$ pulg, $L = 1 \frac{3}{4}$ pulg Y $R = 3/16$ pulg.

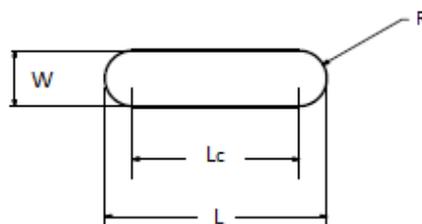


Figura 4.4.2.11.- Dimensiones de la cuña.

- e) *Análisis y selección del tipo de rodamientos montados a implementar para el eje conducido uno*

El procedimiento para el análisis del tipo de rodamiento a implementar que se presenta a continuación se ha realizado para el rodamiento 4, ya que en este punto la reacción generada es mayor que la reacción del rodamiento 3. Por tanto, el rodamiento 3 será el mismo que el rodamiento 4.

- ❖ El rodamiento a implementar es un rodamiento de bolas de una hilera de ranura profunda montado, se pretende que el rodamiento pueda desplazarse a lo largo de la componente horizontal del transportador de cadenas para poder dar el tensado adecuado a las cadenas.
- ❖ El rodamiento que será utilizado para esta aplicación solo estará sujeto a carga radial.
- ❖ La carga de diseño se expresa y se calcula de la siguiente manera

$$P = VR_4 = (1) (11,831.17 \text{ N}) = 11,831.17 \text{ N}$$

Donde

$V = 1$, ya que se espera que la pista interior sea la que gire.

$$R_4 = \sqrt{(R_{4x})^2 + (R_{4y})^2} = \sqrt{(11,831.17 \text{ N})^2} = 11,831.17 \text{ N}$$

- ❖ El diámetro del eje conducido uno donde estará alojado el rodamiento es de $1\frac{1}{2}$ ".
- ❖ La duración de 30,000 horas será utilizada, ya que el rodamiento para esta aplicación están dentro del rubro de máquinas industriales de uso general, tal como se aprecia en la figura 3.3.19 del capítulo tres.
- ❖ La capacidad de carga dinámica demandada por el rodamiento es la siguiente

$$\frac{L_d}{L_1} = \left[\frac{C_d}{R_4} \right]^K \quad \therefore C_d = \left(k \sqrt{\frac{L_d}{L_1}} \right) (R_4) = \left(\sqrt[3]{\frac{43.2 \times 10^6 \text{ rev}}{1 \times 10^6 \text{ rev}}} \right) (2,660 \text{ lb}) = 9,334 \text{ lb}$$

Donde

$$R_4 = 11,831.17 \text{ N} = 2,660 \text{ lb}; \quad L_1 = 1 \times 10^6 \text{ rev};$$

$K = 3$, por ser rodamiento de bolas

$$L_d = (\text{N}^\circ \text{ de horas}) (\text{rpm}) (60 \text{ min/h})$$

$$L_d = (30,000 \text{ h}) (24 \text{ rpm}) (60 \text{ min/h}) = 43.2 \times 10^6 \text{ rev.}$$

- ❖ En función de la capacidad dinámica requerida y del tamaño del diámetro del eje, el rodamiento seleccionado tiene las siguientes características.

- Rodamiento tipo YAR
- Diámetro interior nominal de 38.1 mm
- Diámetro exterior 85 mm
- Marca SKF, con número de parte YAR 209-108-2F
- Capacidad dinámica 33.2 KN
- Capacidad estática 21.6 KN
- Peso aproximado de 0.77 Kg
- Las características de este rodamiento, así como sus tolerancias se presentan en el anexo J.5.

El número de horas de vida para el rodamiento seleccionado es

$$\frac{L_d}{L_1} = \left[\frac{C_d}{R_2} \right]^K \quad \therefore L_d = \left(\frac{k \sqrt{C_d}}{R} \right) (L_1) = \left(\sqrt[3]{\frac{33.2 \text{ KN}}{11.8317 \text{ KN}}} \right) (1 \times 10^6 \text{ rev}) = 22,096,890 \text{ rev}$$

De esta manera

$$L_d = (\text{N}^\circ \text{ de horas}) (\text{rpm}) (60 \text{ min/h})$$

Por lo tanto

$$\text{N}^\circ \text{ de horas} = \frac{L_d}{(\text{rpm})(60 \frac{\text{min}}{\text{h}})} = \frac{22,096,890 \text{ rev}}{(24 \text{ rpm})(60 \frac{\text{min}}{\text{h}})} = 15,343 \text{ h} \cong 1.8 \text{ años de vida útil}$$

Este rodamiento suelto estará montado en una caja elaborada de hierro gris A48 de 1 3/16 de pulg, la cual a su vez estará montado sobre una base que contiene dos rieles para poder desplazar el rodamiento y de este modo poder tensar las cadenas, el material con el que será fabricada dicha base es de hierro gris A48 de 3/16". Los planos de fabricación para la caja y la base se presentan en el anexo D.3 y D.1, respectivamente. Las siguientes figuras muestran el rodamiento seleccionado montado en la caja y la caja montada en la base.

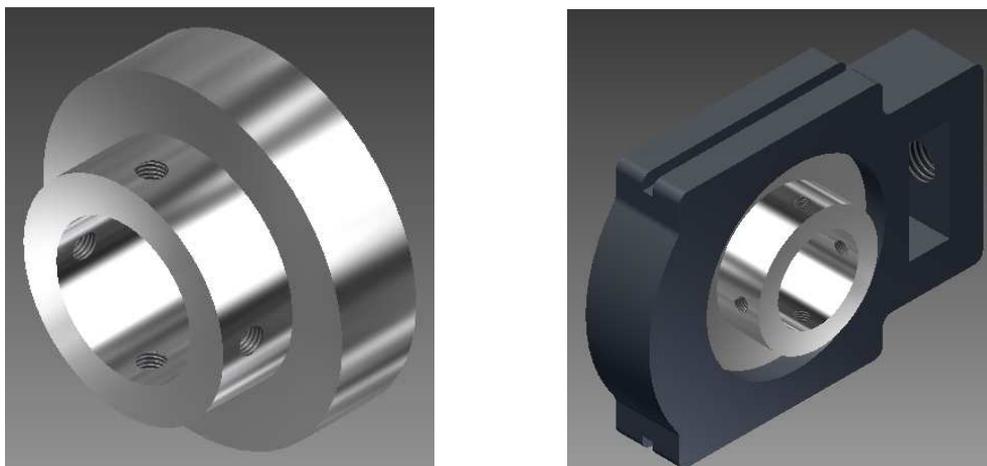


Figura 4.4.2.12.- Rodamiento seleccionado y montado en la caja.

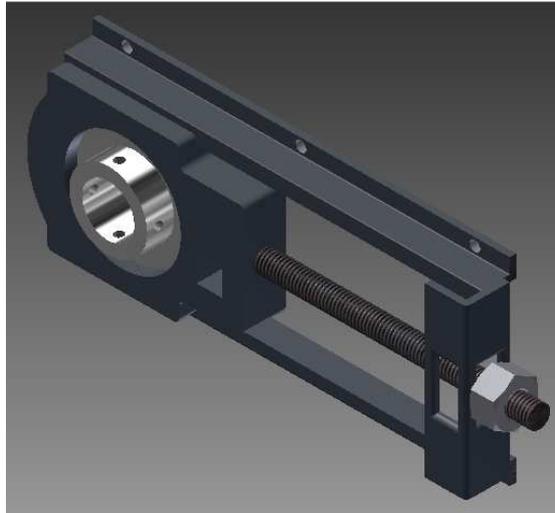


Figura 4.4.2.13.- Caja y rodamiento montado sobre la base.

f) *Ajustes y tolerancias para rodamientos montados seleccionados*

Se aplicará un ajuste de holgura al eje conducido uno en los puntos donde estarán localizados los rodamientos, se utiliza el sistema básico de orificio, donde el tamaño del diseño de orificio es el básico y el margen es aplicado al eje. También se aplicará las tolerancias especificadas por el proveedor para el ajuste de la caja con el rodamiento seleccionado.

- ❖ Los límites de tamaño para el orificio y el eje establecidos por el fabricante son los siguientes

$$\text{Diámetro nominal} = 1\frac{1}{2}'' = 38.100 \text{ mm}$$

$$\text{Orificio; } +0.005 \text{ mm, } +0.019 \text{ mm}$$

$$\text{Tamaño máx.} = 38.100 \text{ mm} + 0.019 \text{ mm} = 38.119 \text{ mm.}$$

$$\text{Tamaño mín.} = 38.100 \text{ mm} + 0.005 \text{ mm} = 38.105 \text{ mm.}$$

$$\text{Eje; h7}$$

- ❖ Los límites de tamaño para el aro exterior establecidos por el fabricante son los siguientes

$$\text{Diámetro nominal} = 85.000 \text{ mm}$$

$$\text{Aro exterior; } +0.000 \text{ mm, } -0.010 \text{ mm}$$

$$\text{Tamaño máx.} = 85.000 \text{ mm} + 0.000 \text{ mm} = 85.000 \text{ mm.}$$

$$\text{Tamaño mín.} = 85.000 \text{ mm} - 0.010 \text{ mm} = 84.990 \text{ mm.}$$

En base a los elementos transmisores de potencia, análisis y ajustes realizados hasta este punto, el diseño y dimensiones del eje conducido uno se presenta en la siguiente figura, el plano de fabricación del eje conducido uno se presenta con más detalle en el anexo D.10.

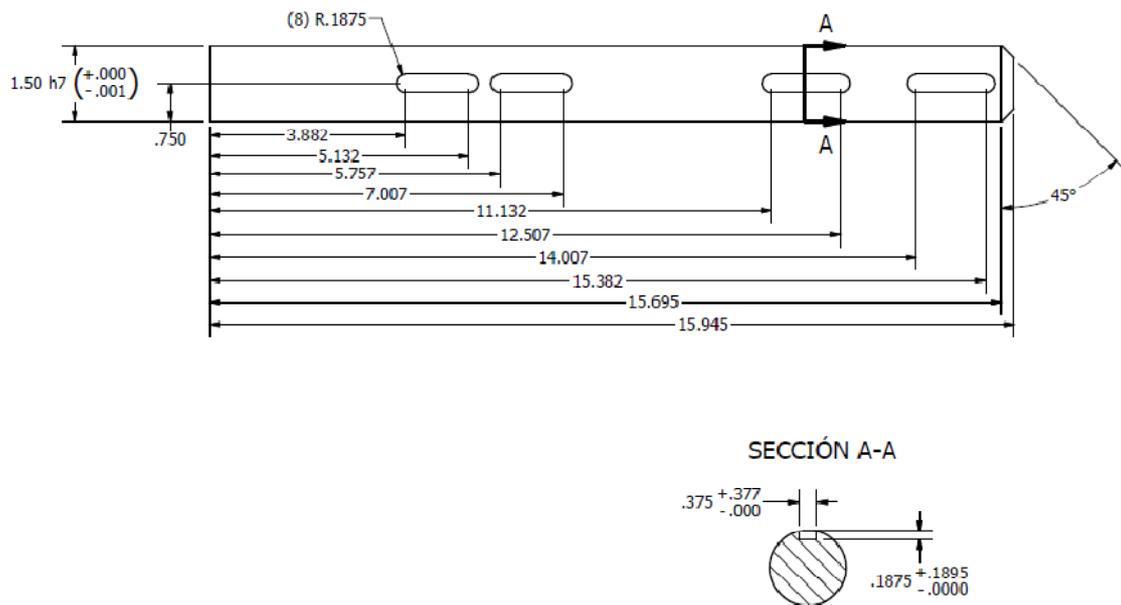


Figura 4.4.2.14.- Diseño y dimensiones del eje conducido uno.

g) *Análisis numérico del eje conducido uno*

El comportamiento del eje conducido uno del transportador de cadenas sometido a las fuerzas de flexión producidas por los elementos transmisores de potencia en el plano horizontal analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación, considerando que el eje se ha idealizado como una viga simplemente apoyada.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo del eje en función de las distancias donde estarán localizadas las ruedas dentadas y los rodamientos montados.

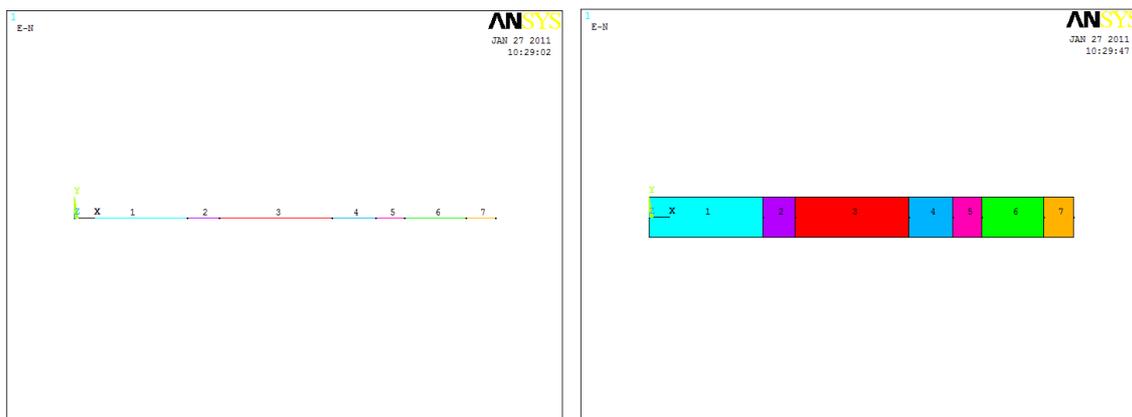


Figura 4.4.2.15.- Geometría del modelo.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento utilizado es BEAM3, ya que el eje se ha considerado como una viga simplemente apoyada.
- ❖ Propiedades de los materiales característicos del modelo.- El material del eje tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de .27
- ❖ Propiedades geométricas del modelo.- En este punto se ha establecido el área de la sección transversal, el momento de inercia y el diámetro del eje con valores de $1,140 \text{ mm}^2$, $103,436 \text{ mm}^4$ y 38.1 mm, respectivamente.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en todas direcciones exceptuando el movimiento de rotación.

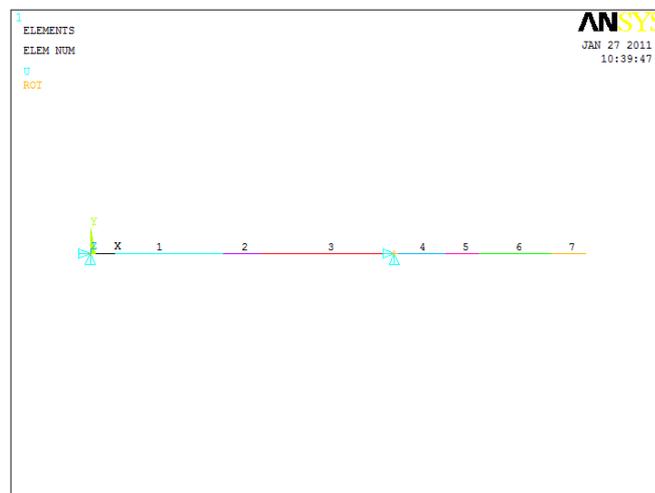


Figura 4.4.2.16.- Condiciones de frontera.

- ❖ Condiciones de carga, plano horizontal.- Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan las ruedas dentadas.

Plano Horizontal

La figura 4.4.2.17 muestra el eje conducido uno, al cual se le ha aplicado las fuerzas puntuales de 3,114 N, 3,114 N, 1,557 N, 1,557 N, 1,557 N y 1,557 N estas cargas simulan las fuerzas generadas por las seis ruedas dentadas.

Como se observa en esta figura la deformación máxima que presenta el eje conducido uno debido a las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia es de 0.191466 mm, la cual es muy pequeña, los rodamientos montados pueden absorber tal desviación.

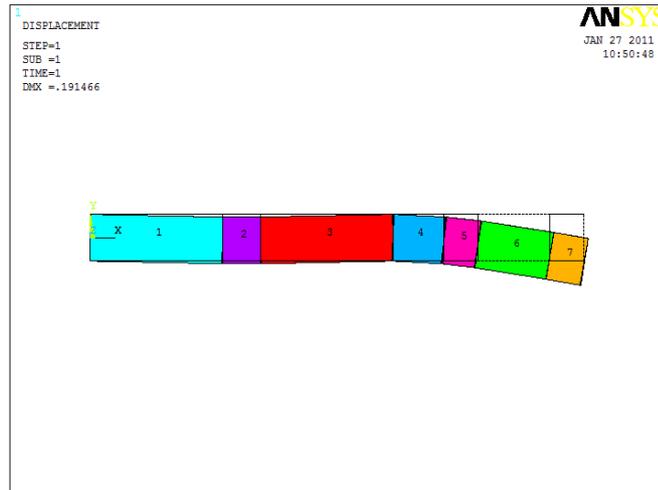


Figura 4.4.2.17.- Deformación del eje conducido uno.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

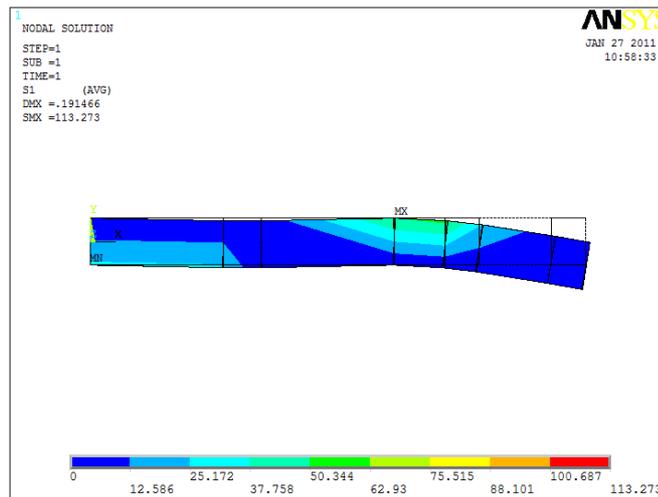


Figura 4.4.2.18.- Esfuerzo principal máximo.

De la figura anterior se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localizan las ruedas dentadas sencillas sin mamelón con un valor de 113.273 MPa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá, ya que el valor del esfuerzo principal máximo es mucho menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (1,030 MPa).

La figura que se presenta a continuación muestra el esfuerzo cortante máximo que se genera en el eje conducido uno. El valor del esfuerzo cortante máximo se presenta en el punto donde se localizan las ruedas dentadas sencillas sin mamelón con un valor de 0.547×10^{-3} MPa está muy por debajo del valor del esfuerzo cortante de cedencia del material a implementar (1,100 MPa).

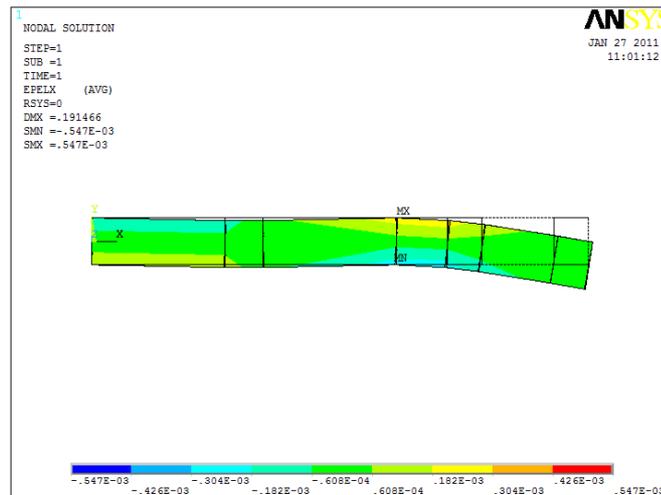


Figura 4.4.2.19.- Esfuerzo cortante máximo.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

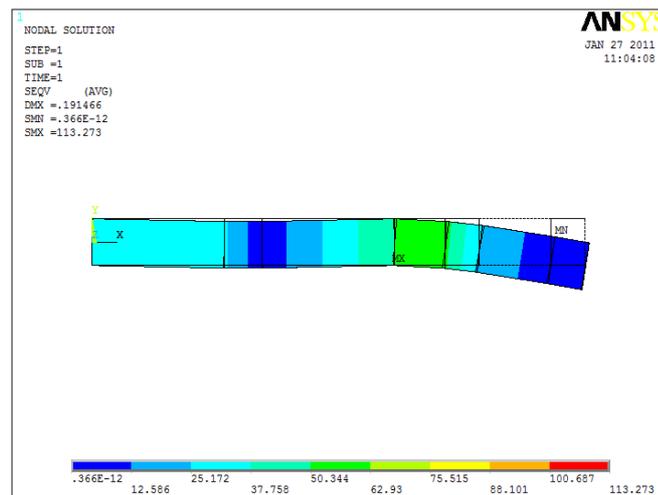


Figura 4.4.2.20.- Energía de distorsión máxima.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión es de 113.273 MPa, lo cual indica que el valor obtenido este muy por debajo de la energía de distorsión del material igual a 1,030 MPa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

Torsión y flexión

El comportamiento del eje conducido uno del transportador de cadenas sometido a las fuerzas de torsión y al peso propio de los componentes transmisores de potencia analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo del eje conducido uno en función de las distancias donde estarán localizados, las ruedas dentadas dobles, las ruedas dentadas sencillas sin mamelón, los rodamientos montados y los cuñeros.



Figura 4.4.2.21.- Geometría del modelo sólido.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento utilizado es de tipo sólido (volumen).
- ❖ Propiedades del material característico del modelo.- El material del eje conducido uno tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de 0.27
- ❖ Propiedades físicas del modelo.- En este punto se ha establecido el tipo de material, densidad, masa, área y el volumen, con valores de; acero, 0.2835 lb/pulg³, 7.8178 lb, 80.3854 pulg², 27.5666 pulg³.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en las direcciones horizontal y vertical.

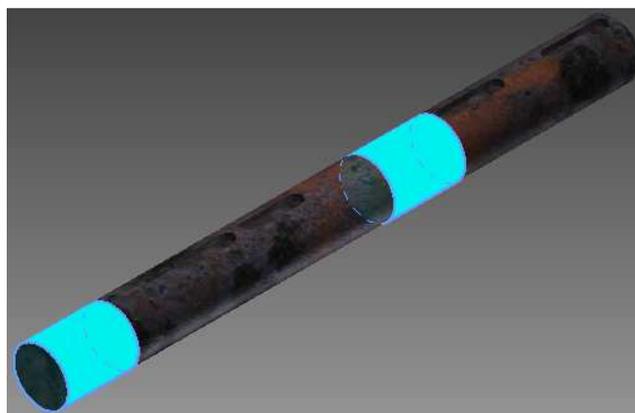


Figura 4.4.2.22.- Condiciones de frontera del modelo sólido.

- ❖ Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan las seis ruedas dentadas y las secciones del eje que están sometidas a torsión.

La figura 4.4.2.23 muestra el eje conducido uno, al cual se le ha aplicado los pesos puntuales en la dirección vertical de las dos ruedas dentadas dobles y las cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón de 3.580 lb, 3.580 lb, 3.680 lb (peso de dos ruedas sencillas sin mamelón) y 3.680 lb, así, como la torsión que generan las dos ruedas dentadas dobles y las cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón con valor de 4,016 lb.pulg para ambos casos.

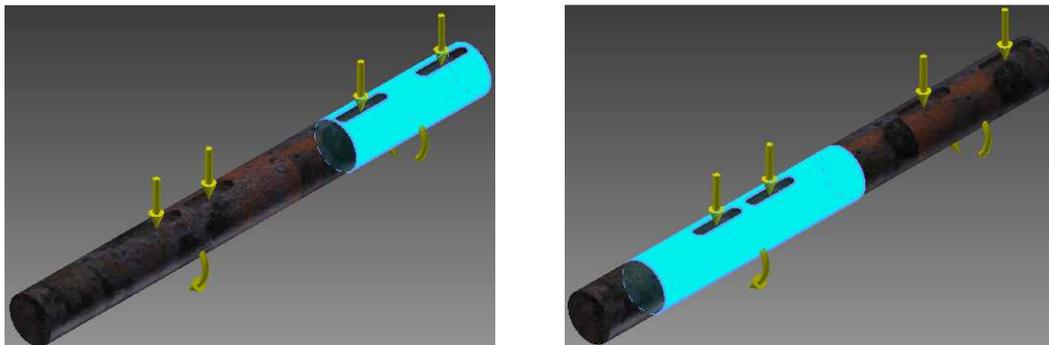


Figura 4.4.2.23.- Condiciones de carga del modelo sólido.

La deformación que sufre el eje debido al par torsor y la flexión se muestra en la siguiente figura.

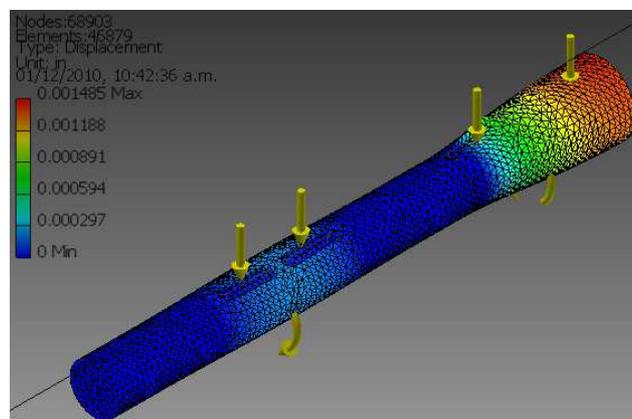


Figura 4.4.2.24.- Deformación del eje conducido uno debido a torsión y flexión.

Como se observa en la figura anterior la deformación máxima que presenta el eje debido al peso de los elementos transmisores de potencia y al par torsor aplicado es de 0.001485 pulg en el plano z como era de esperarse.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo. De esta figura se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localizan las ruedas dentadas sencillas sin mamelón con un valor de 24.03 Ksi; la teoría de falla

del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá, ya que el valor del esfuerzo principal máximo es menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (149 Ksi).

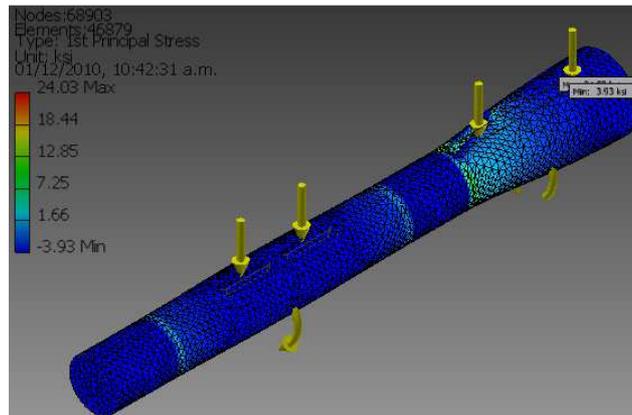


Figura 4.4.2.25.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

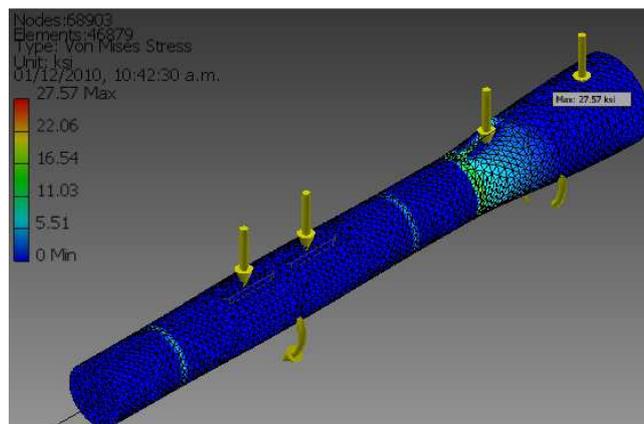


Figura 4.4.2.26.- Energía de distorsión máxima del modelo sólido.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión máxima es de 27.57 Ksi, lo cual indica que el valor obtenido está por debajo de la energía de distorsión del material que es igual a 149 Ksi, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

4.4.3 Eje conducido dos

a) Elementos transmisores de potencia del eje conducido dos

Las características de los elementos transmisores de potencia y componentes que interactúan con el eje conducido dos del transportador de cadenas son los siguientes

❖ Dos rodamientos montados

Como aproximación inicial se utilizarán las dimensiones del rodamiento 124216 de la marca DODGE [catálogo D85 DODGE ENGINEERING, pág. B211]. El procedimiento para el análisis del tipo de rodamiento a implementar se presenta en el inciso d) de esta sección.

❖ Cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón

Las características de las ruedas dentadas sencillas sin mamelón que estarán montadas en el eje conducido dos son idénticas a las descritas en el inciso a) de la sección 4.4.2, estas ruedas dentadas recibirán la potencia por medio de cadenas desde el eje conducido uno hasta el eje conducido dos.

El procedimiento para estimar la distancia entre centros, la potencia transmitida y la longitud de cadena para las cuatro cadenas a implementar se describe a continuación.

- El factor de servicio es $FS = 1.0$, el cual está en función de la unidad motriz que para esta aplicación es un motor eléctrico, síncrono y de torque norma, así, como del tipo de servicio al que estará sometido el transportador que en este caso es una carga uniforme.
- La potencia de diseño que será transmitida por cada cadena es de 0.3825 Hp, la potencia total transmitida por las cuatro cadenas será de 1.53 Hp, por tanto, la potencia de diseño es

$$P_d = (FS) (P_n) = (1.0) (1.53 \text{ Hp}) = 1.53 \text{ Hp}$$

- Al igual que las cadenas que van del eje motriz al eje conducido uno las cadenas a implementar serán de rodillos de una hilera para trabajo moderado.
- El número de dientes de las ruedas dentadas sencillas sin mamelón conducidas deben tener el mismo número de dientes que las ruedas dentadas sencillas sin mamelón motrices para tener la misma velocidad de giro en ambos ejes. Por tanto, el número de dientes de las ruedas dentadas sencillas sin mamelón conducidas será de 36.

- Para la cadena simple de rodillos N° 40, la capacidad de potencia máxima transmitida, se estima a partir de la tabla correspondiente a los Hp que el fabricante publica en sus catálogos como el de la figura 4.4.1.4. De este figura, la capacidad máxima de potencia que pueden transmitir cada una de las cadenas es $P \cong 0.4 \text{ Hp}$.

Esto indica que las cuatro cadenas podrán transmitir una potencia máxima de 1.6 hp a las ruedas dentadas sencillas sin mamelón conducidas que se localizan en el eje conducido dos.

- El diámetro de paso de las cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón se estima con la siguiente expresión.

$$D_p = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N_1}\right)} = \frac{0.5 \text{ pulg}}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{36}\right)} = 5.736 \text{ pulg.}$$

Donde

$$p = 0.5 \text{ pulg} \quad \text{Y} \quad N_1 = 36 \text{ dientes.}$$

- La distancia requerida entre centros de las ruedas dentadas sencillas sin mamelón motrices y las ruedas dentadas sencillas sin mamelón conducidas es de 75 pulg. Esta distancia no está dentro de las distancias entre centros recomendadas por el fabricante para este cadena. Pero ya que se utilizarán tensores de cadena montados sobre el eje conducido uno no debe existir problema alguno de colgamiento.
- Las longitudes de las cadenas para la distancia entre centros de 75 pulg se pueden estimar de la siguiente manera

$$L = (2) (C_{\text{pasos}}) + \left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right) = (2) (150) + 36 = 336 \text{ pasos} = 168 \text{ pulg.}$$

Donde

$$C_{\text{pasos}} = 150 \text{ pasos.}$$

- La distancia teórica entre centros se puede estimar con la ayuda de la siguiente expresión

$$C_{\text{teo}} = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C_{\text{teo}} = \frac{1}{4} \left[336 - 36 + \sqrt{(336 - 36)^2} \right] = 150 \text{ pasos} = 75 \text{ pulg.}$$

Se supone que esta es la distancia máxima donde no se presenta colgamiento en el lado flojo o tenso de la cadena.

- El ángulo de contacto entre las ruedas dentadas sencillas sin mamelón y las cadenas es

$$\theta = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{D_p - D_p}{2C_{teo}} \right] = 180^\circ$$

De este manera, el ángulo de contacto es mayor que 120° lo cual, está dentro de las recomendaciones para el diseño por transmisiones de cadenas.

De acuerdo al análisis anterior, las cadenas a implementar deben cumplir con las siguientes características

- o Cadena N° 40 de una hilera
- o Paso $\frac{1}{2}$ pulg
- o 336 pasos = 168 pulg de longitud
- o Distancia máxima entre centros 75 pulg
- o Lubricante tipo A por brocha
- o Lubricante recomendado SAE 30.

Con la selección de los componentes que interactuarán con el eje conducido dos, el siguiente paso es el análisis y selección de material para el diseño del eje, el cual se presenta a continuación.

b) *Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje conducido dos*

El procedimiento analítico que se describe a continuación está basado en la norma ANSI B106.1 M-1985, para estimar el diámetro mínimo requerido en un eje de transmisión de potencia, el cual es analizado por torsión, flexión, fatiga y cortante invertido debido a las fuerzas externas producidas por los elementos transmisores de potencia que interactúan con el eje.

- ❖ Es necesario conocer la velocidad de giro que será transmitida al eje, se requiere que la velocidad del eje conducido dos sea la misma que la velocidad del eje conducido uno, por tanto, la velocidad de giro es de 24 rpm.
- ❖ Los elementos transmisores de potencia y componentes que interactúan con el eje conducido dos son; dos rodamientos montados (1,2) y cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón (3,4,5,6).
- ❖ La ubicación de los elementos transmisores de potencia, los rodamientos montados y las distancias aproximadas entre ellos se presentan en la siguiente figura.

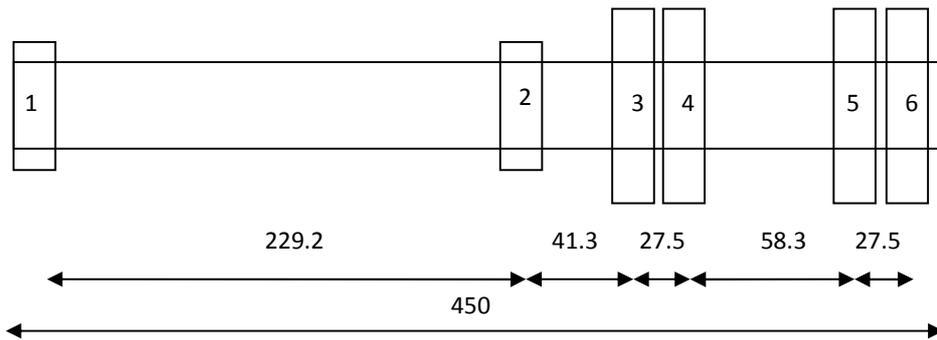


Figura 4.4.3.1.- Ubicación de los elementos transmisores de potencia (las distancias están en mm).

- ❖ Las ruedas dentadas sencillas sin mamelón motrices están alineadas en la horizontal con respecto a las ruedas dentadas sencillas sin mamelón conducidas.
- ❖ La forma en que los elementos transmisores de potencia estarán sujetos al eje será por medio de cuñas tipo perfil, por tanto, será necesario llevar a cabo un análisis del tipo, forma y material de cuña a implementar, tal análisis se presenta en el inciso c) de esta sección.
- ❖ El par torsor que será desarrollado en cada una de las ruedas dentadas y de los rodamientos montados se describe a continuación

La potencia máxima total suministrada al eje conducido dos debida a la transmisión del eje conducido uno es de 1.53 Hp.

Rodamientos montados (1,2).- Debido a que la potencia que será entregada al eje conducido dos es recibida por las cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón , estos rodamientos no presenta par torsional, por tanto, $T_1 = T_2 = 0$.

Ruedas dentadas sencillas sin mamelón (3,4,5,6).- Se asume que la potencia se distribuirá de manera uniforme entre las cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón, de este modo, el par torsor será el mismo para los cuatro elementos

$$T_3 = T_4 = T_5 = T_6 = 63,000 \left[\frac{0.3825 \text{ Hp}}{24 \text{ rpm}} \right] = 1,004 \text{ lb.pulg} = 113,431 \text{ N.mm}$$

- ❖ Las fuerzas que interactúan en el eje debido a los elementos transmisores de potencia son las siguientes

Ruedas dentadas sencillas sin mamelón (3,4,5,6).- Las ruedas dentadas sencillas sin mamelón generan fuerzas flexionantes sobre el eje

$$F_3 = F_4 = F_5 = F_6 = \frac{(T_3)}{(D_p)/2} = \frac{1,004 \text{ lb.pulg}}{(5.736 \text{ pulg})/2} = 350 \text{ lb} = 1,557 \text{ N}$$

Las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia y las reacciones generadas por los rodamientos montados que se transmiten al eje conducido dos se ilustran en la siguiente figura.

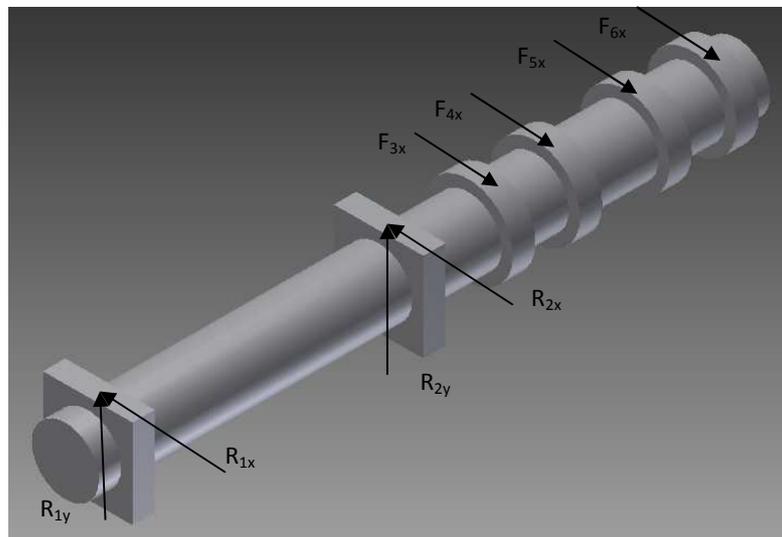


Figura 4.4.3.2.- Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje conducido dos.

- ❖ Si se considera al eje como una viga simplemente apoyada, las fuerzas y momentos flexionantes en los planos horizontal y vertical generados por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados, se pueden obtener por medio de los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante, como se presentan en las siguientes figuras.

Las fuerzas y reacciones en el plano horizontal generadas en el eje de transmisión debido a los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados se presentan en la siguiente figura, donde $P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = 1,557$ N.

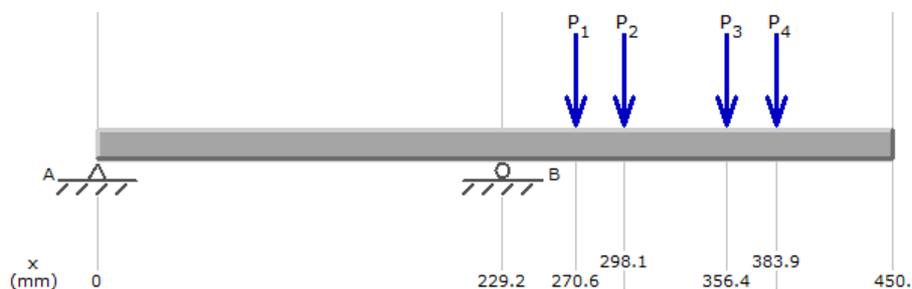


Figura 4.4.3.3.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal.

La magnitud de las reacciones en los rodamientos montados 1 y 2 son de 2,664.97 N y 8,892.97 N, respectivamente.

El diagrama de fuerza cortante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el que se presenta a continuación.

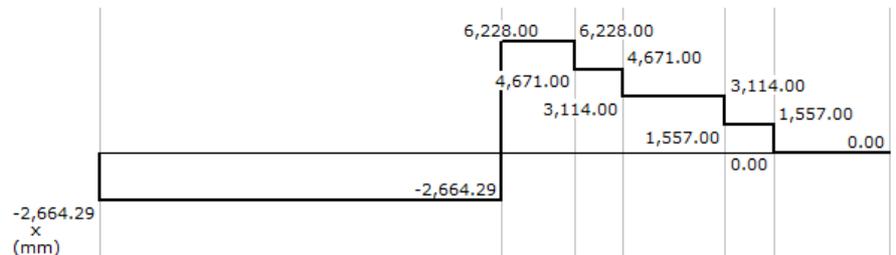


Figura 4.4.3.4.- Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal.

El diagrama de momento flexionante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el siguiente.

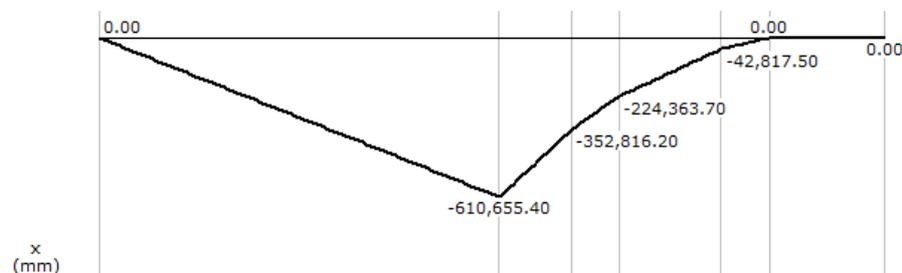


Figura 4.4.3.5.- Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal.

Debido a que las ruedas dentadas sencillas sin mamelón motrices están orientadas a 0° con respecto a las ruedas dentadas sencillas sin mamelón conducidas, no se generan fuerzas en el plano vertical (a excepción del peso propio de cada elemento, el cual será analizado numéricamente), de esta manera, no existen momentos ni fuerzas cortantes en el plano vertical.

- ❖ El material propuesto para la fabricación del eje conducido dos al igual que el eje conducido uno es un acero dulce AISI 5150 OQT 1000, para maquinado, con 15% de elongación, 149 ksi de resistencia a la fluencia y 160 ksi de resistencia a la tensión, ya que es recomendable utilizar un acero que presente buena ductilidad y buena maleabilidad.
- ❖ Ya que el material seleccionado para la fabricación del eje presenta buena ductilidad y el elemento estará sometido bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en los datos de diseño, se utilizará un factor de seguridad $N = 2$.
- ❖ Las cargas que generan las ruedas dentadas, producen esfuerzos repetidos e invertidos, ya que el eje es sometido a un esfuerzo de tensión seguido por un esfuerzo de compresión de manera continua.

- ❖ El método de análisis que se presenta a continuación se utiliza para estimar el diámetro mínimo necesario en el punto del eje donde se presenta la mayor concentración de esfuerzos debido a los esfuerzos normales invertidos y repetidos generados, este procedimiento estima el diámetro mayor que debe tener el eje para operar con seguridad, el criterio a utilizar es el siguiente

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d \quad \text{Y} \quad \sigma_d = \frac{S_n'}{N}$$

- ❖ Ya que los elementos transmisores de potencia se fijarán al eje por medio de cuñeros tipo perfil, el factor de concentración de esfuerzos generado por este tipo de elemento es de $K_t = 2.0$
- ❖ Para estimar la resistencia real a la fatiga (S_n') del material seleccionado se debe considerar cuatro factores; material, tipo de esfuerzo, confiabilidad y de tamaño, así como también, determinar la resistencia a la fatiga modificada S_n .

El valor del factor de material considerado para esta aplicación $C_m = 1.00$ pertenece a los aceros forjados, el valor del factor del tipo de esfuerzo considerado para esta aplicación $C_{st} = 1.00$ es utilizado para los esfuerzos flexionantes.

Ya que se requiere de una alta confiabilidad se ha elegido un valor $C_R = 0.81$, dicho valor se ha seleccionado a partir de la tabla 3.3.1 del capítulo tres.

Para determinar el factor de tamaño se plantea la hipótesis de que el diámetro será de 1.5 pulgadas, esta hipótesis será comprobada más adelante. Con la hipótesis planteada y figura 3.3.13 del capítulo tres se puede determinar el valor del factor de tamaño. Teniendo en cuenta que $0.30 \text{ pulg} < D \leq 2.0 \text{ pulg}$.

Por tanto el valor del factor de tamaño es

$$C_s = \left(\frac{1.5 \text{ pulg}}{0.3} \right)^{-0.11} = 0.837$$

La resistencia a la fatiga modificada se determina en función de la resistencia de tensión del acero que en este aplicación es de 160 ksi y del proceso de manufactura utilizada para producir la pieza que en este caso es para maquinado, con estas dos condiciones se emplea la figura 3.3.14 del capítulo tres para estimar el valor de la resistencia a la fatiga modificada S_n .

El valor de la resistencia a la fatiga modificada es aproximadamente $S_n = 55 \text{ ksi}$ Con los valores determinados de los cuatro factores y el valor de la resistencia modificada, podemos estimar las resistencia real a la fatiga con la siguiente expresión.

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s = 55.00 \text{ ksi} * 1.00 * 1.00 * 0.81 * 0.837 = 37,322 \text{ psi}$$

Por tanto, el diámetro mínimo necesario, el cual será el diámetro mayor del eje conducido dos se calcula de la siguiente forma

Si

$$\sigma_d = K_t \sigma_{m\acute{a}x}$$

Y

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} C}{I} \quad \text{Que denota el esfuerzo de flexi3n en vigas}$$

$$\therefore \sigma_d = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{S} \quad \text{donde,} \quad S = \frac{I}{C}$$

De este modo

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{\sigma_d}$$

El momento máximo es generado por el rodamiento montado (2) como se observa en el diagrama de momento flexionante para el plano horizontal, la magnitud del momento máximo es la siguiente

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{(M_{2x})^2 + (M_{2y})^2} = \sqrt{(610,811.1 \text{ N}\cdot\text{mm})^2} = 610,811.1 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

El esfuerzo de diseño en funci3n de la resistencia real a la fatiga es

$$\sigma_d = \frac{S_n'}{N} = \frac{37,322 \text{ psi}}{2} = 18,661 \text{ psi} = 128.66 \text{ MPa}.$$

Entonces el m3dulo de secci3n es

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{\sigma_d} = \frac{610,811.1 \text{ N}\cdot\text{mm} \cdot 1}{128.66 \text{ MPa}} = 4,747 \text{ mm}^3$$

Si el m3dulo de secci3n S para una figura circular esta descrito por $S = \frac{\pi D^3}{32}$

$$\text{Entonces} \quad D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{(32)(4,747 \text{ mm}^3)}{\pi}} = 36.43 \text{ mm} \cong 1.43 \text{ pulgadas}.$$

El valor del diámetro comercial más pr3ximo al valor calculado para una barra redonda es de $1\frac{1}{2}'' = 1.5$ pulgadas.

Para comprobar la hip3tesis propuesta se vuelve a determinar el m3dulo de secci3n, el factor de tamaño y la resistencia real a la fatiga con el valor del diámetro comercial seleccionado, esto se presenta a continuaci3n.

Para $D = 1.5$ pulgadas = 38.1 mm, el módulo de sección es

$$S = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi(38.1 \text{ mm})^3}{32} = 5,429.7 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto, como era de esperarse el módulo de sección es mayor que el calculado inicialmente, además

$$K_t \sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} K_t}{S} = \frac{(610,811.1 \text{ N.mm}) * 1}{5,429.7 \text{ mm}^3} = 112.5 \text{ Mpa.}$$

De este modo

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d$$

El factor de tamaño re calculado queda de la siguiente manera

$$C_s = \left(\frac{1.5 \text{ pulg}}{0.3} \right)^{-0.11} = 0.8377$$

Que es idéntico al factor de tamaño estimado inicialmente. De este modo, el valor del diámetro planteado en la hipótesis fue acertado y el valor de la resistencia real a la fatiga es igual al calculado inicialmente.

- ❖ El análisis anterior se ha realizado en el punto donde se presenta el momento flexionante mayor a lo largo de la longitud del eje, por tanto, no se analizará el resto de los puntos críticos.

El diámetro propuesto para el diseño del eje conducido dos es de **1½"**, reduciendo el tiempo de fabricación y los maquinados del eje. El material a utilizar para la fabricación del eje es un acero dulce **AISI 5150 OQT 1000; para maquinado.**

c) *Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido dos y ruedas dentadas sencillas sin mamelón*

Debido a que el proveedor para las ruedas dentadas sencillas sin mamelón seleccionadas no reporta datos acerca de las dimensiones de la cuña y el cuñero, el procedimiento para el análisis, dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido dos son los mismos que los presentados en el inciso d) de la sección 4.4.2, ya que los pares torsionales producidos por las cuatro ruedas dentadas sin mamelón en la sección del eje conducido uno son idénticas a los pares torsionales generados en el eje conducido dos.

- d) *Análisis y selección del tipo de rodamientos montados a implementar para el eje conducido dos*

El procedimiento para el análisis del tipo de rodamiento a implementar que se presenta a continuación se ha realizado para el rodamiento 2, ya que en este punto la reacción generada es mayor que la reacción del rodamiento 1. Por tanto, el rodamiento 1 será el mismo que el rodamiento 2.

- ❖ El rodamiento a implementar es un rodamiento de bolas de una hilera de ranura profunda montado.
- ❖ El rodamiento que será utilizado para esta aplicación solo estará sujeto a carga radial.
- ❖ La carga de diseño se expresa y se calcula de la siguiente manera

$$P = VR_2 = (1) (8,892.97 \text{ N}) = 8,892.97 \text{ N}$$

Donde

$V = 1$, ya que se espera que la pista interior sea la que gire.

$$R_2 = \sqrt{(R_{2x})^2 + (R_{2y})^2} = \sqrt{(8,892.97 \text{ N})^2} = 8,892.97 \text{ N}$$

- ❖ El diámetro del eje conducido dos donde estará alojado el rodamiento es de $1\frac{1}{2}$ “.
- ❖ La duración de 30,000 horas será utilizada, ya que el rodamiento para esta aplicación están dentro del rubro de máquinas industriales de uso general, tal como se aprecia en la figura 3.3.19 del capítulo tres.
- ❖ La capacidad de carga dinámica demandada por el rodamiento es la siguiente

$$\frac{L_d}{L_1} = \left[\frac{C_d}{R_4} \right]^K \quad \therefore C_d = \left(\sqrt[k]{\frac{L_d}{L_1}} \right) (R_2) = \left(\sqrt[3]{\frac{43.2 \times 10^6 \text{ rev}}{1 \times 10^6 \text{ rev}}} \right) (8,893 \text{ N}) = 58,451 \text{ N}$$

Donde

$$R_2 = 8,892.97 \text{ N}; \quad L_1 = 1 \times 10^6 \text{ rev};$$

$K = 3$, por ser rodamiento de bolas

$$L_d = (\text{N}^\circ \text{ de horas}) (\text{rpm}) (60 \text{ min/h})$$

$$L_d = (30,000 \text{ h}) (24 \text{ rpm}) (60 \text{ min/h}) = 43.2 \times 10^6 \text{ rev.}$$

- ❖ En función de la capacidad dinámica requerida y del tamaño del diámetro del eje, el rodamiento seleccionado tiene las siguientes características.

- Rodamiento tipo YAR
- Diámetro interior nominal de 38.1 mm

- Marca SKF, con número de parte YAR 209-108-2F
- Capacidad dinámica 33.2 KN
- Capacidad estática 21.6 KN
- Peso aproximado de 0.77 Kg
- Las características de este rodamiento, así como sus tolerancias se presentan en el anexo J.5.

Este rodamiento suelto estará montado en una caja tipo brida para ser atornillado en las paredes del perfil estructural de acero, el número de parte de la caja es FY-509-U de la marca SKF, las características de esta caja se presentan en el anexo J.6. La siguiente figura muestra el rodamiento y la caja tipo brida seleccionada.

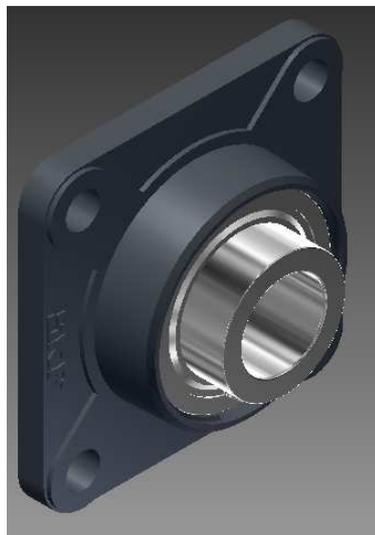


Figura 4.4.3.6.- Rodamiento en caja tipo brida marca SKF.

e) *Ajustes y tolerancias para rodamientos montados seleccionados*

Debido a que los rodamientos a implementar para el eje conducido dos son los mismos rodamientos a implementar en el eje conducido uno los ajustes y tolerancias para el eje serán las mismas que las expuestas en el inciso f) de la sección 4.4.2.

En base a los elementos transmisores de potencia, análisis y ajustes realizados hasta este punto, el diseño y dimensiones del eje conducido dos se presenta en la siguiente figura, el plano de fabricación del eje conducido dos se presenta con más detalle en el anexo D.11.

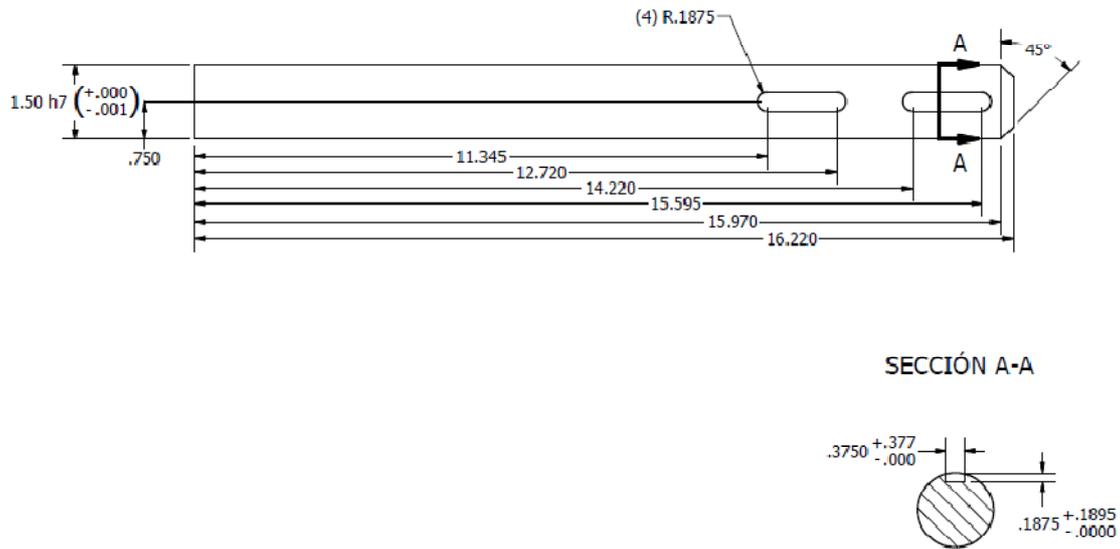


Figura 4.4.3.7.- Diseño y dimensiones del eje conducido dos.

f) *Análisis numérico del eje conducido dos*

El comportamiento del eje conducido dos del transportador de cadenas sometido a las fuerzas de flexión producidas por los elementos transmisores de potencia en el plano horizontal analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación, considerando que el eje se ha idealizado como una viga simplemente apoyada.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo del eje en función de las distancias donde estarán localizadas las ruedas dentadas sencillas sin mamelón y los rodamientos montados.

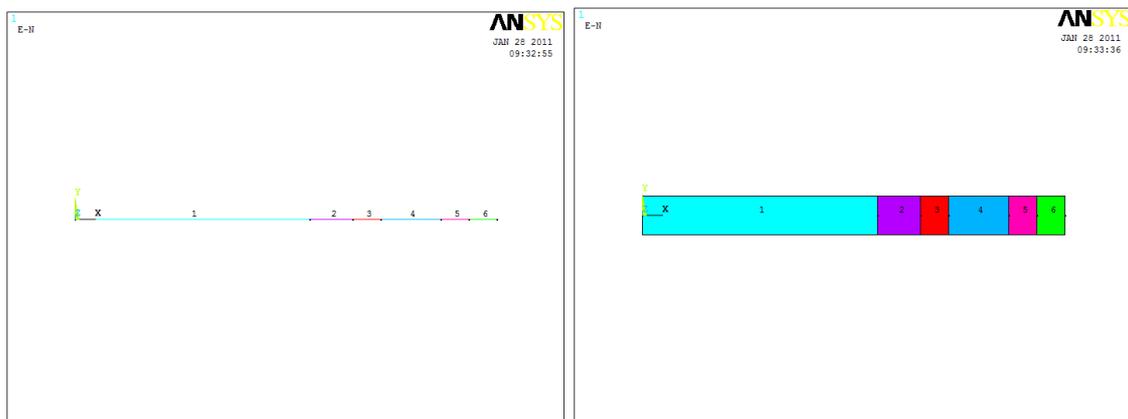


Figura 4.4.3.8.- Geometría del modelo.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento utilizado es BEAM3, ya que el eje se ha considerado como una viga simplemente apoyada.
- ❖ Propiedades de los materiales característicos del modelo.- El material del eje tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de 0.27
- ❖ Propiedades geométricas del modelo.- En este punto se ha establecido el área de la sección transversal, el momento de inercia y el diámetro del eje con valores de $1,140 \text{ mm}^2$, $103,436 \text{ mm}^4$ y 38.1 mm , respectivamente.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en todas direcciones exceptuando el movimiento de rotación.

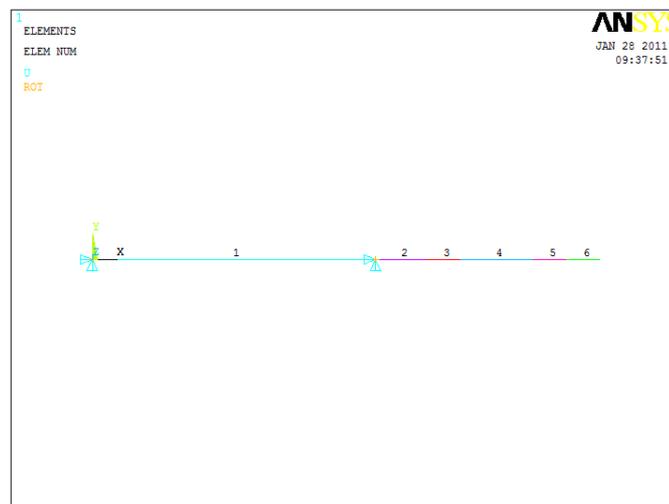


Figura 4.4.3.9.- Condiciones de frontera.

- ❖ Condiciones de carga, plano horizontal.- Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan las ruedas dentadas sencillas sin mamelón.

Plano Horizontal

La figura 4.4.3.10 muestra el eje conducido dos, al cual se le ha aplicado las fuerzas puntuales de 1,557 N, 1,557 N, 1,557 N y 1,557 N estas cargas simulan las fuerzas generadas por las cuatro ruedas dentadas sin mamelón.

Como se observa en esta figura la deformación máxima que presenta el eje debido a las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia es de 0.23689 mm, la cual es muy pequeña, los rodamientos montados pueden absorber tal desviación.

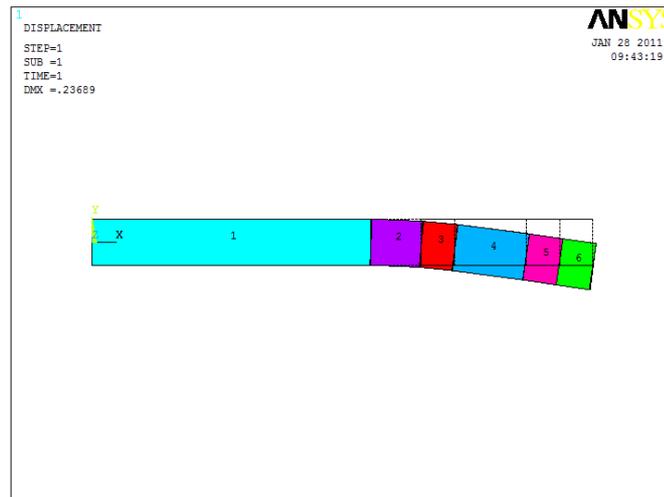


Figura 4.4.3.10.- Deformación del eje conducido dos.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

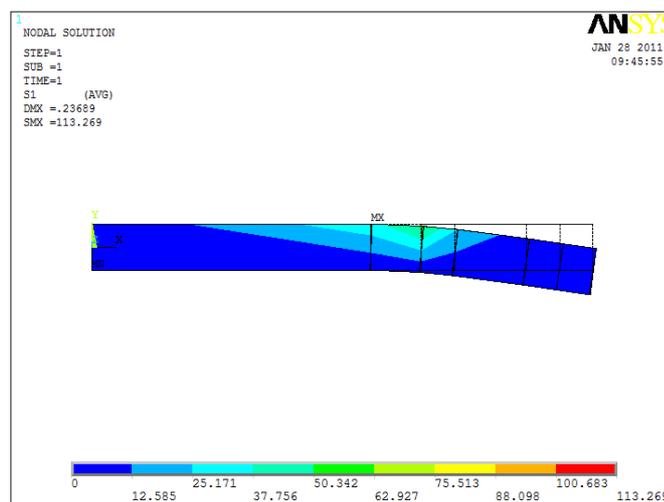


Figura 4.4.3.11.- Esfuerzo principal máximo.

De la figura anterior se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localizan las ruedas dentadas sencillas sin mamelón con un valor de 113.269 MPa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá , ya que el valor del esfuerzo principal máximo es mucho menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (1,030 MPa).

La figura que se presenta a continuación muestra el esfuerzo cortante máximo que se genera en el eje conducido dos. El valor del esfuerzo cortante máximo se presenta en el punto donde se localizan las ruedas dentadas sencillas sin mamelón con un valor de 0.547×10^{-3} MPa está muy por debajo del valor del esfuerzo cortante de cedencia del material a implementar (1,100 MPa).

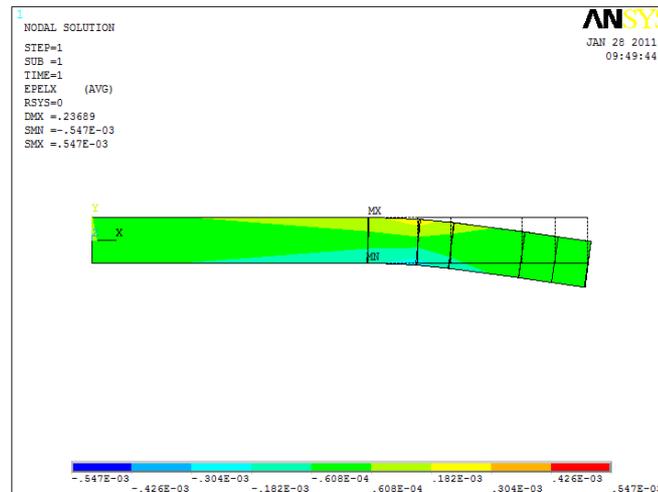


Figura 4.4.3.12.- Esfuerzo cortante máximo.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

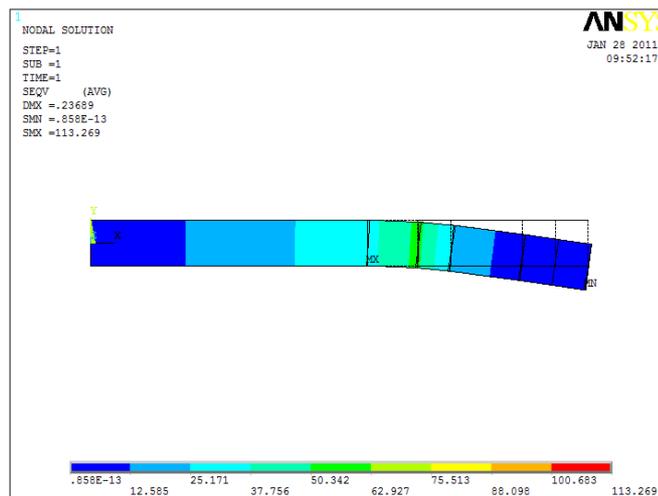


Figura 4.4.3.13.- Energía de distorsión máxima.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión es de 113.269 MPa, lo cual indica que el valor obtenido este muy por debajo de la energía de distorsión del material igual a 1,030 MPa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

Torsión y flexión

El comportamiento del eje conducido dos del transportador de cadenas sometido a las fuerzas de torsión y al peso propio de los componentes transmisores de potencia analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo del eje conducido dos en función de las distancias donde estarán localizadas las ruedas dentadas sencillas sin mamelón, los rodamientos montados y los cuñeros.



Figura 4.4.3.14.- Geometría del modelo sólido.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento utilizado es de tipo sólido (volumen).
- ❖ Propiedades del material característico del modelo.- El material del eje conducido dos tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de 0.27.
- ❖ Propiedades físicas del modelo.- En este punto se ha establecido el tipo de material, densidad, masa, área y el volumen, con valores de; acero, 0.2835 lb/pulg³, 8.01517 lb, 80.4621 pulg², 28.2623 pulg³.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en las direcciones horizontal y vertical.

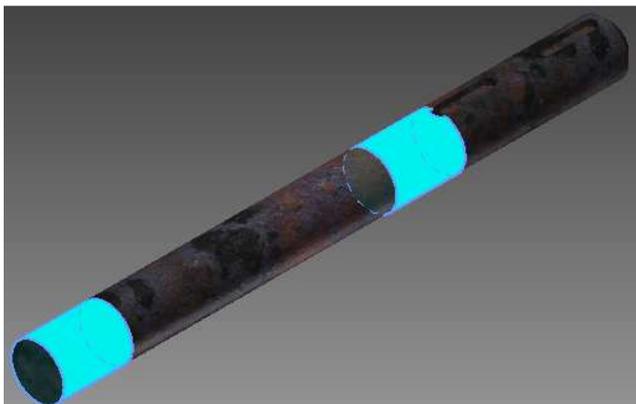


Figura 4.4.3.15.- Condiciones de frontera del modelo sólido.

- ❖ Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan las cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón y la sección del eje que está sometida a torsión. La figura 4.4.3.16 muestra el eje conducido dos, al cual se le ha aplicado los pesos puntuales en la dirección vertical de las cuatro ruedas dentadas sencillas sin mamelón de 3.680 lb (peso de dos ruedas sencillas sin mamelón) y 3.680 lb, así, como la torsión que generan estas ruedas dentadas con valor de 4,016 lb.pulg



Figura 4.4.3.16.- Condiciones de carga del modelo sólido.

La deformación que sufre el eje debido al par torsor y la flexión se muestra en la siguiente figura.

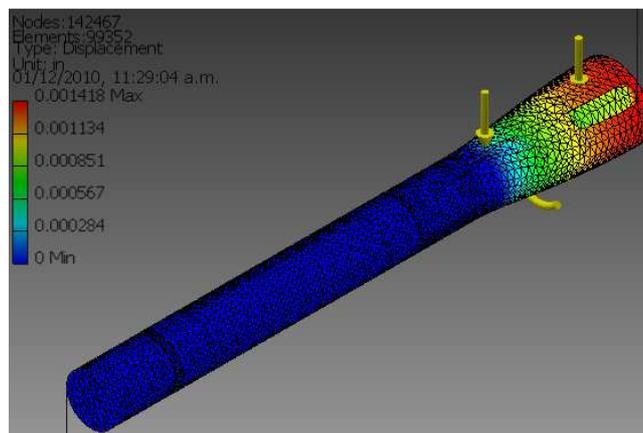


Figura 4.4.3.17.- Deformación del eje conducido dos debido a torsión y flexión.

Como se observa en la figura anterior la deformación máxima que presenta el eje debido al peso de los elementos transmisores de potencia y al par torsor aplicado es de 0.001418 pulg en el plano z como era de esperarse.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo. De esta figura se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localizan las ruedas dentadas sencillas sin mamelón con un valor de 96.49 Ksi; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el

valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá, ya que el valor del esfuerzo principal máximo es menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (149 Ksi).

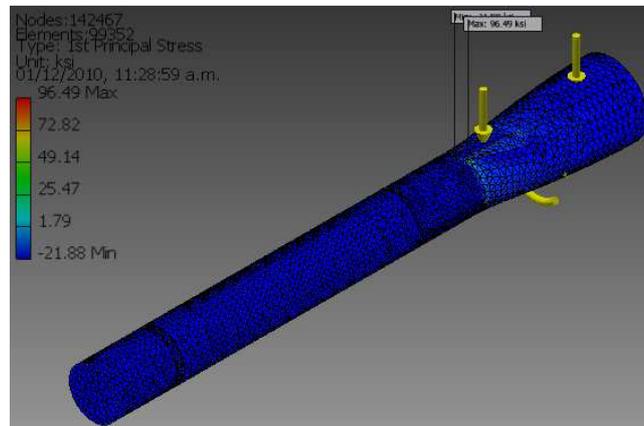


Figura 4.4.3.18.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

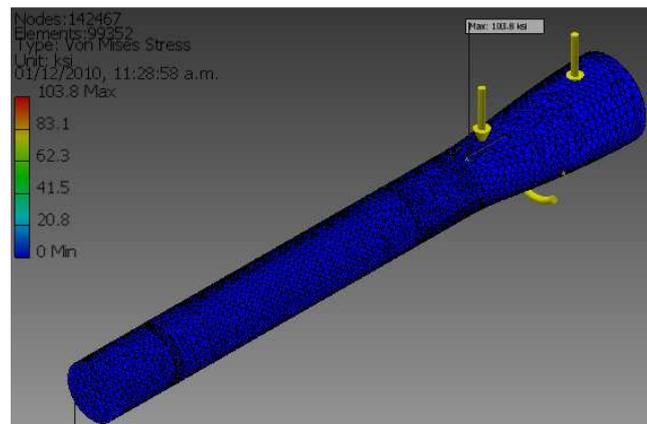


Figura 4.4.3.19.- Energía de distorsión máxima del modelo sólido.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión máxima es de 103.8 Ksi, lo cual indica que el valor obtenido está por debajo de la energía de distorsión del material que es igual a 149 Ksi, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

4.4.4 Eje conducido tres

a) *Elementos transmisores de potencia del eje conducido tres*

Las características de los elementos transmisores de potencia y componentes que interactuarán con el eje conducido tres del transportador de cadenas son los siguientes

❖ Dos rodamientos montados

Se pretende que los rodamientos montados a implementar se puedan desplazar a lo largo de la horizontal para permitir el tensado de cadena. Los rodamientos y tensadores que serán utilizados para el eje conducido tres serán los mismos que han sido propuestos a utilizar con el eje conducido uno, tal como se presentó en el inciso e) de la sección 4.4.2.

❖ Dos ruedas dentadas sencillas

Las características de las ruedas dentadas sencillas que estarán montadas en el eje conducido tres tienen las mismas características que la rueda dentada sencilla que interactúa con el eje motriz, por tanto, las características de estas ruedas dentadas han sido ya descritas en el inciso a) de la sección 4.4.1.

Una de las ruedas dentadas sencillas que interactuará con el eje conducido tres recibirá la potencia por medio de una cadena desde el eje motriz, la segunda rueda dentada transmitirá la potencia por medio de cadena al eje conducido cuatro.

El procedimiento para estimar la distancia entre centros, la potencia transmitida y la longitud de cadena que va del eje motriz al eje conducido tres se presenta a continuación, dejando el análisis de cadena del eje conducido tres al eje conducido cuatro pendiente hasta que se analice el eje conducido cuatro.

- El factor de servicio es $FS = 1.0$, el cual está en función de la unidad motriz que para esta aplicación es un motor eléctrico, síncrono y de torque norma, así, como del tipo de servicio al que estará sometido el transportador que en este caso es una carga uniforme.
- La potencia de diseño que será transmitida por la cadena es de 0.47 Hp, por tanto, la potencia de diseño es

$$P_d = (FS) (P_n) = (1.0) (0.47 \text{ Hp}) = 1.47 \text{ Hp}$$

- La cadena a implementar es de rodillos sin accesorios de una hilera para trabajo moderado.

- El número de dientes de la rueda dentada sencilla conducida deben tener el mismo número de dientes que las rueda dentada sencilla motriz para tener la misma velocidad de giro en ambos ejes. Por tanto, el número de dientes de la rueda dentada sencilla conducida será de 36.
- Para la cadena simple de rodillos N° 40, la capacidad de potencia máxima transmitida, se estima a partir de la tabla correspondiente a los Hp que el fabricante pública en sus catálogos como el de la figura 4.4.1.4. De este figura, la capacidad máxima de potencia que pueden transmitir cada cadena es $P \cong 0.4 \text{ Hp}$.
- El diámetro de paso de la rueda dentada sencilla se estima con la siguiente expresión.

$$D_p = \frac{p}{\text{Sen}\left(\frac{180^\circ}{N_1}\right)} = \frac{0.5 \text{ pulg}}{\text{Sen}\left(\frac{180^\circ}{36}\right)} = 5.736 \text{ pulg.}$$

Donde

$$p = 0.5 \text{ pulg} \quad \text{Y} \quad N_1 = 36 \text{ dientes.}$$

- La distancia requerida entre centros de las ruedas dentadas sencillas motriz y conducida es de 20.25 pulg. Esta distancia está dentro de las distancias entre centros recomendadas por el fabricante.
- La longitud de la cadena para la distancia entre centros de 20.25 pulg se puedes estimar de la siguiente manera

$$L = (2) (C_{\text{pasos}}) + \left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right) = (2) (40.5) + 36 = 118 \text{ pasos} = 59 \text{ pulg.}$$

Donde

$$C_{\text{pasos}} = 40.5 \text{ pasos.}$$

- La distancia teórica entre centros se puede estimar con la ayuda de la siguiente expresión

$$C_{\text{teo}} = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C_{\text{teo}} = \frac{1}{4} \left[118 - 36 + \sqrt{(118 - 36)^2} \right] = 41 \text{ pasos} = 20.5 \text{ pulg.}$$

Se supone que esta es la distancia máxima donde no se presenta colgamiento en el lado flojo o tenso de la cadena.

- El ángulo de contacto entre las ruedas dentadas sencillas y la cadena es

$$\theta = 180^\circ - 2 \text{ sen}^{-1} \left[\frac{D_p - D_p}{2C_{\text{teo}}} \right] = 180^\circ$$

De este manera, el ángulo de contacto es mayor que 120° lo cual, está dentro de las recomendaciones para el diseño por transmisiones de cadenas.

De acuerdo al análisis anterior, la cadena a implementar deben cumplir con las siguientes características:

- Cadena N° 40 de una hilera
- Paso $\frac{1}{2}$ pulg
- 118 pasos = 559 pulg de longitud
- Distancia máxima entre centros 20.5 pulg
- Lubricante tipo A por brocha
- Lubricante recomendado SAE 30.

Con la selección de los componentes que interactuarán con el eje conducido tres, el siguiente paso es el análisis y selección de material para el diseño del eje, el cual se presenta a continuación.

b) *Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje conducido tres*

El procedimiento analítico que se describe a continuación está basado en la norma ANSI B106.1 M-1985, para estimar el diámetro mínimo requerido en un eje de transmisión de potencia, el cual es analizado por torsión, flexión, fatiga y cortante invertido debido a las fuerzas externas producidas por los elementos transmisores de potencia que interactúan con el eje.

- ❖ Es necesario conocer la velocidad de giro que será transmitida al eje, se requiere que la velocidad del eje conducido tres sea la misma que la velocidad del eje motriz, por tanto, la velocidad de giro es de 24 rpm.
- ❖ Los elementos transmisores de potencia y componentes que interactuarán con el eje conducido tres son; dos rodamientos montados (1,2) y dos ruedas dentadas sencillas (3,4).
- ❖ La ubicación de los elementos transmisores de potencia, los rodamientos montados y las distancias aproximadas entre ellos se presentan en la siguiente figura.

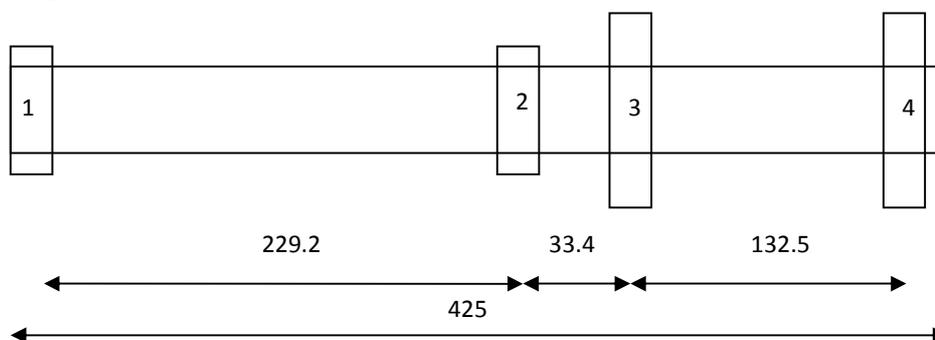


Figura 4.4.4.1.- Ubicación de los elementos transmisores de potencia (las distancias están en mm).

- ❖ La rueda dentada sencilla motriz están alineada 90° en la horizontal con respecto a la rueda dentada sencilla conducida del eje conducido cuatro, como se muestra en la siguiente figura.



Figura 4.4.4.2.- Orientación a 90° de la rueda dentada motriz del eje conducido tres con respecto a la rueda dentada conducida del eje conducido cuatro.

- ❖ La forma en que los elementos transmisores de potencia estarán sujetos al eje será por medio de cuñas tipo perfil, por tanto, será necesario llevar a cabo un análisis del tipo, forma y material de cuña a implementar, tal análisis se presenta en el inciso c) de esta sección.
- ❖ El par torsor que será desarrollado en cada una de las ruedas dentadas sencillas y de los rodamientos montados se describe a continuación

La potencia total máxima suministrada al eje conducido tres debido a la transmisión del eje motriz es de 0.47 Hp.

Rodamientos montados (1,2).- Debido a que la potencia que será entregada al eje conducido tres es recibida por la rueda dentada, estos rodamientos no presenta par torsional, por tanto, $T_1 = T_2 = 0$.

Ruedas dentadas sencillas (3,4).- Se asume que la potencia de entrada y salida se distribuirá de manera uniforme entre las dos ruedas dentadas, de este modo, el par torsor será el mismo para ambos elementos

$$T_3 = T_4 = 63,000 \left[\frac{0.47 \text{ Hp}}{24 \text{ rpm}} \right] = 1,234 \text{ lb.pulg} = 139,388 \text{ N.mm}$$

- ❖ Las fuerzas que interactúan en el eje debido a los elementos transmisores de potencia son las siguientes

Rueda dentada sencilla sin mamelón (3).- La rueda dentada sencilla que recibe la potencia del eje motriz, genera una fuerza de flexión sobre el eje, por tanto, la fuerza se puede estimar de la siguiente manera

$$F_3 = \frac{(T_3)}{(D_p)/2} = \frac{1,234 \text{ lb.pulg}}{(5.736 \text{ pulg})/2} = 430.2 \text{ lb} = 1,914 \text{ N}$$

Rueda dentada sencilla sin mamelón (4).- La rueda dentada sencilla que transmite la potencia al eje conducido cuatro, genera una fuerza de flexión sobre el eje orientada a 90°, por tanto, la fuerza de flexión es

$$F_4 = \frac{(T_3)}{(D_p)/2} = \frac{1,234 \text{ lb.pulg}}{(5.736 \text{ pulg})/2} = 430.2 \text{ lb} = 1,914 \text{ N}$$

Las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia y las reacciones generadas por los rodamientos montados que se transmiten al eje conducido tres se ilustran en la siguiente figura.

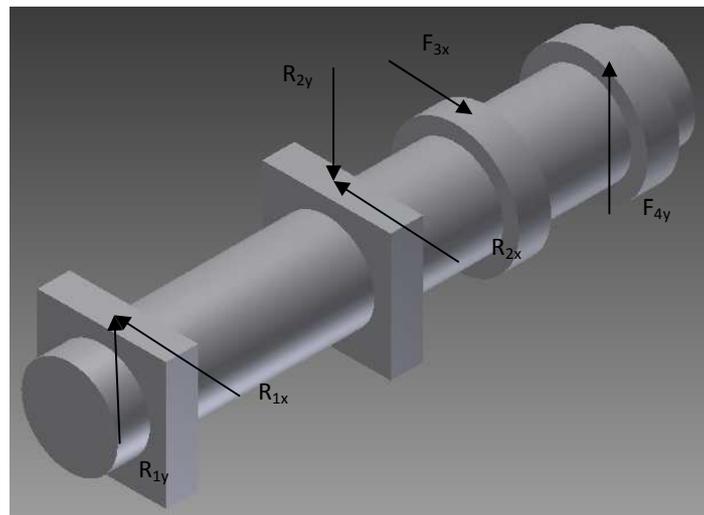


Figura 4.4.4.3.- Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje conducido tres.

- ❖ Si se considera al eje como una viga simplemente apoyada, las fuerzas y momentos flexionantes en los planos horizontal y vertical generados por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados, se pueden obtener por medio de los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante, como se presentan en las siguientes figuras.

Plano horizontal

Las fuerzas y reacciones en el plano horizontal generadas en el eje de transmisión debido a la rueda dentada sencilla y los rodamientos montados se presentan en la siguiente figura, donde P₁ = 1,914 N.

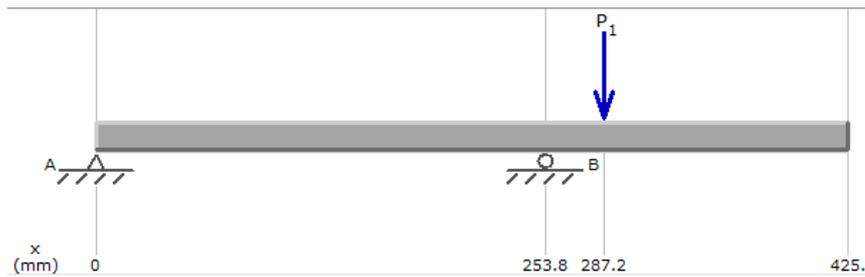


Figura 4.4.4.4.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal.

La magnitud de las reacciones en los rodamientos montados 1 y 2 son de 279 N y 2,193 N, respectivamente.

El diagrama de fuerza cortante generado por la rueda dentada sencilla y los rodamientos montados es el que se presenta a continuación.

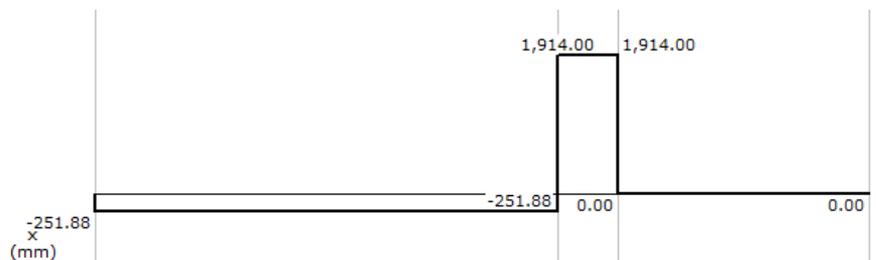


Figura 4.4.4.5.- Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal.

El diagrama de momento flexionante generado por la rueda dentada sencilla y los rodamientos montados es el siguiente.



Figura 4.4.4.6.- Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal.

Plano vertical

Las fuerzas y reacciones en el plano vertical generadas en el eje de transmisión debido a los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados se presentan en la siguiente figura, donde $P_1 = 0$ y $P_2 = 1,914$ N.

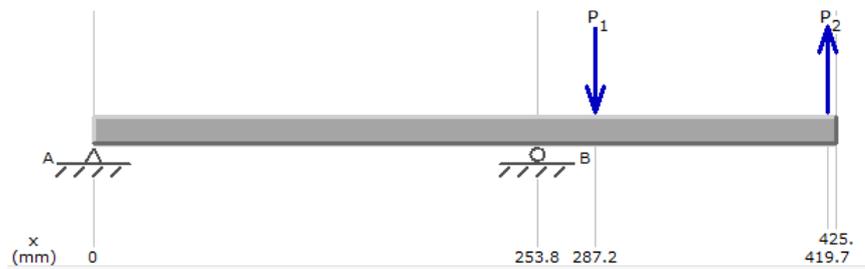


Figura 4.4.4.7.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano vertical.

La magnitud de las reacciones en los rodamientos montados 1 y 2 son de 1,385 N y 3,299 N, respectivamente.

El diagrama de fuerza cortante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el que se presenta a continuación.

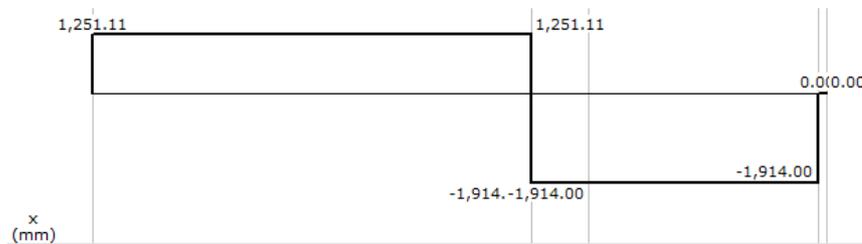


Figura 4.4.4.8.- Diagrama de fuerza cortante en el plano vertical.

El diagrama de momento flexionante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el siguiente.

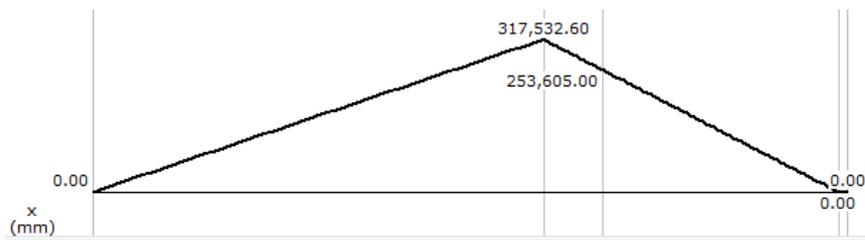


Figura 4.4.4.9.- Diagrama de momento flexionante en el plano vertical.

- ❖ El material propuesto para la fabricación del eje conducido tres al igual que el resto de los ejes es un acero dulce AISI 5150 OQT 1000, para maquinado, con 15% de elongación, 149 ksi de resistencia a la fluencia y 160 ksi de resistencia a la tensión, ya que es recomendable utilizar un acero que presente buena ductilidad y buena maleabilidad.
- ❖ Ya que el material seleccionado para la fabricación del eje presenta buena ductilidad y el elemento estará sometido bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en los datos de diseño, se utilizará un factor de seguridad $N = 2$.

- ❖ Las cargas que generan las ruedas dentadas sencillas, producen esfuerzos repetidos e invertidos, ya que el eje es sometido a un esfuerzo de tensión seguido por un esfuerzo de compresión de manera continua.
- ❖ El método de análisis que se presenta a continuación se utiliza para estimar el diámetro mínimo necesario en el punto del eje donde se presenta la mayor concentración de esfuerzos debido a los esfuerzos normales invertidos y repetidos generados, este procedimiento estima el diámetro mayor que debe tener el eje para operar con seguridad, el criterio a utilizar es el siguiente

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d \quad \text{Y} \quad \sigma_d = \frac{S_n'}{N}$$

- ❖ Ya que los elementos transmisores de potencia se fijarán al eje por medio de cuñeros tipo perfil, el factor de concentración de esfuerzos generado por este tipo de elemento es de $K_t = 2.0$
- ❖ Para estimar la resistencia real a la fatiga (S_n') del material seleccionado se debe considerar cuatro factores; material, tipo de esfuerzo, confiabilidad y de tamaño, así como también, determinar la resistencia a la fatiga modificada S_n .

El valor del factor de material considerado para esta aplicación $C_m = 1.00$ pertenece a los aceros forjados, el valor del factor del tipo de esfuerzo considerado para esta aplicación $C_{st} = 1.00$ es utilizado para los esfuerzos flexionantes.

Ya que se requiere de una alta confiabilidad se ha elegido un valor $C_R = 0.81$, dicho valor se ha seleccionado a partir de la tabla 3.3.1 del capítulo tres.

Para determinar el factor de tamaño se plantea la hipótesis de que el diámetro será de 1.25 pulgadas, esta hipótesis será comprobada más adelante. Con la hipótesis planteada y figura 3.3.13 del capítulo tres se puede determinar el valor del factor de tamaño. Teniendo en cuenta que $0.30 \text{ pulg} < D \leq 2.0 \text{ pulg}$.

Por tanto el valor del factor de tamaño es

$$C_s = \left(\frac{1.25 \text{ pulg}}{0.3} \right)^{-0.11} = 0.854$$

La resistencia a la fatiga modificada se determina en función de la resistencia de tensión del acero que en esta aplicación es de 160 ksi y del proceso de manufactura utilizada para producir la pieza que en este caso es para maquinado, con estas dos condiciones se emplea la figura 3.3.14 del capítulo tres para estimar el valor de la resistencia a la fatiga modificada S_n .

El valor de la resistencia a la fatiga modificada es aproximadamente $S_n = 55 \text{ ksi}$

Con los valores determinados de los cuatro factores y el valor de la resistencia modificada, podemos estimar la resistencia real a la fatiga con la siguiente expresión.

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s = 55.00 \text{ ksi} * 1.00 * 1.00 * 0.81 * 0.854 = 38,077 \text{ psi}$$

Por tanto, el diámetro mínimo necesario, el cual será el diámetro mayor del eje conducido tres se calcula de la siguiente forma

Si

$$\sigma_d = K_t \sigma_{m\acute{a}x}$$

Y

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} C}{I} \quad \text{Que denota el esfuerzo de flexión en vigas}$$

$$\therefore \sigma_d = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{S} \quad \text{donde,} \quad S = \frac{I}{C}$$

De este modo

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{\sigma_d}$$

El momento máximo es generado por el rodamiento montado (2) como se observa en el diagrama de momento flexionante para el plano horizontal y vertical, la magnitud del momento máximo es la siguiente

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{(M_{2x})^2 + (M_{2y})^2} = \sqrt{(63,927.6 \text{ N} \cdot \text{mm})^2 + (317,532.6 \text{ N} \cdot \text{mm})^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 323,904 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El esfuerzo de diseño en función de la resistencia real a la fatiga es

$$\sigma_d = \frac{S_n'}{N} = \frac{38,077 \text{ psi}}{2} = 19,039 \text{ psi} = 131.27 \text{ MPa}.$$

Entonces el módulo de sección es

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x} K_t}{\sigma_d} = \frac{323,904 \text{ N} \cdot \text{mm} * 1}{131.27 \text{ MPa}} = 2,467.5 \text{ mm}^3$$

Si el módulo de sección S para una figura circular esta descrito por $S = \frac{\pi D^3}{32}$

$$\text{Entonces} \quad D = \sqrt[3]{\frac{32 * S}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{(32)(2,467.5 \text{ mm}^3)}{\pi}} = 29.3 \text{ mm} \cong 1.15 \text{ pulgadas}.$$

El valor del diámetro comercial más próximo al valor calculado para una barra redonda es de $1\ 3/16'' = 1.1875$ pulgadas.

Para comprobar la hipótesis propuesta se vuelve a determinar el módulo de sección, el factor de tamaño y la resistencia real a la fatiga con el valor del diámetro comercial seleccionado, esto se presenta a continuación.

Para $D = 1.1875$ pulgadas = 30.1625 mm, el módulo de sección es

$$S = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi(30.1625\text{ mm})^3}{32} = 2,694\text{ mm}^3$$

Por lo tanto, como era de esperarse el módulo de sección es mayor que el calculado inicialmente, además

$$K_t \sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} K_t}{S} = \frac{(323,904\text{ N.mm}) * 1}{2,694\text{ mm}^3} = 120.23\text{ MPa.}$$

De este modo

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d$$

El factor de tamaño re calculado queda de la siguiente manera

$$C_s = \left(\frac{1.1875\text{ pulg}}{0.3} \right)^{-0.11} = 0.859$$

Dando un valor de resistencia real a la fatiga de

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s = 55.00\text{ ksi} * 1.00 * 1.00 * 0.81 * 0.859 = 38,293\text{ psi} = 264\text{ MPa}$$

Por tanto, la resistencia real a la fatiga es mayor que la estimada inicialmente, de este modo, el valor del diámetro planteado en la hipótesis fue bueno.

- ❖ Hasta aquí solamente se ha analizado un solo punto del eje, de acuerdo al análisis anterior el diámetro mayor del eje es de $1\ 3/16''$, se verificará los diámetros mínimos requeridos en los demás puntos críticos del eje como se presenta en seguida

Rodamiento montado (1).- Este elemento estará atornillado en los perfiles de acero del transportador de cadenas, por tanto, no es necesario utilizar anillos de retención u escalones en el eje, el diámetro mínimo requerido en este punto será analizado por fuerza cortante vertical tal y como se aprecia en los diagramas de fuerza cortante debido a que no se presenta par torsional

$$D = \sqrt{\frac{(2.94)(k_t)(V_1)(N)}{S_{n'}}} = \sqrt{\frac{(2.94)(1.0)(1,413.2 \text{ N})(2)}{264 \text{ Mpa}}} = 5.61 \text{ mm} = 0.22 \text{ pulg.}$$

Donde

$$V_1 = \sqrt{(V_{1x})^2 + (V_{1y})^2} = \sqrt{(278.92 \text{ N})^2 + (1,385.4 \text{ N})^2} = 1,413.2 \text{ N}$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 1/4 pulg.

Rodamiento montado (2).- Este elemento al igual que el anterior estará atornillado en los perfiles de acero del transportador de cadenas, por tanto, no es necesario utilizar anillos de retención u escalones en el eje, el diámetro mínimo requerido en este punto será analizado por flexión, tal como se presenta a continuación.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_2)}{S_{n'}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_2}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1.0)(323,904 \text{ N.mm})}{264 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 29.23 \text{ mm} = 1.15''$$

Donde

$$M_2 = \sqrt{(M_{2x})^2 + (M_{2y})^2} = \sqrt{(63,927.6 \text{ N.mm})^2 + (317,532.6 \text{ N.mm})^2}$$

$$M_2 = 323,904 \text{ N.mm}$$

$$K_t = 2$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 1 3/16 pulg.

Rueda dentada sencilla (3).- Las fuerzas generadas en este punto son; par torsor, momento flexionante y fuerza cortante, además que será maquinado un cuñero tipo perfil, basta con analizar el lado derecho o izquierdo del elemento, por tanto, el diámetro mínimo necesario es analizado debido a las fuerzas de torsión y flexión.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M_3)}{S_{n'}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_3}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(2.0)(253,605 \text{ N.mm})}{264 \text{ Mpa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{139,388 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 33.97 \text{ mm} = 1.33''$$

Donde

$$M_3 = \sqrt{(M_{3x})^2 + (M_{3y})^2} = \sqrt{(253,605 \text{ N.mm})^2} = 253,605 \text{ N.mm}$$

$$K_t = 2$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de 1 ½ pulg.

Rueda dentada sencilla (4).- El diámetro mínimo requerido en este punto será analizado por par torsor, ya que no presenta fuerza cortante ni momento flexionante como se aprecia en los diagramas de fuerzas.

$$D = \left(\frac{(32)(N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(K_f)(M_4)}{S_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_4}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left(\frac{(32)(2)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{139,388 \text{ N.mm}}{1,027.4 \text{ Mpa}} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 13.37 \text{ mm} = 0.526 \text{ pulg}$$

Donde

$$M_3 = 0$$

El valor comercial más próximo del diámetro calculado es de ¾".

En el análisis del diámetro mayor estimado no se considero el factor de concentración de esfuerzos, por lo que, el diámetro aumento en el punto donde se localiza la rueda dentada sencilla 3.

Se pretende que el diámetro del eje sea el mismo a lo largo de toda su longitud, por tanto, se utilizará el diámetro mínimo requerido por la rueda dentada sencilla 3. También cabe señalar que las dimensiones de los rodamiento montados seleccionados para el eje conducido uno están diseñados para alojar un diámetro de eje de 1½".

El diámetro a utilizar para el diseño del eje conducido tres es de 1 ½" y el material a utilizar para la fabricación es un acero dulce **AISI 5150 OQT 1000; para maquinado.**

c) *Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido tres y ruedas dentadas sencillas*

Debido a que el proveedor para las ruedas dentadas sencillas seleccionadas no reporta datos acerca de las dimensiones de la cuña y el cuñero, el siguiente procedimiento muestra el análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido tres y las ruedas dentadas sencillas.

- ❖ El diámetro donde estará alojado el cuñero es de 1½" = 38.1 mm.

- ❖ El material propuesto para la fabricación de la cuña es un acero AISIS 1018 estirado en frío, cuyas propiedades mecánicas han sido presentadas en el inciso c) de la sección 4.4.1.
- ❖ La resistencia a la fluencia de los materiales con los cuales serán fabricados el eje conducido tres y la cuña son de 1,027 MPa y 379 MPa, respectivamente, por tanto, la resistencia a la fluencia de la cuña es menor que la resistencia a la fluencia del eje.
- ❖ Debido al diámetro nominal de 1½" calculado con anterioridad, se recomienda utilizar una cuña de forma cuadrada, de 3/8" de espesor tal y como se aprecia en la figura 3.3.15 del capítulo tres.
- ❖ Ya que la resistencia a la fluencia del eje es mayor que la resistencia a la fluencia de la cuña, se analizará la longitud mínima de la cuña por esfuerzo cortante y esfuerzo de empuje como se presenta a continuación.

$$L = \frac{4T_3N}{(S_y)(D)(W)} = \frac{(4)(1,234 \text{ lb.pulg})(2)}{(55,000 \text{ Psi})(1.5 \text{ pulg})(0.375 \text{ pulg})} = 0.319 \text{ pulg}$$

Donde

$$S_y = 55,000 \text{ Psi}; \quad Y \quad H = W = 3/8''$$

La longitud mínima segura del cuñero y la cuña es por tanto de 0.319 pulg, ya que la longitud del mamelón para este elemento es de 1 pulg, la longitud final de la cuña propuesta y la longitud del cuñero en el eje es de 1 pulgada.

- ❖ Las dimensiones del cuñero en las ruedas dentadas sencillas, la cuña y el cuñero en el eje conducido tres son las siguientes

Cubo

$$W = 3/8 \text{ pulg}, \quad D = 1 \frac{1}{2} \text{ pulg}, \quad Y \quad H = 3/16 \text{ pulg}.$$

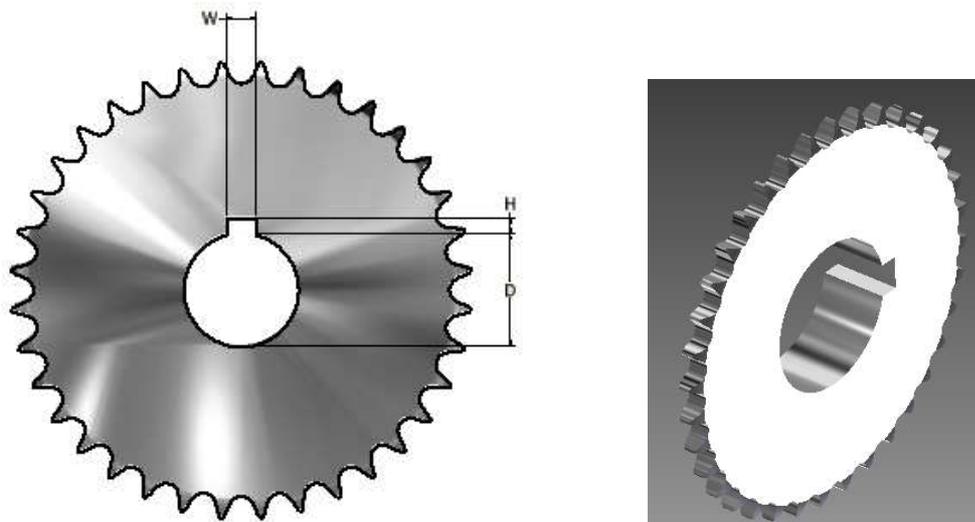


Figura 4.4.4.10.- Dimensiones del cuñero en la rueda dentada sencilla.

Eje

$W = 3/8$ pulg, $S = 21/16$ pulg, Y $H = 3/16$ pulg.

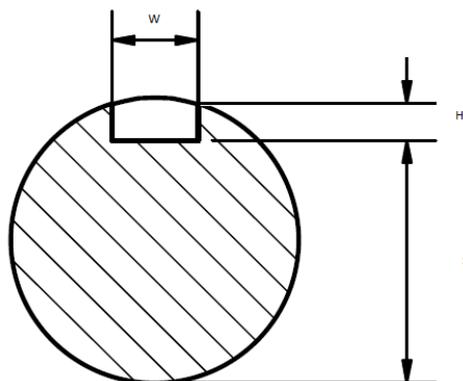


Figura 4.4.4.11.- Dimensiones del cuñero en el eje conducido tres para la sujeción de las ruedas dentadas sencillas.

Cuña

$W = 3/8$ pulg, $L_c = 5/8$ pulg, $L = 1$ pulg Y $R = 3/16$ pulg.

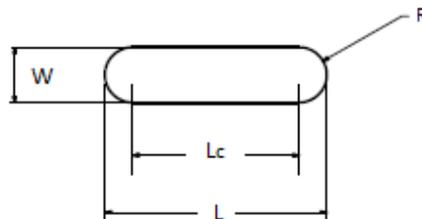


Figura 4.4.4.12.- Dimensiones de la cuña.

d) *Análisis y selección del tipo de rodamiento montados a implementar para el eje conducido tres*

Los rodamientos montados, las cajas y los tensadores utilizados para el eje conducido tres serán los mismos del inciso e) de la sección 4.4.2 para el eje conducido uno.

e) *Ajustes y tolerancias para rodamientos montados seleccionados*

Ya que los rodamientos seleccionados son los mismo del eje conducido uno, los ajustes y tolerancias del orificio, eje y aro exterior son iguales a los ya presentados en el inciso f) de la sección 4.4.2.

En base a los elementos transmisores de potencia, análisis y ajustes realizados hasta este punto, el diseño y dimensiones del eje conducido tres se presenta en la siguiente figura, el plano de fabricación del eje conducido tres se presenta con más detalle en el anexo D.12.

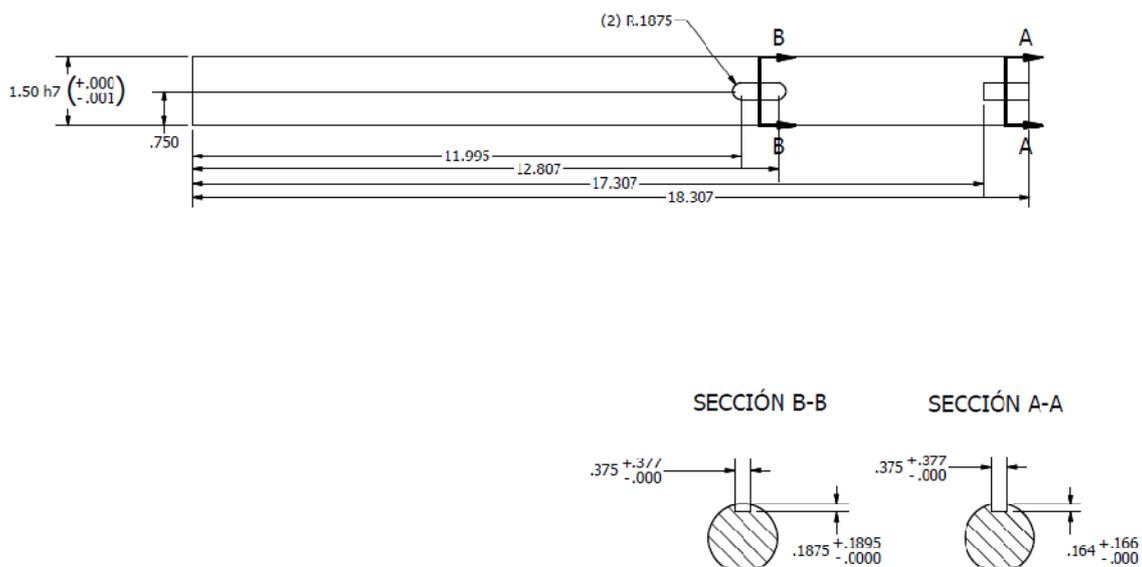


Figura 4.4.4.13.- Diseño y dimensiones del eje conducido tres.

f) *Análisis numérico del eje conducido tres*

El comportamiento del eje conducido tres del transportador de cadenas sometido a las fuerzas de flexión producidas por los elementos transmisores de potencia en los planos horizontal y vertical analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación, considerando que al eje se ha idealizado como una viga simplemente apoyada.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo del eje en función de las distancias donde estarán localizadas los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados.

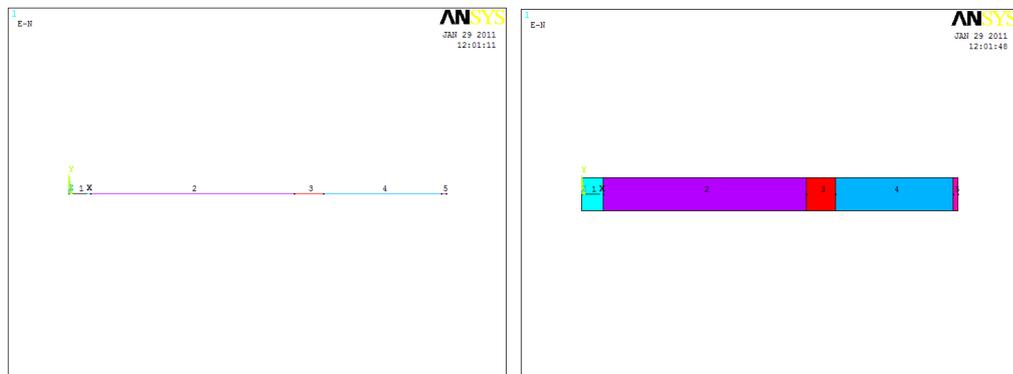


Figura 4.4.4.14.- Geometría del modelo.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento utilizado es BEAM3, ya que el eje ha sido considerado como una viga simplemente apoyada.
- ❖ Propiedades de los materiales característicos del modelo.- El material del eje tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de 0.27.
- ❖ Propiedades geométricas del modelo.- En este punto se ha establecido el área de la sección transversal, el momento de inercia y el diámetro del eje con valores de $1,140 \text{ mm}^2$, $103,436 \text{ mm}^4$ y 38.1 mm , respectivamente.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en todas direcciones exceptuando el movimiento de rotación.

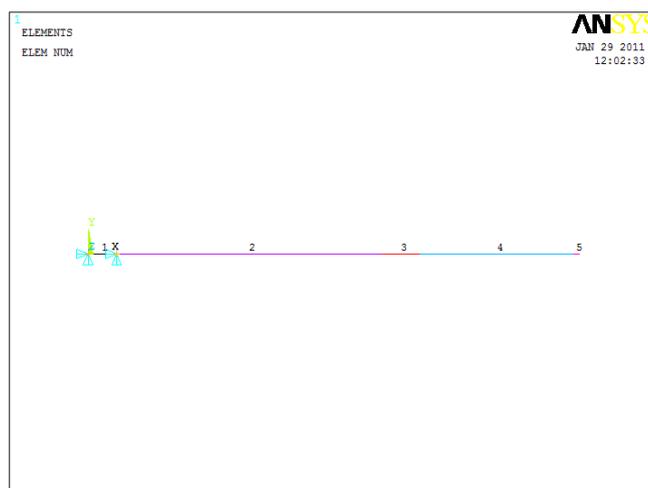


Figura 4.4.4.15.- Condiciones de frontera.

- ❖ Condiciones de carga, planos horizontales y verticales.- Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan las ruedas dentadas sencillas y el peso propio del eje.



Figura 4.4.4.16.- Condiciones de carga.

Plano Horizontal

La figura 4.4.4.17 muestra el eje conducido tres, al cual se le ha aplicado la fuerza puntual de 1,914 N esta carga simula la fuerza generada por la rueda dentada sencilla.

Como se observa en esta figura la deformación máxima que presenta el eje debido a la fuerza generada por la rueda dentada sencilla es de 1.172 mm, la cual es pequeña, los rodamientos montados pueden absorber tal desviación.

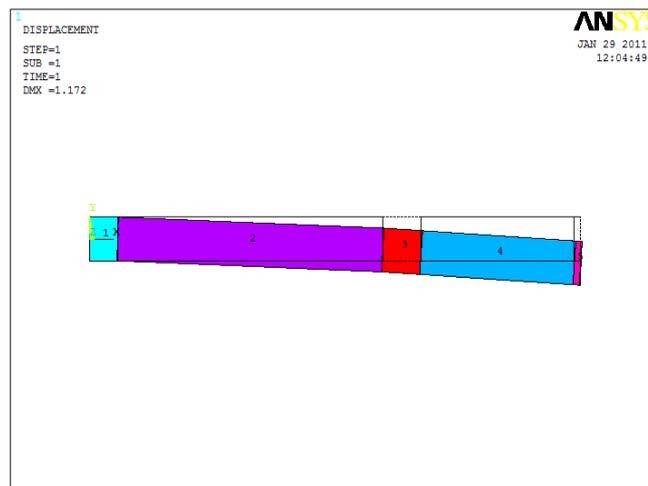


Figura 4.4.4.17.- Deformación del eje conducido tres.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

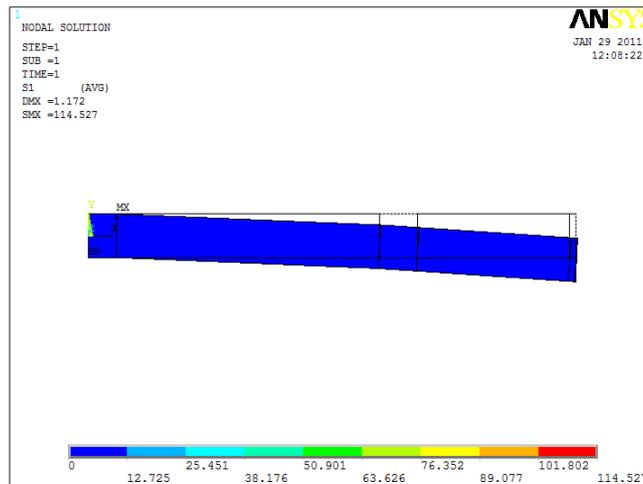


Figura 4.4.4.18.- Esfuerzo principal máximo.

De la figura anterior se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza la rueda dentada sencilla con un valor de 114.527 MPa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá , ya que el valor del esfuerzo principal máximo es mucho menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (1,030 MPa).

La figura que se presenta a continuación muestra el esfuerzo cortante máximo que se genera en el eje. El valor del esfuerzo cortante máximo se presenta en el punto donde se localiza la rueda dentada sencilla con un valor de 0.553×10^{-3} MPa está muy por debajo del valor del esfuerzo cortante de cedencia del material a implementar (1,100 MPa).

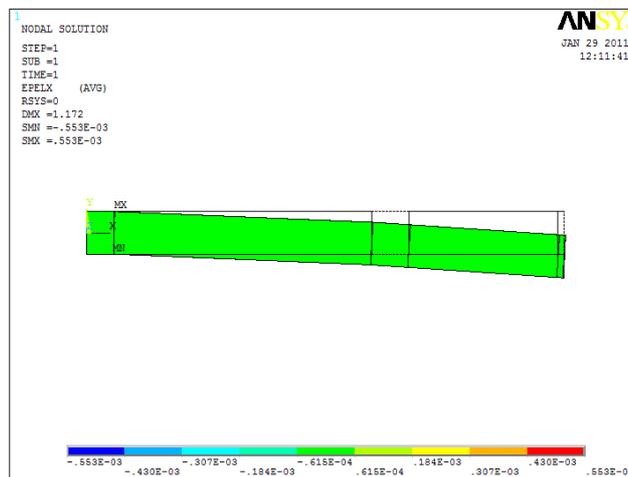


Figura 4.4.4.19.- Esfuerzo cortante máximo.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

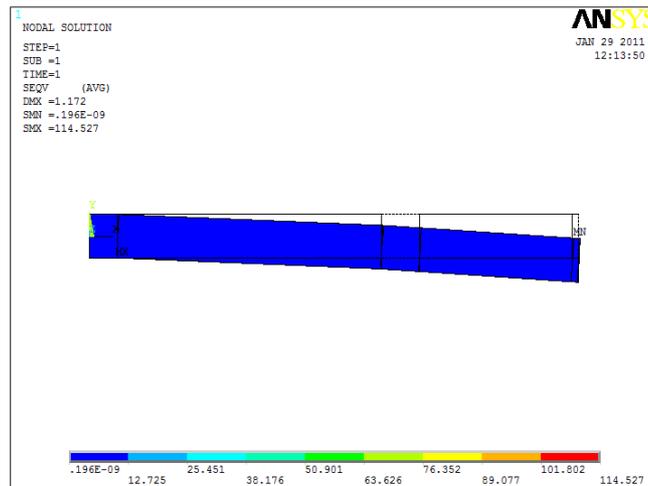


Figura 4.4.4.20.- Energía de distorsión máxima.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión es de 114.527 MPa, lo cual indica que el valor obtenido está muy por debajo de la energía de distorsión del material igual a 1,030 MPa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

Plano Vertical

La figura 4.4.4.21 muestra el eje conducido tres, al cual se le ha aplicado la fuerza puntual de 1,914 N, esta carga simula la fuerza generada por la rueda dentada sencilla orientada a 90° sobre el eje. Como se observa en la figura la deformación máxima que presenta el eje debido a la fuerza generada por la rueda dentada sencilla es de 1.673 mm, el cual ya es una deformación considerable pero los rodamientos montados aún pueden absorber esta desviación.

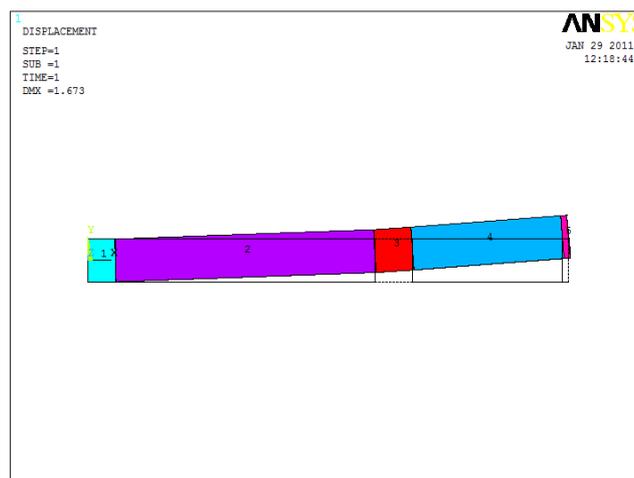


Figura 4.4.4.21.- Deformación del eje conducido tres plano vertical.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

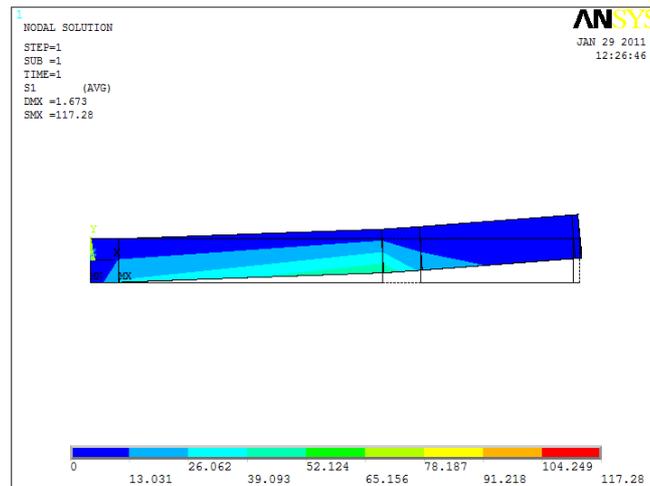


Figura 4.4.4.22.- Esfuerzo principal máximo plano vertical.

De la figura anterior se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza la rueda dentada sencilla con un valor de 117.28 MPa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá , ya que el valor del esfuerzo principal máximo es mucho menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (1,030 MPa).

La figura que se presenta a continuación muestra el esfuerzo cortante máximo que se genera en el eje. El valor del esfuerzo cortante máximo se presenta en el punto donde se localiza la rueda dentada sencilla con un valor de 0.567×10^{-4} MPa está muy por debajo del valor del esfuerzo cortante de cedencia del material a implementar (1,100 MPa).

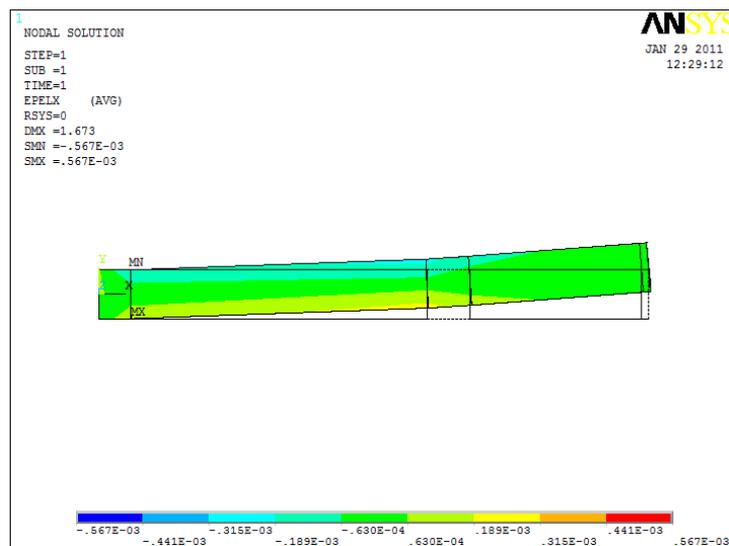


Figura 4.4.4.23.- Esfuerzo cortante máximo plano vertical.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

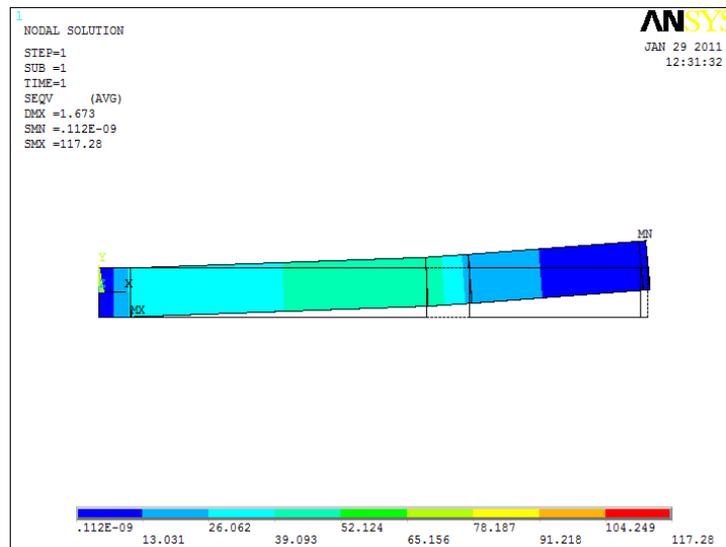


Figura 4.4.4.24.- Energía de distorsión máxima plano vertical.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión es de 117.28 MPa, lo cual indica que el valor obtenido este muy por debajo de la energía de distorsión del material igual a 1,030 MPa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

Torsión y flexión

El comportamiento del eje conducido tres del transportador de cadenas sometido a las fuerzas de torsión y al peso propio de los componentes transmisores de potencia analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo del eje en función de las distancias donde estarán localizadas las ruedas dentadas sencillas, los rodamientos montados y los cuñeros.



Figura 4.4.4.25.- Geometría del modelo sólido.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento utilizado es de tipo sólido (volumen).
- ❖ Propiedades del material característico del modelo.- El material del eje tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de 0.27.
- ❖ Propiedades físicas del modelo.- En este punto se ha establecido el tipo de material, densidad, masa, área y el volumen, con valores de; acero, 7.85 g/cm^3 , 4.13 Kg, $58,425.1 \text{ mm}^2$, $527,067 \text{ mm}^3$.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en las direcciones horizontal y vertical.

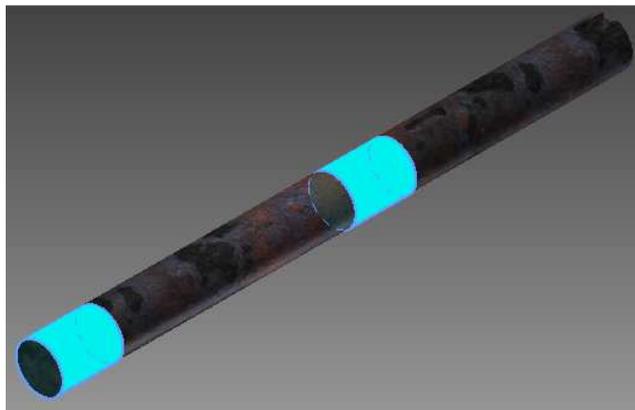


Figura 4.4.4.26.- Condiciones de frontera del modelo sólido.

- ❖ Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan, las ruedas dentadas sencillas y las secciones del eje que están sometidas a torsión.
La figura 4.4.4.27 muestra el eje conducido tres, al cual se le ha aplicado los pesos puntuales en la dirección vertical de los componentes transmisores de potencia de 16 N para ambos casos, y la torsión que generan estos con valor de 278,776 N.m

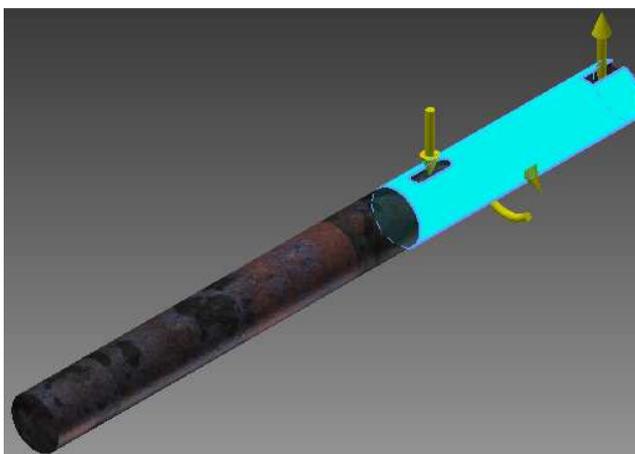


Figura 4.4.4.27.- Condiciones de carga del modelo sólido.

La deformación que sufre el eje debido al par torsor y la flexión se muestra en la siguiente figura.

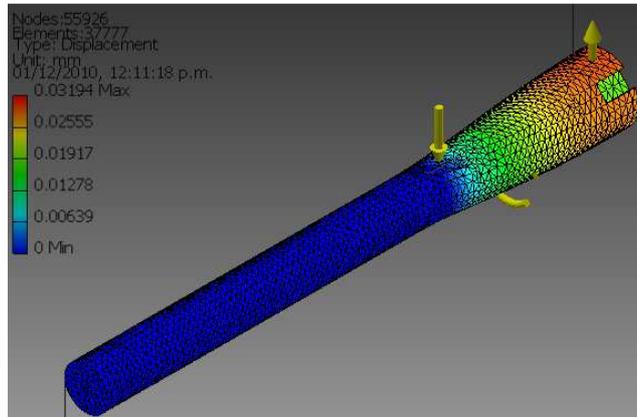


Figura 4.4.4.28.- Deformación del eje conducido tres debido a torsión y flexión.

Como se observa en la figura anterior la deformación máxima que presenta el eje debido al peso de los elementos transmisores de potencia y al par torsor aplicado es de 0.03194 mm en el plano z como era de esperarse.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo. De esta figura se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza una de las ruedas dentadas sencillas con un valor de 76.71 MPa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá, ya que el valor del esfuerzo principal máximo es menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (1,030 MPa).

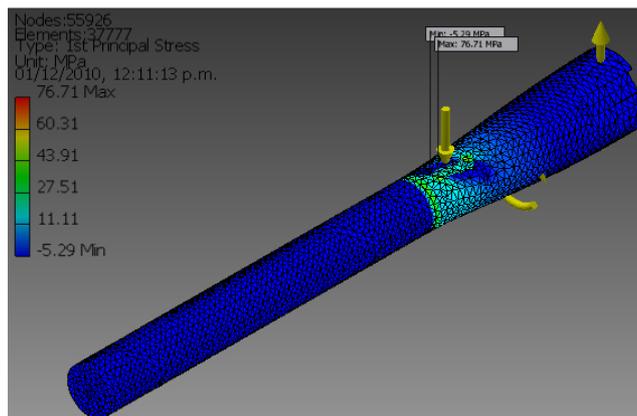


Figura 4.4.4.29.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

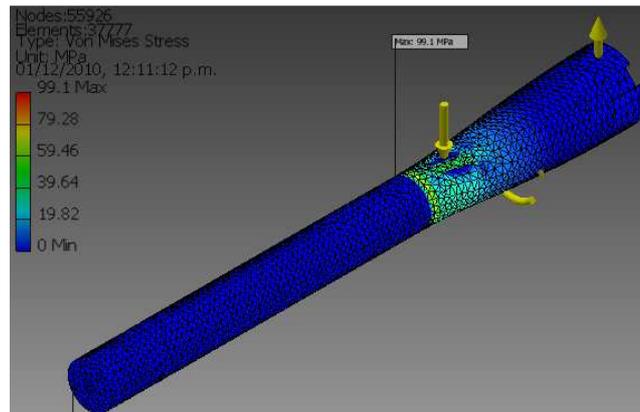


Figura 4.4.4.30.- Energía de distorsión máxima del modelo sólido.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión máxima es de 99.1 MPa, lo cual indica que el valor obtenido está por debajo de la energía de distorsión del material que es igual a 1,030 MPa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

4.4.5 Vigas utilizadas para la fabricación del transportador de cadenas

El canal de acero estándar con designación C6 X 8.2 será el perfil utilizado para la fabricación del transportador de cadenas, serán requeridos dos perfiles, los cuales alojarán todos los componentes mecánicos del sistema, la siguiente figura muestra la forma y orientación de los perfiles a implementar. Los planos de fabricación para los radios y barrenos requeridos de los perfiles derecho e izquierdo se presentan los anexos D.20 y D.21, respectivamente.



Figura 4.4.5.1.- Vigas a implementar para la fabricación del transportador de cadenas.

4.4.6 Diseño y selección de material para tablilla

La tablilla tiene como función sostener la lámpara que es depositada en el transportador de cadenas por el dosificador de lámparas, esta tablilla estará fija por medio de dos pernos en los accesorios tipo tablilla, los cuales como ya se ha mencionado en el inciso a) del punto 4.4.1 estarán en las cadenas que van del eje motriz al eje conducido uno.

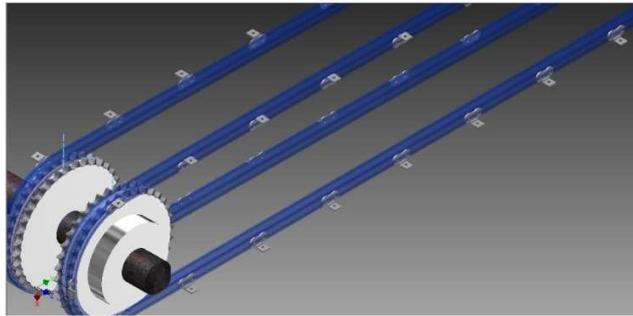


Figura 4.4.6.1.- Accesorios tipo tablilla en cadenas dobles.

Se utilizara un total de 66 tablillas para cubrir la longitud del transportador de cadenas, el material con el que serán fabricadas estas tablillas es un acero dulce AISI 1018 de 3/16", la siguiente figura muestra el diseño de la tablilla, su plano de fabricación se presenta en el anexo D.19.

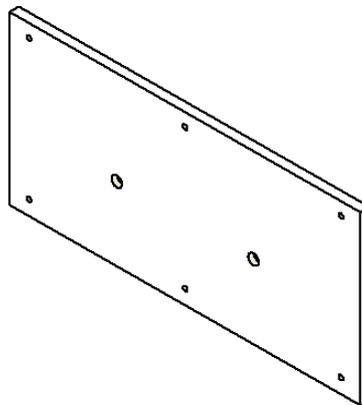


Figura 4.4.6.2.- Diseño de la tablilla a implementar.

4.4.7 Diseño y selección de material para separadores de lámparas

Se utilizara un total de 132 separadores que estarán en las 32 tablillas del transportador de cadenas, el material con el que serán fabricados estos separadores es lámina negra calibre 14, la siguiente figura muestra el diseño de los separadores, su plano de fabricación se presenta en el anexo D.18.

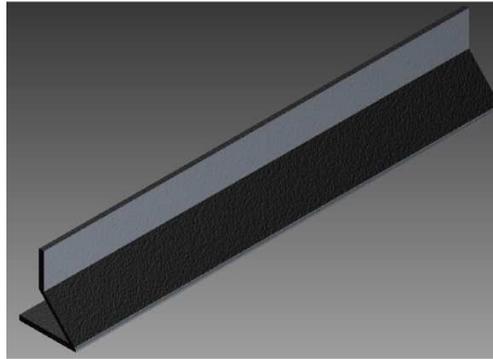


Figura 4.4.7.1.- Diseño del separador de lámparas.

Los separadores de lámparas tienen como función evitar que las lámparas que se encuentran en las tablillas del transportador de cadenas se aproximen demasiado unas a otras, ya que de estar muy próximas en la etapa de inserción de lámparas estas no podrán ser introducidas a los forros, los separadores de lámparas estarán unidos a las tablillas por medio de tres pernos cada uno como se aprecia en la siguiente figura.

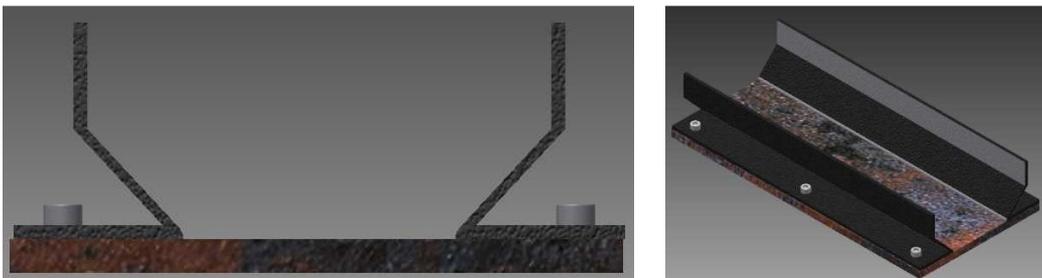


Figura 4.4.7.2.- Fijación de separadores en tablillas.

4.4.8 Diseño y selección de material para pinzas sujetadoras de forros

Un total de 168 pinzas serán utilizadas a lo largo de las cadenas que van del eje conducido uno al eje conducido dos, el material con el que serán fabricadas estas pinzas es lámina negra calibre 15, la siguiente figura muestra el diseño de las pinzas, su plano de fabricación se presenta en el anexo D.17.

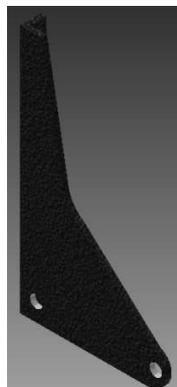


Figura 4.4.8.1.- Diseño de pinzas sujetadoras de forros.

Las pinzas tienen como función sujetar los forros que serán abiertos por el sistema de apertura de forros, ayudando a que las lámparas sean insertadas correctamente en los forros, las pinzas sujetadoras de forros estarán unidas a los eslabones de las cadenas por medio pernos, su configuración se presenta en la siguiente figura.

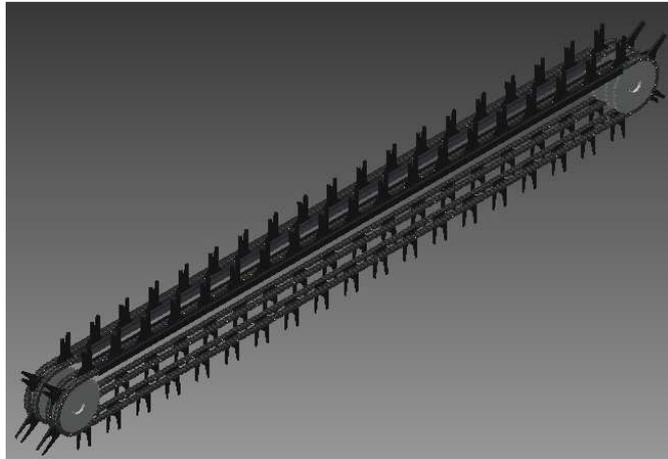


Figura 4.4.8.2.- Pinzas sujetadoras de forros en cadenas.

4.4.9 Diseño y selección de material para guías de cadenas

Se utilizarán dos guías para las cuatro cadenas que van del eje conducido uno al eje conducido dos, el material con el que serán fabricadas estas guías es lámina negra calibre 19, la siguiente figura muestra el diseño de las guías, su plano de fabricación se presenta en el anexo D.7.



Figura 4.4.9.1.- Diseño de guías para cadenas.

Las guías de cadenas junto con las pinzas sujetadoras de forros tienen como función sostener los forros que serán abiertos por el sistema de apertura de forros, estas guías servirán como base donde descansarán las superficies inferiores de los forros abiertos, así, como el permitir que los forros pueda deslizar con facilidad a lo largo de la horizontal.

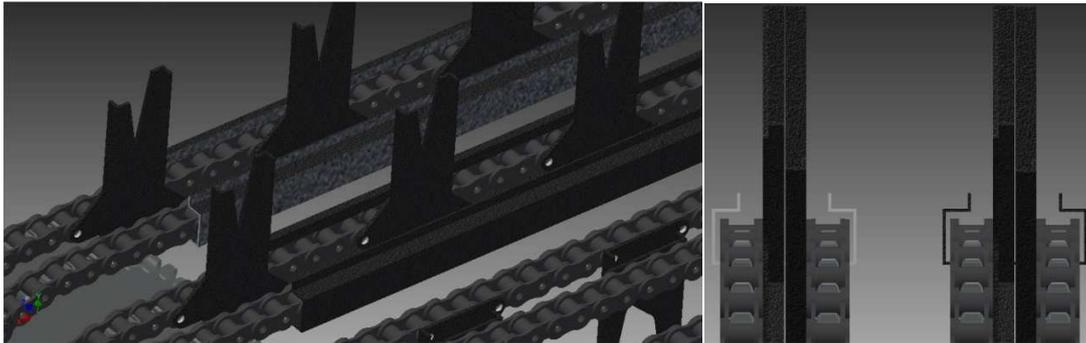


Figura 4.4.9.2.- Guías en cadenas.

4.4.10 Soporte de fijación

a) Soporte horizontal de fijación

Estos soportes estarán unidos por medio de pernos a las paredes de los perfiles estructurales de acero del transportador de cadenas, su función será soportar el peso total del transportador, se utilizarán cuatro soportes de fijación a lo largo del transportador los cuales se repartirán la carga por igual, el acero estructural cuadrado de 2 X 2 X ¼" será el material utilizado para la fabricación de estos soportes. La siguiente figura muestra el diseño del soporte horizontal de fijación, su plano de fabricación se presenta en el anexo D.16.

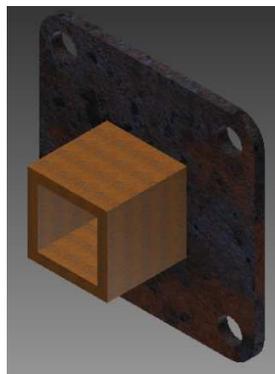


Figura 4.4.10.1.- Diseño del soporte horizontal de fijación.

b) Análisis para los pernos de fijación del soporte horizontal

Los soportes horizontales de fijación como ya se ha mencionado anteriormente estarán unidos por medio de pernos a las paredes de los perfiles estructurales de acero del transportador de cadenas, se pretende tener pernos de la misma medida en la mayoría de los componentes que integran el transportador.

Se propone utilizar cuatro pernos de 9/16" para sujetar los cuatro soportes horizontales de fijación, el material propuesto para la fabricación de los pernos en un acero dulce con designación ASTM A307, con una tensión por esfuerzo de corte permisible $\tau_a = 10$ Ksi, como se aprecia en la figura 3.3.44 del capítulo tres.

La fuerza cortante que puede resistir cada perno de 9/16" es

$$\tau_a = \frac{V}{A_{p/p}}; \quad V = (\tau_a)(A_{p/p}) = (10,000 \text{ Psi})(0.248 \text{ pulg}^2) = 2,485 \text{ lb.}$$

Donde

$$A_{p/p} = \frac{(\pi)(D_p)^2}{4} = \frac{(\pi)(\frac{9}{16} \text{ pulg})^2}{4} = 0.248 \text{ pulg}^2$$

Por tanto, cada perno puede resistir 2,485 lb de fuerza cortante.

La fuerza cortante que será ejercida sobre los pernos de fijación estará en función del peso de los elementos mecánicos que constituyen el transportador de cadenas, la siguiente tabla muestra el peso total aproximado de los elementos mecánicos del transportador de cadenas.

Masa estimada total de los componentes del transportador de cadenas				
Elemento	Cantidad	Masa/Elemento (lb)	Masa conjunta (lb)	Masa total (lb)
Viga de canal	2	82.2	164.4	877.858
Eje motriz	1	17.8	17.8	
Rodamiento uno	2	8.4	16.8	
Engrane conducido	1	8.1	8.1	
Rodamiento dos y tensor	4	9.2	36.8	
Eje conducido uno	1	8	8	
Eje conducido dos	1	8.2	8.2	
Rodamiento tres	2	5	10	
Catarina doble de 2.25 in	1	7.2	7.2	
Catarina doble de 1.5 in	1	3.58	3.58	
Cadena	1	36.12	36.12	
Catarina doble de 2.25 in	1	7.2	7.2	
Catarina doble de 1.5 in	1	3.58	3.58	
Cadena	1	36.12	36.12	
Tablilla	66	1.33	87.78	

Separador	132	0.33	43.56
Guía paso lámparas	1	12.5	12.5
Catarina sencilla de 1.5 in sin mamelón	2	1.84	3.68
Cadena	1	23.52	23.52
Pinza izquierda	42	0.066	2.772
Catarina sencilla de 1.5 in sin mamelón	2	1.84	3.68
Cadena	1	23.52	23.52
Pinza izquierda	42	0.066	2.772
Catarina sencilla de 1.5 in sin mamelón	2	1.84	3.68
Cadena	1	23.52	23.52
Pinza izquierda	42	0.066	2.772
Catarina sencilla de 1.5 in sin mamelón	2	1.84	3.68
Cadena	1	23.52	23.52
Pinza izquierda	42	0.066	2.772
Guía en cadena para forros	2	3.31	6.62
Cadena	1	8.26	8.26
Catarina sencilla de 2.25 in	1	3.58	3.58
Catarina sencilla de 1.5 in con mamelón	1	3.58	3.58
Disco dosificador vertical	1	14.81	14.81
Eje conducido tres	1	9.2	9.2
Eje conducido cuatro	1	7.72	7.72
Eje conducido cinco	1	7.72	7.72
Rodamiento montado	3	7	21
Engranajes cónicos	2	4	8

Disco Horizontal		7.83	0
Cadena	1	6.02	6.02
Catarina sencilla de 1.5 in con mamelón	1	3.58	3.58
Catarina de 1.5 in 48 dientes	1	5.84	5.84
Placa soporte	1	7.5	7.5
Placa fija	1	7	7
Poste de fijación	1	10.2	10.2
Placa soporte viga	1	3	3
Guía lámpara disco horizontal	1	4.4	4.4
Poste guía	1	2.2	2.2
Extras	1	110	110

Tabla 4.4.10.1.- Pesos aproximados de los componentes mecánicos del transportador de cadenas.

De la tabla anterior, la fuerza estimada a la que estará sometido cada perno será

$$F_{p/p} = \frac{F_c}{N^\circ \text{ de pernos}} = \frac{878 \text{ lb}}{16} = 54.875 \text{ lb}$$

Donde

F_c = Fuerza cortante ejercida por el transportador de cadenas $\cong 878$ lb.

Por tanto, el diámetro propuesto de los pernos a implementar está muy por encima del diámetro mínimo requerido para soportar la fuerza cortante ejercida por el transportador de cadenas. La siguiente figura muestra la distribución de los pernos de fijación en el soporte horizontal.

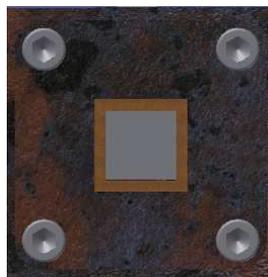


Figura 4.4.10.2.- Distribución de los pernos de fijación en soporte horizontal.

c) *Análisis de soldadura soporte horizontal- perfil horizontal*

El análisis del tamaño de cordón y distribución de soldadura del soporte horizontal-perfil horizontal del transportador de cadenas se presenta a continuación

- ❖ Los elementos a unir son el soporte horizontal y el perfil horizontal, ambos fabricados en acero estructural, la geometría de la unión es como se presenta en la siguiente figura.



Figura 4.4.10.3.- Geometría de unión.

- ❖ El esfuerzo cortante vertical se desarrollado en la unión.
- ❖ Los factores geométricos para el análisis de junta, se pueden determinar a partir de la siguiente figura, en función de la forma en que será aplicado el cordón en el soporte y el perfil.

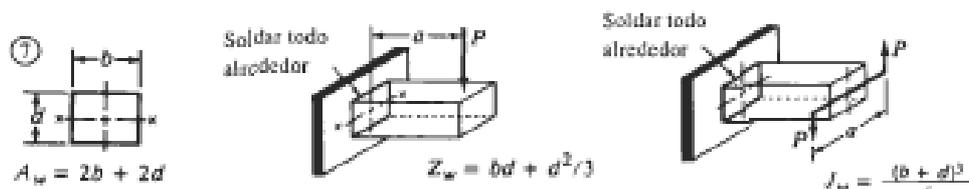


Figura 4.4.10.4.- Factores geométricos para el análisis de soldadura.

Entonces

$$A_w = 2b+2d = (2) (2\text{pulg}) + (2) (2 \text{ pulg})= 8 \text{ pulg.}$$

La fuerza provocada por cortante vertical es

$$f_v = \frac{F_c}{N^\circ \text{ de soportes}} = \frac{878 \text{ lb}}{4} = 219.5 \text{ lb. pulg}$$

- ❖ El tipo propuesto de electrodo a utilizar es un E60, el cual presenta una tensión por esfuerzo de corte de 13,600 Psi y una fuerza permisible por pulgada de lado de 9,600 lb/pulg. Tal y como se presenta en la figura 3.3.48 del capítulo tres.
- ❖ El ancho mínimo del cordón del electrodo propuesto es

$$W = \frac{219.5 \text{ lb.pulg}}{9,600 \text{ lb.pulg}} = 0.0288 \text{ pulg.}$$

El tamaño del electrodo comercial más próximo al valor calculado es de 3/32 pulg. Por tanto, se utilizará un electrodo E 6010 de 3/32 pulg.

d) *Análisis de soldadura perfil horizontal-columna de soporte*

El análisis del tamaño de cordón y distribución de soldadura del perfil horizontal-columna de soporte del transportador de cadenas se presenta a continuación

- ❖ Los elementos a unir son el perfil horizontal y la columna de soporte, ambos fabricados en acero estructural, la geometría de la unión es como se presenta en la siguiente figura.

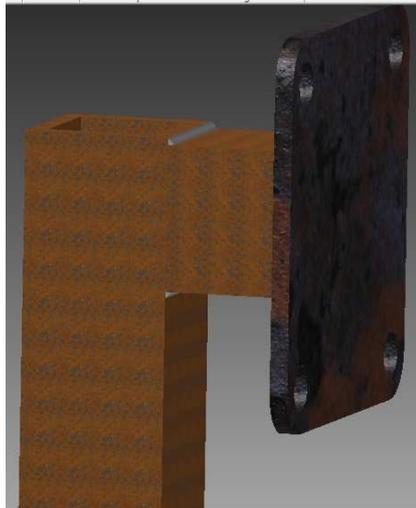


Figura 4.4.10.5.- Geometría de unión.

- ❖ Los esfuerzos desarrollados en la unión son cortante vertical y flexión.
- ❖ Los factores geométricos para el análisis de junta, se pueden determinar a partir de la siguiente figura, en función de la forma en que será aplicado el cordón en el perfil y la columna.

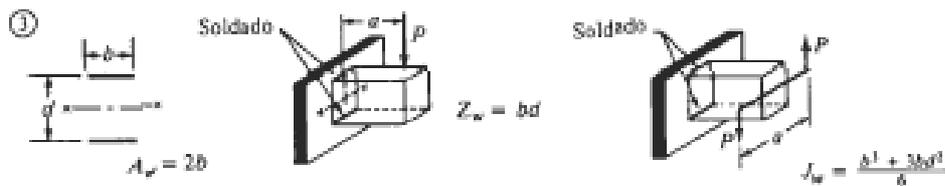


Figura 4.4.10.6.- Factores geométricos para el análisis de soldadura.

Entonces

$$A_w = (2)(b) = (2)(2 \text{ pulg}) = 4 \text{ pulg.}$$

$$Z_w = (b)(d) = (2 \text{ pulg})(2 \text{ pulg}) = 4 \text{ pulg}^2.$$

La fuerza provocada por cortante vertical es

$$f_v = \frac{V}{A_w} = \frac{219.5 \text{ lb}}{4 \text{ pulg}} = 54.875 \text{ lb. pulg.}$$

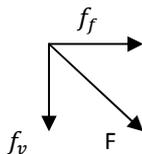
La fuerza provocada por flexión es

$$f_f = \frac{M}{Z_w} = \frac{439 \text{ lb.pulg}}{4 \text{ pulg}^2} = 109.75 \text{ lb. pulg.}$$

Donde

$$M = (F_x)(d) = (219.5 \text{ lb})(2 \text{ pulg}) = 439 \text{ lb.pulg}$$

- ❖ La combinación vectorial de las fuerzas de unión se muestran y se determinan a continuación.



$$F = \sqrt{(f_f)^2 + (f_v)^2}$$

$$F = \sqrt{(109.75 \text{ lb. pulg})^2 + (54.875 \text{ lb. pulg})^2}$$

$$F = 123 \text{ lb. pulg}$$

- ❖ El tipo propuesto de electrodo a utilizar es un E60, el cual presenta una tensión por esfuerzo de corte de 13,600 Psi y una fuerza permisible por pulgada de lado de 9,600 lb/pulg. Tal y como se presenta en la figura 3.3.48 del capítulo tres.
- ❖ El ancho mínimo del cordón del electrodo propuesto es

$$W = \frac{123 \text{ lb.pulg}}{9,600 \text{ lb.pulg}} = 0.01278 \text{ pulg.}$$

El tamaño del electrodo comercial más próximo al valor calculado es de 3/32 pulg. Por tanto, se utilizará un electrodo E 6010 de 3/32 pulg.

La deflexión máxima del perfil de acero cuadrado 2 X 2 ¼" sometido a la fuerza generada por el peso de los elementos del transportador de cadenas es

$$y_{\text{máx}} = -\frac{(F)(a)^3}{3EI} = -\frac{(219.5 \text{ lb})(2 \text{ pulg})^3}{(3)(30 \times 10^6 \text{ Psi})(0.766 \text{ pulg}^4)} = 2.55 \times 10^{-5} \text{ pulg} = 0.0000255''$$

Donde

$$E = 30 \times 10^6 \text{ Psi}; \quad I = 0.766 \text{ pulg}^4$$

De acuerdo a los lineamientos para la deflexión admisible de elementos de máquinas industriales, la deflexión estimada se encuentra en el rubro de precisión moderada ya se encuentra en el rango de $0.00001 < y_{m\acute{a}x} < 0.0005$ pulg/pulg.

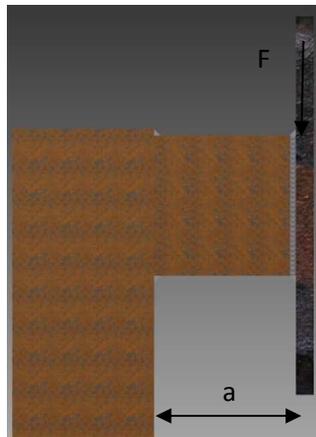


Figura 4.4.10.7.- Fuerza causante de deflexión en el perfil cuadrado.

e) Análisis de columna de soporte

El análisis por pandeo de la columna de soporte se presenta a continuación, se utilizará este análisis para estimar la carga a la cual la columna comenzará a pandearse. Los datos iniciales para el análisis se basa en los siguientes criterios:

- Forma de la sección transversal de la columna.- Cuadrada hueca
- Carga estimada real a soportar por la columna.- 221 lb (Peso de los elementos del transportador de cadenas mas el peso del perfil cuadrado)
- Tipo de empotramiento de columna.- Empotrada en ambos extremos
- Factor de diseño.- $N=4$, estructuras estáticas con incertidumbre en cuanto a las propiedades del material.
- Material.- Acero estructural
- Resistencia a la fluencia.- $S_y = 28,447$ Psi
- Longitud.- $L = 13.4$ pulg

❖ La relación de esbeltez está dada como

$$R_e = \frac{K_c L}{R_{m\acute{i}n}} = \frac{(0.65)(13.4 \text{ pulg})}{0.694 \text{ pulg}} = 12.587$$

Donde

$$R_{m\acute{i}n} = 0.694 \text{ pulg}$$

Y

$$K_c = 0.65$$

- ❖ La constante de columna se puede estimar con la siguiente expresión

$$C_c = \sqrt{\frac{(2)(\pi^2)(E)}{S_y}} = \sqrt{\frac{(2)(\pi^2)(30 \times 10^6 \text{ Psi})}{28,447 \text{ Psi}}} = 144.28$$

- ❖ Ya que la relación de esbeltez es menor que la relación de columna, la columna es considerada como corta y se empleará la ecuación de J. B Johnson para determinar la carga crítica a la cual la columna comenzará a pandearse.

$$P_{cr} = (A)(S_y) \left[1 - \frac{(S_y)(K_c L / R_{min})^2}{(4)(\pi)^2 (E)} \right]$$

$$P_{cr} = (1.59 \text{ pulg}^2)(28,447 \text{ Psi}) \left[1 - \frac{(28,447 \text{ Psi})(12.587)^2}{(4)(\pi)^2 (30 \times 10^6 \text{ Psi})} \right] = 45,059 \text{ lb}$$

Donde

$$A = 1.59 \text{ pulg}^2 \text{ para el perfil propuesto}$$

- ❖ La carga admisible segura se puede estimar con la siguiente expresión

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} = \frac{45,059 \text{ lb}}{4} = 11,256 \text{ lb.}$$

Por tanto, la carga admisible es mucho mayor que la carga real.

f) *Análisis de soldadura en columna de soporte*

El análisis del tamaño de cordón y distribución de soldadura en la base de la columna de soporte del transportador de cadenas se presenta a continuación

- ❖ Los elementos a unir son la columna de soporte y la base que estará fija a la estructura de soporte, esta base es semejante a la que se presentó en la figura 4.4.10.1, la geometría de la unión es como se presenta en la siguiente figura.

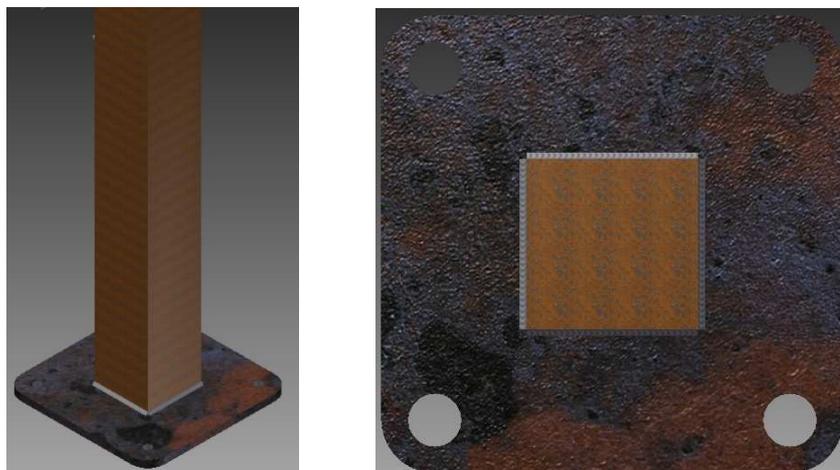


Figura 4.4.10.8.- Geometría de unión.

- ❖ Los esfuerzos desarrollados en la unión son compresión directa y torsión
- ❖ Los factores geométricos para el análisis de junta, se pueden determinar a partir de la figura 4.4.10.4, en función de la forma en que será aplicado el cordón de soldadura en la columna y la base.

Entonces

$$A_w = 2b + 2d = (2)(2 \text{ pulg}) + (2)(2 \text{ pulg}) = 8 \text{ pulg.}$$

$$J_w = \frac{(b+d)^3}{6} = \frac{(2 \text{ pulg} + 2 \text{ pulg})^3}{6} = 10.667 \text{ pulg}^3$$

La fuerza provocada por compresión directa es

$$f_c = \frac{F}{A_w} = \frac{221 \text{ lb}}{8 \text{ pulg}} = 27.625 \text{ lb. pulg}$$

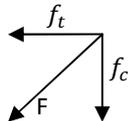
La fuerza provocada por torsión es

$$f_t = \frac{(T)(C)}{J_w} = \frac{(439 \text{ lb. pulg})(1 \text{ pulg})}{10.667 \text{ pulg}^3} = 41.55 \text{ lb. pulg}$$

Donde

$$T = (F)(b) = (219.5 \text{ lb})(2 \text{ pulg}) = 439 \text{ lb. pulg}$$

- ❖ La combinación vectorial de las fuerzas de unión se muestran y se determinan a continuación.



$$F = \sqrt{(f_t)^2 + (f_c)^2}$$

$$F = \sqrt{(27.625 \text{ lb. pulg})^2 + (41.155 \text{ lb. pulg})^2}$$

$$F = 50 \text{ lb. pulg}$$

- ❖ El tipo propuesto de electrodo a utilizar es un E60, el cual presenta una tensión por esfuerzo de corte de 13,600 Psi y una fuerza permisible por pulgada de lado de 9,600 lb/pulg. Tal y como se presenta en la figura 3.3.48 del capítulo tres.
- ❖ El ancho mínimo del cordón del electrodo propuesto es

$$W = \frac{50 \text{ lb. pulg}}{9,600 \text{ lb. pulg}} = 0.0052 \text{ pulg.}$$

El tamaño del electrodo comercial más próximo al valor calculado es de 3/32 pulg. Por tanto, se utilizará un electrodo E 6010 de 3/32 pulg.

Las siguientes figuras muestran el diseño del soporte de fijación y la distribución de los cuatro soportes a implementar para sostener el transportador de cadenas.



Figura 4.4.10.9.- Diseño del soporte de fijación.

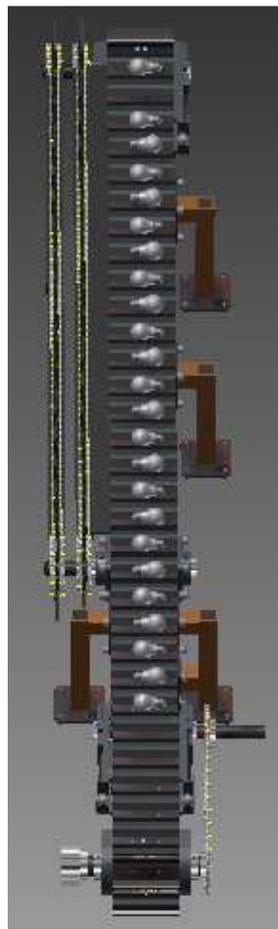


Figura 4.4.10.10.- Distribución de los soportes de fijación en el transportador de cadenas.

4.4.11 Selección de material, diseño y análisis numérico de la estructura de soporte

El transportador de cadenas estará fijo por medio de los soportes de fijación a la estructura de soporte, esta estructura está constituida por tubos estructurales de acero cuadrados de 2 X 2 X ¼ de pulgada y una placa de acero dulce AISI 1018 de ½" de espesor, la cual estará barrenada según las distancias y diámetros de los pernos que sujetarán las columnas de soporte del transportador de cadenas.

El diseño de la estructura de soporte se presenta en la siguiente figura, los planos de fabricación se presentan en los anexos D.4, D.5, D.6, D.14, y D.22.

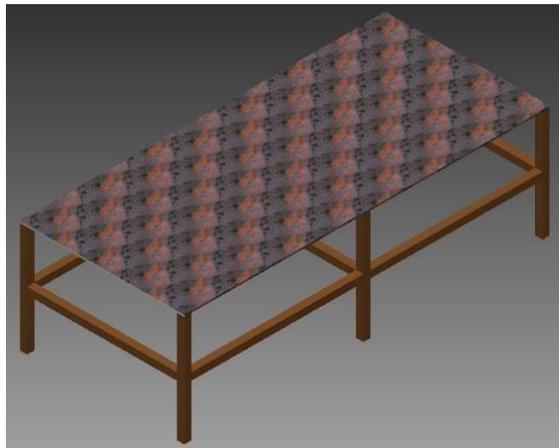


Figura 4.4.11.1.- Diseño de la estructura de soporte.

El comportamiento de la estructura de soporte sometida al peso del transportador de cadenas analizada numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación, considerando que el peso del transportador de cadenas se distribuye uniformemente en toda el área de la placa de acero.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo de la estructura de soporte según las dimensiones de las columnas horizontales y verticales.

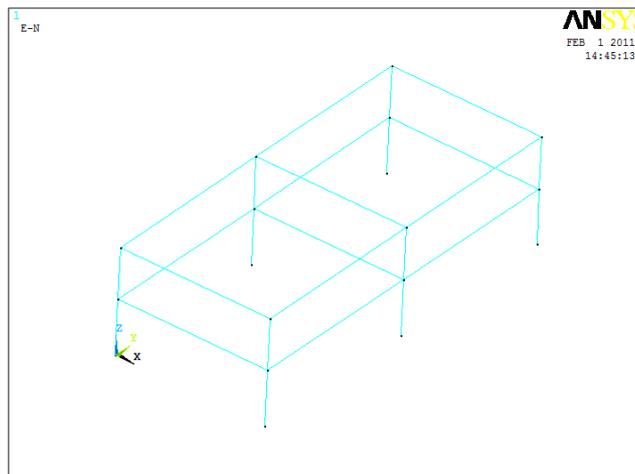


Figura 4.4.11.2.- Geometría del modelo.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento utilizado es BEAM4.
- ❖ Propiedades de los materiales característicos del modelo.- Los materiales de la estructura de soporte tienen un módulo de elasticidad de 30×10^6 Psi y una relación de Poisson de 0.27.
- ❖ Propiedades geométricas del modelo.- En este punto se ha establecido el área de la sección transversal, el primer momento de inercia, el segundo momento de inercia, el espesor de pared de la componente horizontal y el espesor de pared de la componente vertical con valores de 1.59 pulg^2 , 0.766 pulg^4 , 0.766 pulg^4 , 0.25 pulg y 0.25 pulg , respectivamente.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en las bases de las columnas verticales de la estructura de soporte, ya que estas estarán sujetas al piso de la planta de producción por medio de pernos, restringiendo así el movimiento en todas direcciones al analizar la estructura.

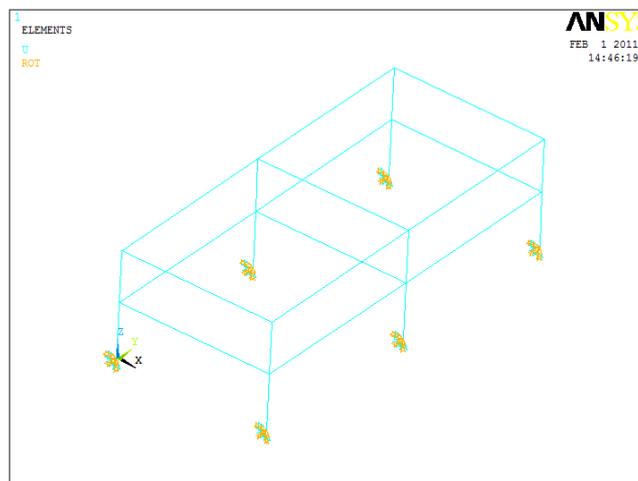


Figura 4.4.11.3.- Condiciones de frontera.

- ❖ Condiciones de carga.- Las condiciones de carga están situadas a lo largo de la longitud de cada uno de los travesaños superiores.

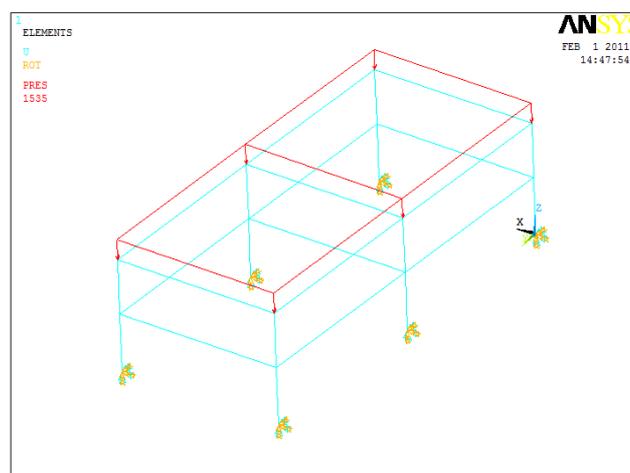


Figura 4.4.11.4.- Condiciones de carga.

La siguiente figura muestra la estructura de soporte, al cual se le ha aplicado la fuerza distribuida de 1,535 lb, esta carga simula la fuerza generada por el peso del transportador de cadenas y la placa de acero dulce.

Como se observa en esta figura la deformación máxima que presenta la estructura de soporte es de 0.07 pulg, la cual es pequeña y aceptable.

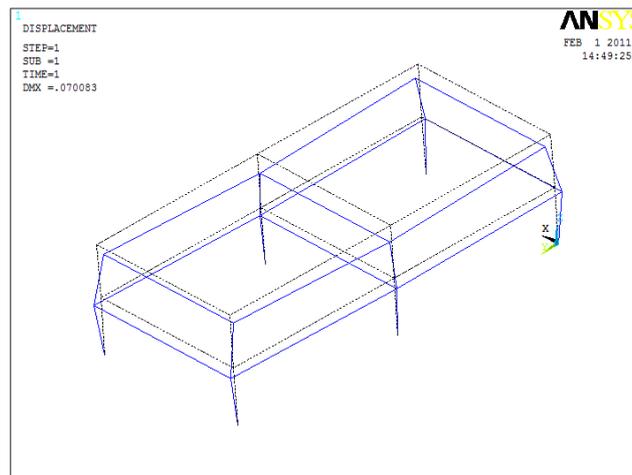


Figura 4.4.11.5.- Deformación de la estructura de soporte.

4.4.12 Dibujos de ensamble del transportador de cadenas

Las figuras que se presentan a continuación muestran dibujos de ensamble del transportador de cadenas, los planos de fabricación de cada elemento que constituyen el transportador se presentan en el anexo D.

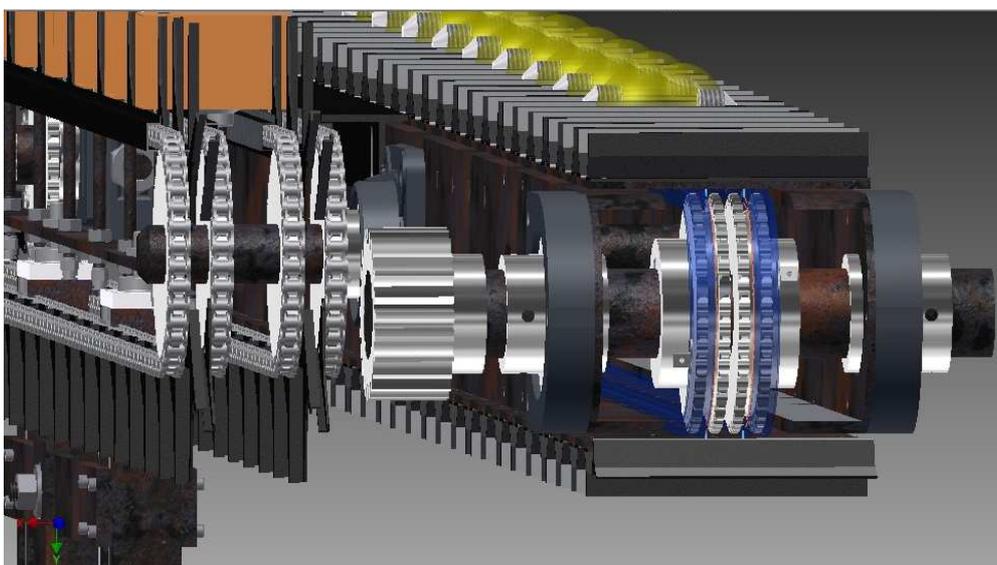


Figura 4.4.12.1.- Ensamble transportador de cadenas perspectiva eje motriz.

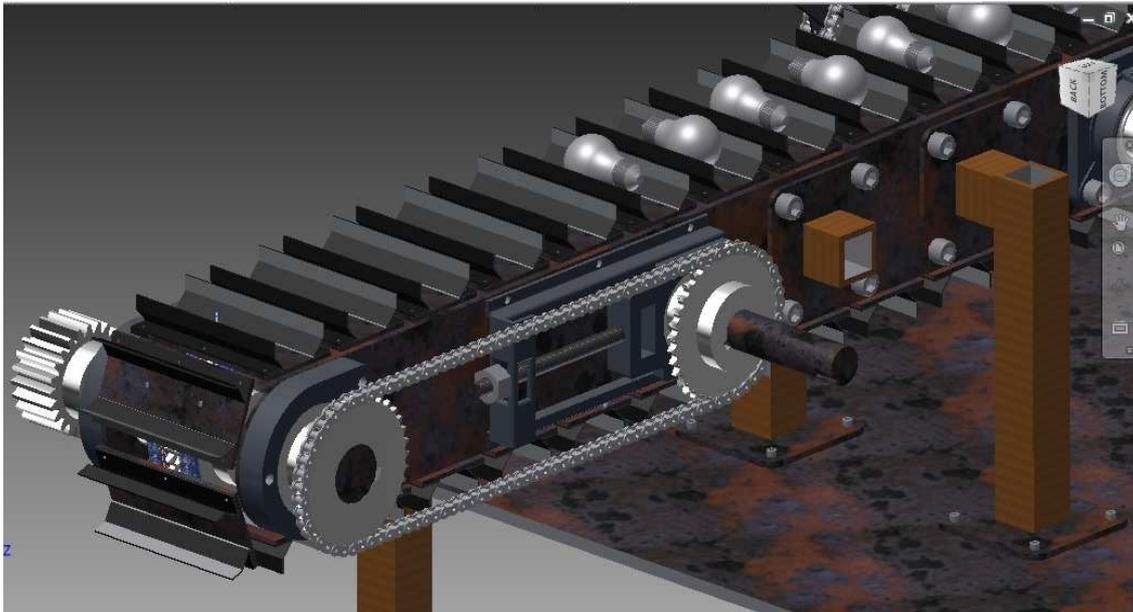


Figura 4.4.12.2.- Ensamble transportador de cadenas perspectiva eje conducido tres.

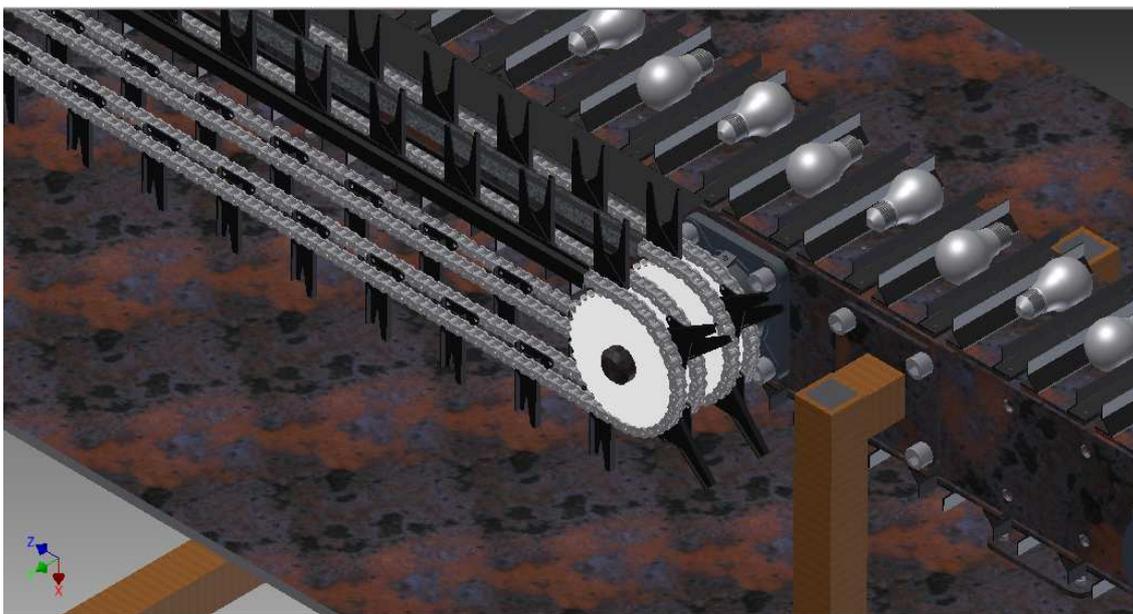


Figura 4.4.12.3.- Ensamble transportador de cadenas perspectiva pinzas de sujeción.

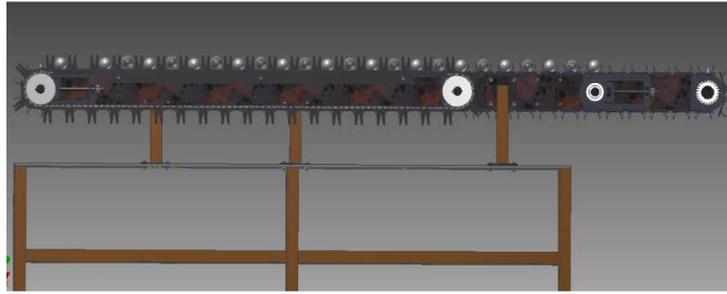


Figura 4.4.12.4.- Ensamble transportador de cadenas vista lateral.



Figura 4.4.12.5.- Ensamble transportador de cadenas vista isométrica.

4.5 Sumario

Este capítulo ha presentado la segunda parte correspondiente a la tercera etapa de la metodología de diseño implementada, en esta sección se ha presentado el análisis de los elementos de máquina más críticos que conforman el subsistema transportador de cadenas.

En base a los análisis analíticos y numéricos a los que han sido sometidas las piezas más críticas de este subsistema, se ha podido determinar la geometría, el tipo de material, y los elementos dinámicos y estáticos necesarios para el buen funcionamiento de este subsistema.

El siguiente capítulo presenta la tercera y última parte del diseño a detalle correspondiente a los elementos mecánicos del sistema global.

5

DESARROLLO DE PROPUESTA

TERCERA PARTE

Este capítulo presenta la tercera parte del desarrollo de la propuesta, mostrando el análisis de los elementos mecánicos claves para el buen funcionamiento de los sistemas periféricos, tales como, acumuladores de forros, orientador de lámparas, sistema para la apertura de forros y el sistema de inserción de lámparas en forros, los cuales interactuarán de manera directa con el transportador de cadenas, también muestra dibujos de ensamble para cada uno de los sistemas mencionados.

5. DESARROLLO DE PROPUESTA TERCERA PARTE

5.1 Acumuladores de forros

Los acumuladores de forros son pequeños contenedores, los cuales almacenarán y abastecerán de forro necesario al sistema, los forros serán abiertos al jalarlos con el sistema de apertura de forros y con la ayuda de una curva localizada en la parte final de cada acumulador.

Los forros estarán apilados de manera vertical, por tanto, los forros de arriba empujarán a los de abajo por medio de gravedad para que sean alcanzados por el sistema de apertura de forros.

Cada uno de los forros serán abiertos y posteriormente colocados a cada una de las lámparas ya posicionadas y de orientación intercalada. Los forros serán colocados de forma manual y en la posición cerrada, tal y como se reciben del fabricante de forros en cada uno de los acumuladores.

Se ha contemplado utilizar nueve acumuladores de forros que estarán unidos por medio de placas y soldadura, ya que es necesario mantener las distancias correctas entre cada uno de ellos.

a) Diseño y selección de materiales

Se utilizarán un total de nueve acumuladores de forros, el material con el que serán fabricados estos acumuladores es lámina negra calibre 19, la siguiente figura muestra el diseño de los acumuladores, su plano de fabricación se presenta en el anexo E.1.

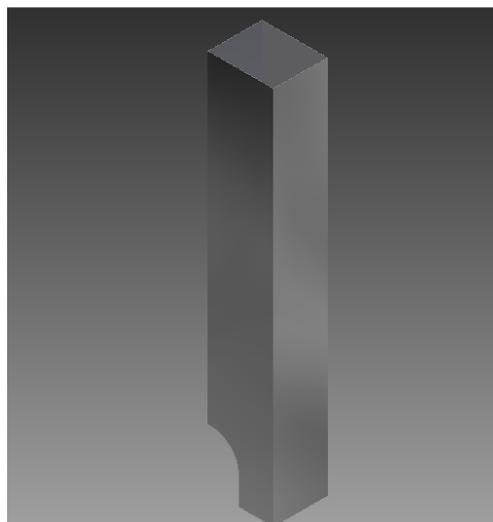


Figura 5.1.1.- Diseño del acumulador de forros.

Los acumuladores de forros como ya se ha mencionado con anterioridad tiene la función de abastecer de forro necesario al sistema, la duración aproximada que tardarán los nueve acumuladores en vaciarse por completo será de ocho minutos, en caso de que el tiempo de vaciado sea muy corto será necesario aumentar la longitud de los nueve acumuladores, el tiempo en que tardarán en vaciarse se ha estimado de la siguiente manera

- La longitud efectiva de cada acumulador es de 574.76 mm
- Cada forro cerrado tiene una grosor aproximada de 9 mm
- Cada acumulador puede almacenar en promedio 63 forros
- El número de forros que pueden almacenar los nueve acumuladores son de $63 \cdot 9 = 567$
- 567 piezas serán procesadas en 8.4 minutos, trabajando el sistema a 4,050 p/h.

b) Soportes y piezas de fijación

Los nueve acumuladores estarán fijos a la placa de acero dulce de la estructura de soportes por medio de pernos, los soportes están constituidos por los siguientes elementos

- Base
- Columna
- Placas de separación

La base tiene la misma forma y distribución de barrenos para pernos que el soporte horizontal de fijación, el cual se presentó en la figura 4.4.10.1 del capítulo cuatro. El material con el que será fabricada esta base es de acero dulce AISI 1018 de $\frac{1}{4}$ de pulgada. El plano de fabricación de la base y la columna se presenta en el anexo E.3

La columna estará soldada a la base y a las placas de separación el análisis de soldadura se omitirá ya que estos elementos no estarán sometidos a fuerzas externas considerables salvo el peso propio de los elementos, el material propuesto para la fabricación de columna es un perfil cuadrado hueco de acero estructural de $2 \times 2 \times \frac{1}{4}$ " y el electrodo para realizar la soldadura tiene la designación E6013 de $\frac{3}{32}$ ". El diseño de la base, la columna y el cordón de soldadura se presenta en la siguiente figura.



Figura 5.1.2.- Base, columna, placas de separación y cordón de soldadura.

Las placas de separación se utilizan para darle la distancia requerida entre acumuladores, la cual debe ser de 87 mm, será necesario un total de 16 placas de separación distribuidas como se presenta en el plano de fabricación del anexo E.4, el material con el que serán fabricadas tales placas es un acero dulce AISI 1018 de 1/8 de pulgada. El diseño de la placa de separación se presenta en la siguiente figura



Figura 5.1.3.- Diseño de la placa de separación.

c) Dibujo de ensamble del acumulador de forros

Las siguientes figuras muestran algunos dibujos de ensamble de los acumuladores de forros y del transportador de cadenas con los acumuladores. El plano de fabricación para el ensamble de los acumuladores de forros se presenta en el anexo E.4

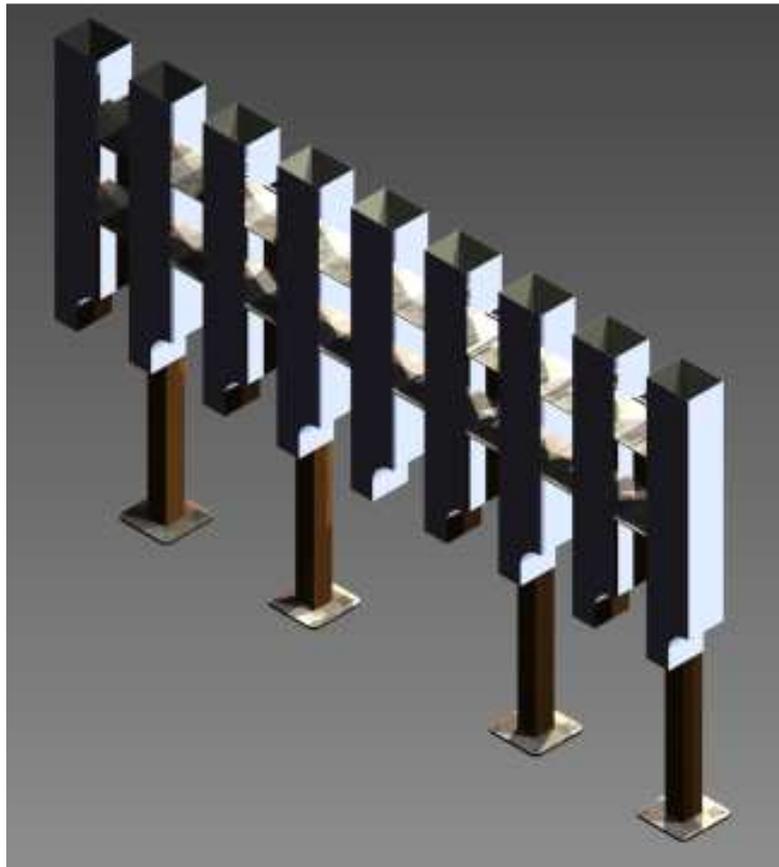


Figura 5.1.4.- Ensamble acumuladores de forros.

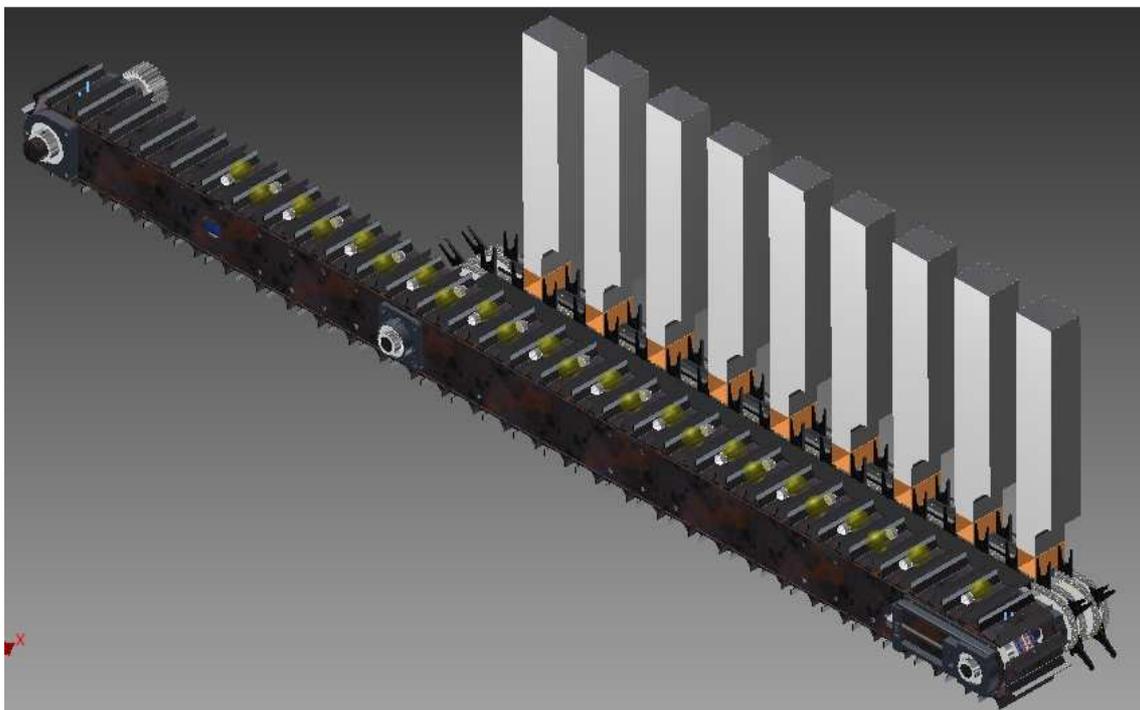


Figura 5.1.5.- Ensamble acumuladores de forros en transportador de cadenas vista isométrica.



Figura 5.1.6.- Ensamblaje acumuladores de forros en transportador de cadenas vista posterior.

5.2 Orientador de lámparas

El objetivo del orientador de lámparas es posicionar de manera horizontal las lámparas verticales provenientes del transportador de ligas, así como intercalar la orientación de cada una de las lámparas y finalmente trasladarlas al transportador de cadenas para la inserción de lámparas en forros.

El orientador de lámparas está compuesto por dos discos dosificadores; el primer disco dosificador cuenta con seis posiciones y está colocado de manera horizontal muy próximo a la salida del dosificador de lámparas para llevarse las lámparas que salen del transportador de ligas, cuenta además con una guía alrededor de este para no permitir que las lámparas resbalen o se desequilibren.

El segundo disco dosificador está situado debajo del disco dosificador horizontal de forma vertical, cuenta con seis cavidades que permite transportar la lámpara depositada por el disco horizontal y no permitir su caída hasta que el disco haya rotado 180°. Las cavidades están intercaladas una a una de tal manera que una lámpara caerá en el transportador de cadenas al derecho (bulbo) y la siguiente caerá al revés (casquillo) obteniendo de esta manera la orientación intercalada solicitada por el cliente.

El movimiento de los discos dosificadores estará sincronizado con el movimiento del transportador de cadenas, es decir, cuando el transportador de cadenas avance los discos dosificadores rotarán, de manera contraria, cuando el transportador de cadenas se detenga los discos dosificadores también se detendrán.

5.2.1 Análisis de la velocidad necesaria para la dosificación de lámparas

Velocidad angular requerida

La velocidad angular requerida por los discos dosificadores se presenta a continuación, esta velocidad se ha determinado tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se requiere entregar nueve lámparas en un periodo de 5 seg
 - Se asume que la aceleración angular es constante
 - Las seis cavidades del disco dosificador horizontal están repartidas uniformemente a 60° en toda la circunferencia que conforma el disco.
- ❖ Como primera aproximación se determinará el tiempo que tardaría el disco dosificador horizontal en dar una vuelta completa a 24 rpm, así, como el número de lámparas que serían entregadas al transportador de cadenas.

Si

$$\omega = \frac{\theta}{t} \quad \therefore \quad t = \frac{\theta}{\omega} = \frac{60^\circ}{144^\circ/\text{seg}} = 0.4166 \text{ seg}$$

Donde

$$\omega = 24 \text{ rpm} = \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right) \left(\frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}} \right) = 144^\circ/\text{seg}$$

- ❖ De esta manera, en un tiempo de 0.4166 seg el disco recorrerá 60°, para dar una vuelta completa el disco tardará un tiempo aproximado de

$$\frac{(360^\circ)(0.4166 \text{ seg})}{60^\circ} = 2.5 \text{ seg}$$

- ❖ Por tanto, en 2.5 segundos el disco da una vuelta completa y entrega seis lámparas al sistema, entonces, en cinco segundos (tiempo de avance del sistema), el disco entregará 12 lámparas.
- ❖ La velocidad requerida por los discos dosificadores para entregar nueve lámparas al transportador de cadenas es

Si

$$\omega = \frac{\theta}{t} = \frac{540^\circ}{5 \text{ seg}} = 108 \frac{\text{deg}}{\text{seg}} = \left(\frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \right) \left(\frac{\pi \text{ rad}}{180^\circ} \right) \left(\frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \right) = 18 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

Donde

$$\theta = 360^\circ + 180^\circ = 540^\circ \text{ (nueve lámparas)}$$

Por tanto, se requiere que los discos dosificadores giren a una velocidad angular de 18 rpm en un tiempo de cinco segundos para poder entregar un total de nueve lámparas al sistema. Debido a que los ejes del transportador de cadenas giran a 24 rpm, se requiere una reducción a la velocidad la cual, se llevará a cabo en el eje conducido cuatro.

5.2.2 Componentes mecánicos

Esta sección presenta el análisis de los componentes mecánicos que interactúan con fuerzas externas considerables, por tanto, se ha omitido el análisis del resto de las piezas mecánicas que conforman el orientador de lámparas, debido a que las fuerzas externas analizadas con las que interactúan estas se han considerado despreciables.

5.2.3 Eje conducido cuatro

La velocidad requerida en el eje conducido cuatro que moverá el orientador de lámparas, se ha determinado a partir del número de piezas que han de procesarse en el intervalo de tiempo requerido por la compañía y las 18 rpm necesarias que deben girar los discos dosificadores durante un ciclo de trabajo.

a) *Elementos transmisores de potencia del eje conducido cuatro*

Las características de los elementos transmisores de potencia y componentes que interactúan con el eje conducido cuatro del orientador de lámparas son los siguientes

❖ Una rueda dentada sencilla

La reducción de 24 rpm a 18 rpm requeridas se llevará a cabo por medio de una transmisión por cadena desde el eje conducido tres hasta el eje conducido cuatro, el procedimiento para estimar la distancia entre centros, la potencia transmitida, el número de dientes requeridos en las ruedas dentadas y la longitud de cadena se presenta a continuación.

- El factor de servicio es $FS = 1.0$, el cual está en función de la unidad motriz que para esta aplicación es un motor eléctrico, síncrono y de torque norma, así, como del tipo de servicio al que estará sometido el orientador de lámparas, que en este caso es una carga uniforme.
- La potencia máxima que será transmitida por la cadena es de 0.47 Hp, por tanto, la potencia de diseño es

$$P_d = (FS) (P_n) = (1.0) (0.47 \text{ Hp}) = 1.47 \text{ Hp}$$

- La cadena a implementar es de rodillos sin accesorios de una hilera para trabajo moderado.
- La relación de velocidad deseada para las ruedas dentadas es

$$R_{vel} = 24 \text{ rpm} / 18 \text{ rpm} = 1.333$$

- El número de dientes de la rueda dentada sencilla conducida que estará montada en el eje conducido cuatro se puede calcular en función del número de dientes de la rueda dentada sencilla motriz que es de 36 dientes, de la siguiente manera

$$N_2 = R_{vel} \times N_1 = (1.333) (36 \text{ dientes}) = 48 \text{ dientes}$$

- La velocidad de salida esperada es

$$n_2 = (n_1) \left[\frac{N_1}{N_2} \right] = (24 \text{ rpm}) \left[\frac{36}{48} \right] = 18 \text{ rpm (exactas)}$$

- El diámetro de paso para la de la rueda dentada sencilla conducida se estima con la siguiente expresión.

$$D_p = \frac{p}{\text{Sen} \left(\frac{180^\circ}{N_2} \right)} = \frac{0.5 \text{ pulg}}{\text{Sen} \left(\frac{180^\circ}{48} \right)} = 7.644 \text{ pulg.}$$

Donde

$$p = 0.5 \text{ pulg} \quad \text{Y} \quad N_2 = 48 \text{ dientes.}$$

- La distancia requerida entre centros de las ruedas dentadas sencillas motriz y conducida es de 12.161 pulg. Esta distancia está fuera de las distancias entre centros recomendadas por el fabricante pero podrán ser tensadas debido a los elementos de correderas con las que contará el sistema, los cuales se presentan en el punto 5.2.7.
- La longitud de la cadena para la distancia entre centros de 12.161 pulg se puedes estimar de la siguiente manera

$$L = (2) (C_{pasos}) + \left(\frac{N_1 + N_2}{2} \right) + \left(\frac{(N_2 - N_1)^2}{(4)(C)(\pi)^2} \right)$$

$$L = (2) (24.322) + \left(\frac{48 + 36}{2} \right) + \left(\frac{(48 - 36)^2}{(4)(24.322)(\pi)^2} \right)$$

$$L = 92 \text{ pasos (recomendada)}$$

Donde

$$C_{pasos} = 24.322 \text{ pasos.}$$

- La distancia teórica entre centros se puede estimar con la ayuda de la siguiente expresión

$$C_{\text{teo}} = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C_{\text{teo}} = \frac{1}{4} \left[92 - 42 + \sqrt{(92 - 42)^2 + \frac{8(48 - 36)^2}{4\pi^2}} \right] = 25 \text{ pasos} = 12.5 \text{ pulg.}$$

Se supone que esta es la distancia máxima donde no se presenta colgamiento en el lado flojo o tenso de la cadena.

- El ángulo de contacto entre la rueda dentada sencillas motriz y la cadena es

$$\theta = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{D_p - D_p}{2C_{\text{teo}}} \right] = 180^\circ - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{7.644 \text{ pulg} - 5.736 \text{ pulg}}{(2)(12.5 \text{ pulg})} \right] = 171^\circ$$

- El ángulo de contacto entre la rueda dentada sencillas conducida y la cadena es

$$\theta = 180^\circ + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{D_p - D_p}{2C_{\text{teo}}} \right] = 180^\circ + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{7.644 \text{ pulg} - 5.736 \text{ pulg}}{(2)(12.5 \text{ pulg})} \right] = 188.7^\circ$$

De este manera, el ángulo de contacto es mayor que 120° lo cual, está dentro de las recomendaciones para el diseño por transmisiones de cadenas.

De acuerdo al análisis anterior, la cadena a implementar deben cumplir con las siguientes características:

- Cadena N° 40 de una hilera, tipo rodillos
- Paso $\frac{1}{2}$ pulg
- 92 pasos = 46 pulg de longitud
- Distancia máxima entre centros 12.5 pulg
- Lubricante tipo A por brocha
- Lubricante recomendado SAE 30.

Y la rueda dentada sencilla conducida que estará montada en el eje conducido cuatro tiene las siguientes características:

- Diámetro exterior: 7.930 pulg
- Diámetro máximo de barreno: $2 \frac{3}{8}$ de pulg
- Número de dientes: 48
- Paso: $\frac{1}{2}$ pulg
- Peso aproximado: 5.84 lb
- Tipo: B
- Para cadena N° 40
- Marca: MARTIN
- Número de parte: 40B48 [catálogo N° 1090, Martin SPROCKET & GEAR, pág. E-35].

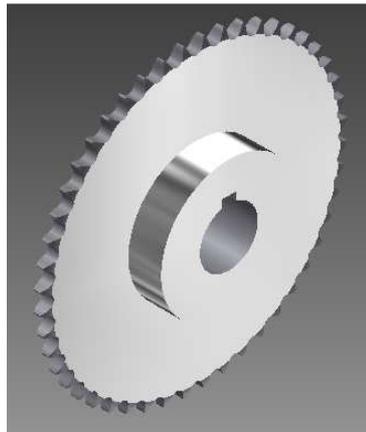


Figura 5.2.3.1.- Rueda dentada sencilla conducida.

❖ Un engrane cónico recto

Se requiere que el movimiento del eje conducido cuatro cambie 90° con respecto al movimiento del eje conducido cinco, por lo tanto, se utilizará un par de engranes cónicos rectos de relación 1:1.

Los engranes cónicos rectos han sido seleccionados en función del diámetro exterior y el diámetro de flecha, se estima que el diámetro máximo de flecha sea 1 ½". La tabla que se muestra a continuación presenta el paso diametral, los rpm de operación, la potencia transmitida, el diámetro exterior, el número de dientes y el diámetro máximo de flecha para un par de engranes cónicos rectos comercialmente disponibles proporcionados con cuñero, opresor y dientes endurecidos.

Paso Diametral	Ángulo de presión (°)	Cara (pulg)	Rpm de operación	Potencia que transmite (HP)	Diámetro exterior (pulg)	Número de dientes	Diametro máx de barreno (pulg)	Viabilidad de aplicación
4	20	1 1/3	25	3.33	6.36	24	1 3/4	Barreno pequeño
4	20	1 3/7	25	4.5	7.36	28	2	Diámetro muy grande
5	20	1 1/9	25	1.9	5.29	25	1 3/8	Barreno pequeño
5	20	1 1/9	25	1.9	5.29	25	1 3/4	Barreno pequeño
6	20	6/7	25	1	4.24	24	1 1/2	El más viable
8	20	2/3	25	0.4	3.18	24	3/4	Barreno pequeño

Tabla 5.2.3.1.- Características generales de un par de engranes cónicos rectos comercialmente disponibles.

De la tabla anterior el par de engranes cónicos rectos seleccionados tiene las siguiente características:

- Ángulo de presión: 20°
- Paso diametral: 6
- Número de dientes: 24
- Diámetro de paso: 4 pulg

- Diámetro exterior: 4.24 pulg
- Ancho de cara: 0.86 pulg
- Diámetro máximo de flecha: 1 ½ pulg
- Largo de flecha: 2 5/16 pulg
- Potencia que transmite a 25 rpm: 1 Hp
- Distancia de montaje: 3 5/8 pulg
- Diámetro de maza: 3 pulg
- Largo de maza: 1 5/16 pulg
- Peso aproximado: 4.0 lb.
- Número de parte: HMK624A [catálogo N° 1090, Martin SPROCKET & GEAR, pág. G-55].

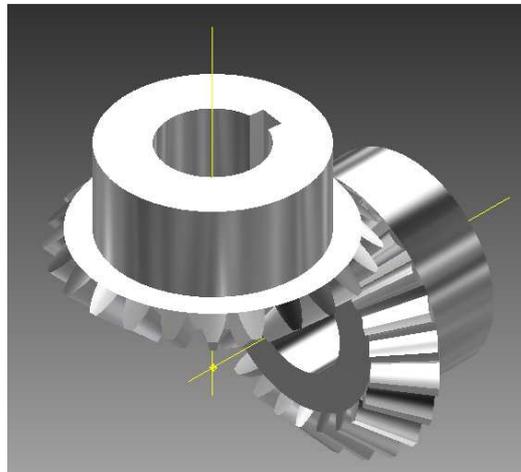


Figura 5.2.3.2.- Engranés cónicos rectos.

❖ Dos rodamientos montados

Los rodamientos montados a implementar estarán sometidos a fuerza radial y a fuerza de empuje generadas por los elementos transmisores de potencia, el procedimiento para el análisis del tipo de rodamiento a implementar en el eje conducido cuatro se presenta más adelante en el inciso e).

Como aproximación inicial se utilizarán las dimensiones del rodamiento suelto del eje conducido uno.

❖ Disco dosificador vertical

El disco dosificador vertical estará montado en el extremo del eje, el diseño y selección de material para este disco se presenta con detalle en la sección 5.2.6.

Con la selección de los componentes que interactuarán con el eje conducido cuatro, el siguiente paso es el análisis y selección de material para el diseño del eje, el cual se presenta a continuación.

b) *Análisis analítico y selección de material para el diseño del eje conducido cuatro*

El procedimiento analítico que se describe a continuación está basado en la norma ANSI B106.1 M-1985, para estimar el diámetro mínimo requerido en un eje de transmisión de potencia, el cual es analizado por torsión, flexión, fatiga y cortante invertido debido a las fuerzas externas producidas por los elementos transmisores de potencia que interactúan con el eje.

- ❖ El eje estará sometido a 18 rpm.
- ❖ Los elementos transmisores de potencia y componentes que interactuarán con el eje son una rueda dentada sencilla (1), dos rodamientos montados (2,3), un engrane cónico recto (4) y el disco dosificador vertical (5), las características de estos elementos han sido ya descritas en el inciso a) de esta sección.
- ❖ La ubicación de los elementos transmisores de potencia y las distancias aproximadas entre ellos se presentan en la siguiente figura.

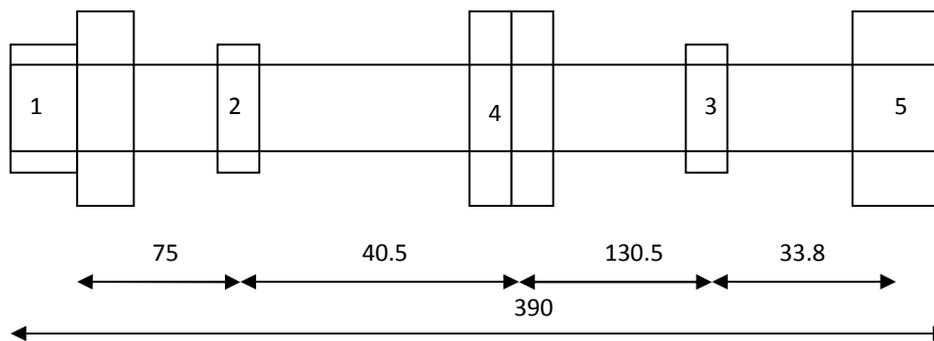


Figura 5.2.3.3.- Ubicación de los elementos transmisores de potencia (las distancias están en mm).

- ❖ La rueda dentada sencilla conducida está alineada 90° en la horizontal con respecto a la rueda dentada sencilla motriz del eje conducido tres, como se muestra en la figura 4.4.4.2 del capítulo cuatro.
- ❖ La forma en que los elementos transmisores de potencia estarán sujetos al eje será por medio de cuñas tipo perfil, por tanto, será necesario llevar a cabo un análisis del tipo, forma y material de la cuña a implementar, tal análisis se presentan en los incisos c) y d) de esta sección.
- ❖ El par torsor que será desarrollado en la rueda dentada sencilla, el engrane cónico, los rodamientos montados y el disco dosificador vertical se describe a continuación

La potencia total máxima suministrada al eje conducido cuatro debida a la transmisión del eje conducido tres es de 0.47 Hp.

Rueda dentada sencilla (1).- La potencia de entrada se suministra al eje por medio de la rueda dentada sencilla, el par torsor generado es

$$T_1 = 63,000 \left[\frac{0.47 \text{ Hp}}{18 \text{ rpm}} \right] = 1,645 \text{ lb.pulg.}$$

Rodamiento montado (2).- Este rodamiento presenta el mismo par torsional que la rueda dentada sencilla, por tanto, $T_2 = 1,645 \text{ lb.pulg.}$

Engrane cónico recto (4).- Este engrane entrega toda la potencia recibida al engrane cónico recto conducido, por tanto, el par torsional que presenta este engrane es $T_4 = 1,645 \text{ lb.pulg.}$

Rodamiento montado (3).- Debido a que la potencia es entregada por el engrane cónico recto motriz, este rodamiento no genera par torsor, por tanto, $T_3 = 0$.

Disco dosificador vertical (5).- Este elemento al igual que el rodamiento montado 3 no generan par torsor ya que no reciben potencia, de este modo $T_5 = 0$.

- ❖ Las fuerzas que interactúan en el eje debido a los elementos transmisores de potencia son las siguientes

Rueda dentada sencilla (1).- Recibe la potencia del eje conducido tres, generando así una fuerza de flexión sobre el eje, por tanto, la fuerza se puede estimar de la siguiente manera

$$F_1 = \frac{(T_1)}{(D_p)/2} = \frac{1,645 \text{ lb.pulg}}{(7.644 \text{ pulg})/2} = 430.5 \text{ lb} = 1,915 \text{ N.}$$

Disco dosificador vertical (5).- La fuerza de flexión que genera este elemento sobre el eje es de $F_5 = 15 \text{ lb} = 67 \text{ N}$, provocada por el peso propio del disco.

Engrane cónico recto (4).- Genera tres fuerzas sobre el eje; tangencial, radial y axial, para poder determinar cada una de estas fuerzas es necesario estimar los valores geométricos y característicos del par de engranes cónicos seleccionados, tales valores se presentan en la siguiente tabla.

Fuerzas que ejercen los engranes cónicos rectos sobre el eje					
Datos requeridos piñón		Datos calculados piñón		Datos calculados del engrane	
Par torsor (lb.in)	1,645	Fuerza tangencial (lb)	970	Fuerza tangencial (lb)	970
Ancho de cara (in)	0.86	Radio promedio	1.696	Radio promedio	1.696
Diámetro de paso (in)	4	Fuerza radial (lb)	250	Fuerza radial (lb)	250
Ángulo de presión normal (°)	20	Fuerza axial (lb)	250	Fuerza axial (lb)	250
Número de dientes	24	Paso diametral	6.000	Diámetro de paso (in)	4.000
Datos requeridos engrane		Relación de engranaje		1.000	Ángulo de cono de paso (°)
Par torsor (lb.in)	1,645	Diámetro de paso (in)	4.000	Addendum medio (in)	0.141
Ancho de cara (in)	0.86	Ángulo de cono de paso (°)	45.000	Deddendum medio (in)	0.177
Diámetro de paso (in)	4	Distancia exterior del cono (in)	2.828	Ángulo de dedendum (°)	4.213
Ángulo de presión normal (°)	20	Ancho nominal de la cara (in)	0.849	Addendum exterior (in)	0.173
Número de dientes	24	Ancho máximo de la cara (in)	0.943	Diametro exterior (in)	4.245
		Distancia media del cono (in)	2.398		
		Paso circular medio (in)	0.444		
		Profundidad media de trabajo (in)	0.283		
		Holgura (in)	0.035		
		Profundidad media total (in)	0.318		
		Factor medio de addendum	0.500		
		Addendum medio (in)	0.141		
		Deddendum medio (in)	0.177		
		Ángulo de dedendum (°)	4.213		
		Addendum exterior (in)	0.173		
		Diametro exterior (in)	4.245		

Tabla 5.2.3.2.- Valores geométricos y característicos calculados para el par de engranes cónicos seleccionados.

Una vez que se han calculado los valores geométricos y característicos del par de engranes cónicos seleccionados, la fuerza tangencial, radial y axial se pueden estimar de la siguiente manera (estas fuerzas ya han sido calculadas en la tabla anterior pero se ilustra la forma en que fueron calculadas)

Fuerza tangencial

$$F_T = \frac{T_1}{r_{mG}} = \frac{1,645 \text{ lb.pulg}}{1.695 \text{ pulg}} = 970 \text{ lb} = 4,315 \text{ N}$$

Donde

$$r_{mG} = \frac{D_p}{2} - \left[\frac{F_p}{2} \right] \text{sen } \gamma = \frac{4}{2} - \left[\frac{0.86 \text{ pulg}}{2} \right] \text{sen } 45^\circ = 1.695 \quad \text{Y} \quad \gamma = 45^\circ$$

Fuerza radial

$$F_R = (F_T) (\tan \phi_n) (\text{Cos } \gamma) = (970 \text{ lb}) (\tan 20^\circ) (\text{Cos } 45^\circ) = 249.6 \text{ lb} \cong 1,112 \text{ N}$$

Fuerza axial

$$F_a = (F_T) (\tan \phi_n) (\text{Sen } \gamma) = (970 \text{ lb}) (\tan 20^\circ) (\text{Sen } 45^\circ) = 249.6 \text{ lb} \cong 1,112 \text{ N}$$

Las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia y las reacciones generadas por los rodamientos montados que se transmiten al eje conducido cuatro se ilustran en la siguiente figura.

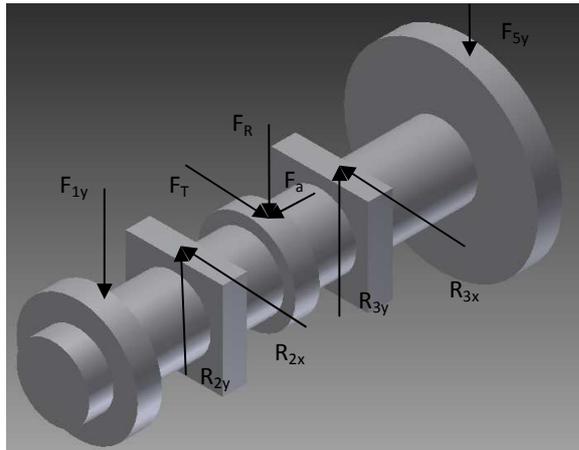


Figura 5.2.3.4.- Fuerzas y reacciones generadas por los rodamientos montados y elementos transmisores de potencia sobre el eje conducido cuatro.

- ❖ Si se considera al eje como una viga simplemente apoyada, las fuerzas y momentos flexionantes en los planos horizontal y vertical generados por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados, se pueden obtener por medio de los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante, como se presentan en las siguientes figuras.

Plano horizontal

Las fuerzas y reacciones en el plano horizontal generadas en el eje de transmisión debido al engrane cónico recto y los rodamientos montados se presenta en la siguiente figura, donde $P_1 = 4,315 \text{ N}$.

Debe notarse que la fuerza axial generada por el engrane cónico recto actúa en este plano, esta fuerza deberá ser contrarrestada por el rodamiento montado a implementar.

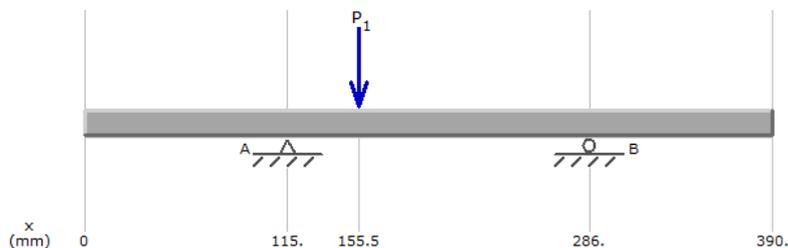


Figura 5.2.3.5.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano horizontal.

La magnitud de las reacciones en los rodamientos montados 2 y 3 son de 3,293.03 N y 1,021.97 N, respectivamente.

El diagrama de fuerza cortante generado por el engrane cónico recto y los rodamientos montados es el que se presenta a continuación.

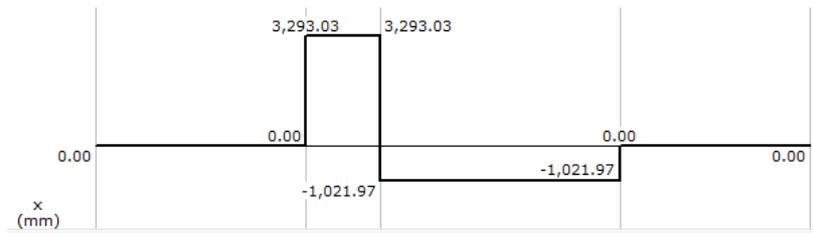


Figura 5.2.3.6.- Diagrama de fuerza cortante en el plano horizontal.

El diagrama de momento flexionante generado por el engrane cónico recto y los rodamientos montados es el siguiente.

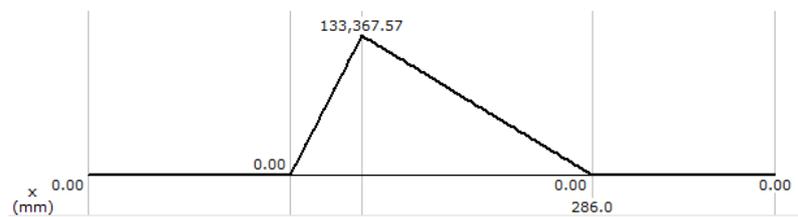


Figura 5.2.3.7.- Diagrama de momento flexionante en el plano horizontal.

Plano vertical

Las fuerzas y reacciones en el plano vertical generadas en el eje de transmisión debido a los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados se presentan en la siguiente figura, donde $P_1 = 67 \text{ N}$, $P_2 = 1,112 \text{ N}$ y $P_3 = 1,915 \text{ N}$

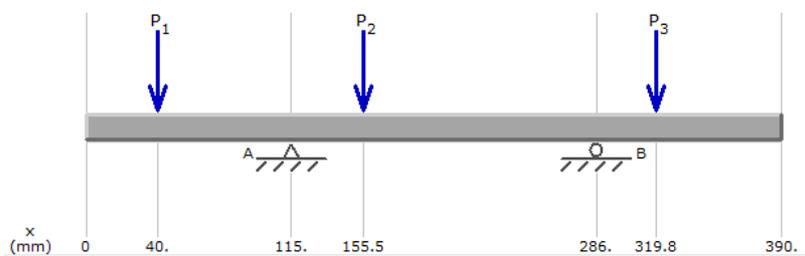


Figura 5.2.3.8.- Fuerzas y reacciones generadas en el plano vertical.

La magnitud de las reacciones en los rodamientos montados 2 y 3 son de 566.5 N y 2,527.5 N, respectivamente.

El diagrama de fuerza cortante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el que se presenta a continuación.

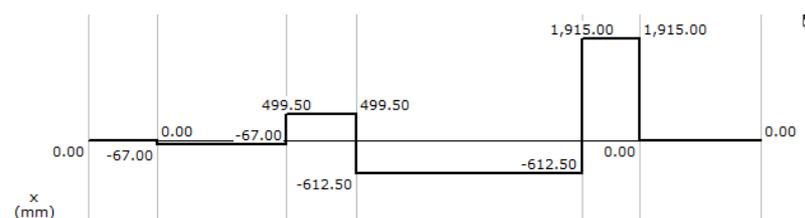


Figura 5.2.3.9.- Diagrama de fuerza cortante en el plano vertical.

El diagrama de momento flexionante generado por los elementos transmisores de potencia y los rodamientos montados es el siguiente.

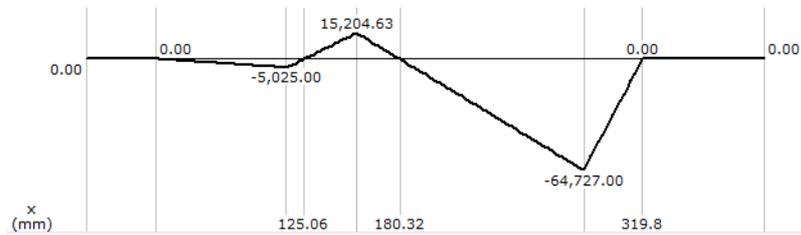


Figura 5.2.3.10.- Diagrama de momento flexionante en el plano vertical.

- ❖ El material propuesto para la fabricación del eje conducido cuatro al igual que el resto de los ejes es un acero dulce AISI 5150 OQT 1000, para maquinado, con 15% de elongación, 149 ksi de resistencia a la fluencia y 160 ksi de resistencia a la tensión, ya que es recomendable utilizar un acero que presente buena ductilidad y buena maleabilidad.
- ❖ Ya que el material seleccionado para la fabricación del eje presenta buena ductilidad y el elemento estará sometido bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en los datos de diseño, se utilizará un factor de seguridad $N = 2$.
- ❖ La carga que genera la rueda dentada sencilla, produce esfuerzos repetidos e invertidos, ya que el eje es sometido a un esfuerzo de tensión seguido por un esfuerzo de compresión de manera continua.
- ❖ El método de análisis que se presenta a continuación se utiliza para estimar el diámetro mínimo necesario en el punto del eje donde se presenta la mayor concentración de esfuerzos debido a los esfuerzos normales invertidos y repetidos generados, este procedimiento estima el diámetro mayor que debe tener el eje para operar con seguridad, el criterio a utilizar es el siguiente

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d \quad \text{Y} \quad \sigma_d = \frac{S_n'}{N}$$

- ❖ Ya que los elementos transmisores de potencia se fijarán al eje por medio de cuñeros tipo perfil, el factor de concentración de esfuerzos generado por este tipo de elemento es de $K_t = 2.0$.
- ❖ Para estimar la resistencia real a la fatiga (S_n') del material seleccionado se debe considerar cuatro factores; material, tipo de esfuerzo, confiabilidad y de tamaño, así como también, determinar la resistencia a la fatiga modificada S_n .

El valor del factor de material considerado para esta aplicación $C_m = 1.00$ pertenece a los aceros forjados, el valor del factor del tipo de esfuerzo considerado para esta aplicación $C_{st} = 1.00$ es utilizado para los esfuerzos flexionantes.

Ya que se requiere de una alta confiabilidad se ha elegido un valor $C_R = 0.81$, dicho valor se ha seleccionado a partir de la tabla 3.3.1 del capítulo tres.

Para determinar el factor de tamaño se plantea la hipótesis de que el diámetro será de 1.5 pulgadas, esta hipótesis será comprobada más adelante. Con la hipótesis planteada y figura 3.3.13 del capítulo tres se puede determinar el valor del factor de tamaño. Teniendo en cuenta que $0.30 \text{ pulg} < D \leq 2.0 \text{ pulg}$.

Por tanto el valor del factor de tamaño es

$$C_S = \left(\frac{1.5 \text{ pulg}}{0.3} \right)^{-0.11} = 0.837$$

La resistencia a la fatiga modificada se determina en función de la resistencia de tensión del acero que en esta aplicación es de 160 ksi y del proceso de manufactura utilizada para producir la pieza que en este caso es para maquinado, con estas dos condiciones se emplea la figura 3.3.14 del capítulo tres para estimar el valor de la resistencia a la fatiga modificada S_n .

El valor de la resistencia a la fatiga modificada es aproximadamente $S_n = 55 \text{ ksi}$ Con los valores determinados de los cuatro factores y el valor de la resistencia modificada, podemos estimar la resistencia real a la fatiga con la siguiente expresión.

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s = 55.00 \text{ ksi} * 1.00 * 1.00 * 0.81 * 0.837 = 37,322 \text{ psi}$$

Por tanto, el diámetro mínimo necesario, el cual será el diámetro mayor del eje conducido cuatro se calcula de la siguiente forma

Si

$$\sigma_d = K_t \sigma_{\text{máx}}$$

Y

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} C}{I} \quad \text{Que denota el esfuerzo de flexión en vigas}$$

$$\therefore \sigma_d = \frac{M_{\text{máx}} K_t}{S} \quad \text{donde,} \quad S = \frac{I}{C}$$

De este modo

$$S = \frac{M_{\text{máx}} K_t}{\sigma_d}$$

El momento máximo es generado por el engrane cónico recto (4) como se observa en el diagrama de momento flexionante para el plano horizontal y vertical, la magnitud del momento máximo es la siguiente

$$M_{\text{máx}} = \sqrt{(M_{4x})^2 + (M_{4y})^2} = \sqrt{(133,367.57 \text{ N} \cdot \text{mm})^2 + (15,204.63 \text{ N} \cdot \text{mm})^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 134,232 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El esfuerzo de diseño en función de la resistencia real a la fatiga es

$$\sigma_d = \frac{S_n'}{N} = \frac{37,322 \text{ psi}}{2} = 18,661 \text{ psi} = 128.66 \text{ Mpa.}$$

Entonces el módulo de sección es

$$S = \frac{M_{\text{máx}} K_t}{\sigma_d} = \frac{134,232 \text{ N} \cdot \text{mm} * 2}{128.66 \text{ Mpa}} = 2,087 \text{ mm}^3$$

Ya que se ha estimado un valor de 2 para la concentración de esfuerzos generada por el cuñero tipo perfil.

Si el módulo de sección S para una figura circular esta descrito por $S = \frac{\pi D^3}{32}$

$$\text{Entonces } D = \sqrt[3]{\frac{32 * S}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{(32)(2,087 \text{ mm}^3)}{\pi}} = 27.70 \text{ mm} \cong 1.09 \text{ pulgadas.}$$

El valor del diámetro comercial más próximo al valor calculado para una barra redonda es de $1\frac{1}{4}'' = 1.25$ pulgadas.

Para comprobar la hipótesis propuesta se vuelve a determinar el módulo de sección, el factor de tamaño y la resistencia real a la fatiga con el valor del diámetro comercial seleccionado, esto se presenta a continuación.

Para $D = 1.5$ pulgadas = 38.1 mm, el módulo de sección es

$$S = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi (38.1 \text{ mm})^3}{32} = 5,429.7 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto, como era de esperarse el módulo de sección es mayor que el calculado inicialmente, además

$$K_t \sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} K_t}{S} = \frac{(134,232 \text{ N} \cdot \text{mm}) * 2}{5,429.7 \text{ mm}^3} = 49.443 \text{ MPa.}$$

De este modo

$$K_t \sigma_{\text{máx}} < \sigma_d$$

El factor de tamaño re calculado queda de la siguiente manera

$$C_s = \left(\frac{1.5 \text{ pulg}}{0.3} \right)^{-0.11} = 0.8377$$

Que es idéntico al factor de tamaño estimado inicialmente. De este modo, el valor del diámetro planteado en la hipótesis fue acertado y el valor de la resistencia real a la fatiga es igual al calculado inicialmente.

- ❖ El análisis anterior se ha realizado en el punto donde se presenta el momento flexionante mayor a lo largo de la longitud del eje, así como la presencia del cuñero que provoca concentración de esfuerzos, por tanto, no se analizará el resto de los puntos críticos.

El diámetro propuesto para el diseño del eje conducido cuatro es de **1½"**, reduciendo el tiempo de fabricación y los maquinados del eje. El material a utilizar para la fabricación del eje es un acero dulce **AISI 5150 OQT 1000; para maquinado.**

c) *Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido cuatro y rueda dentada sencilla*

Debido a que el fabricante MARTIN, distribuye la rueda dentada sencilla seleccionada con cuñero maquinado y opresor, el análisis que se presenta en seguida se basa en los lineamientos establecidos por el fabricante:

- Cuña cuadrada de 3/8".
- Profundidad del cuñero 3/16".
- Opresor de 3/8".

En base a estos lineamientos la longitud mínima requerida de la cuña y las dimensiones del cuñero en el eje se analizan a continuación.

- ❖ El diámetro donde estará alojado el cuñero es de 1½" = 38.1 mm.
- ❖ El material propuesto para la fabricación de la cuña es un acero AISI 1018 estirado en frío, cuyas propiedades mecánicas han sido presentadas en el inciso c) de la sección 4.4.1 del capítulo cuatro.
- ❖ La resistencia a la fluencia de los materiales con los cuales serán fabricados el eje y la cuña son de 1,027 MPa y 379 MPa, respectivamente, por tanto, la resistencia a la fluencia de la cuña es menor que la resistencia a la fluencia del eje.

- ❖ Ya que la resistencia a la fluencia del eje es mayor que la resistencia a la fluencia de la cuña, se analizará la longitud mínima de la cuña por esfuerzo cortante y esfuerzo de empuje como se presenta a continuación.

$$L = \frac{4T_1N}{(S_y)(D)(W)} = \frac{(4)(1,645 \text{ lb.pulg})(2)}{(55,000 \text{ Psi})(1.5 \text{ pulg})(0.375 \text{ pulg})} = 0.425 \text{ pulg}$$

Donde

$$S_y = 55,000 \text{ Psi}; \quad Y \quad H = W = 3/8''$$

La longitud mínima segura del cuñero y la cuña es por tanto de 0.425 pulg, ya que el cubo de la rueda dentada sencilla tiene un cuñero maquinado a lo largo de toda su longitud, la longitud final de la cuña propuesta y la longitud del cuñero en el eje para la rueda dentada sencilla es de 1.125 pulgadas.

- ❖ Las dimensiones de la cuña y el cuñero en el eje conducido cuatro son las siguientes

Eje

$$W = 3/8 \text{ pulg}, \quad S = 21/16 \text{ pulg}, \quad Y \quad H = 3/16 \text{ pulg}.$$

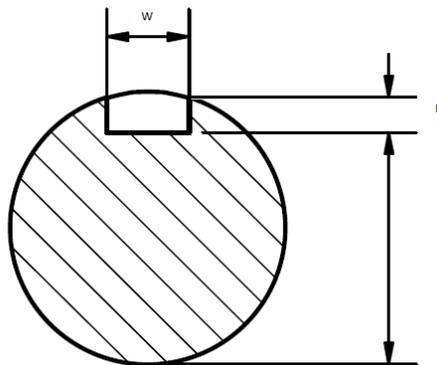


Figura 5.2.3.11.- Dimensiones del cuñero en el eje conducido cuatro para la sujeción de la rueda dentada sencilla.

Cuña

$$W = 3/8 \text{ pulg}, \quad L_c = 3/4 \text{ pulg}, \quad L = 1 \ 1/8 \text{ pulg} \quad Y \quad R = 3/16 \text{ pulg}.$$

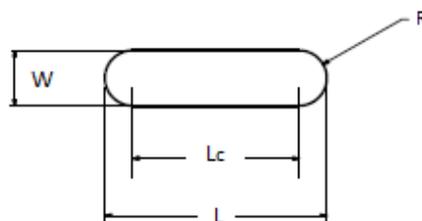


Figura 5.2.3.12.- Dimensiones de la cuña.

Las tolerancias para la cuña y cuñero son las siguientes

- Cuña: +0.000; -0.002 pulg.
- Cuñero: -0.000; +0.002 pulg.

d) *Análisis y dimensiones de cuña y cuñero para el eje conducido cuatro y engrane cónico recto*

Debido a que el fabricante MARTIN, distribuye el par de engranes cónicos rectos seleccionados con cuñero maquinado, el análisis que se presenta en seguida se basa en los lineamientos establecidos por el fabricante:

- Cuña cuadrada de 3/8".
- Profundidad del cuñero 3/16".

En base a estos lineamientos la longitud mínima requerida de la cuña y las dimensiones del cuñero en el eje se analizan a continuación.

- ❖ El diámetro donde estará alojado el cuñero es de $1 \frac{1}{2}'' = 38.1 \text{ mm}$.
- ❖ El material propuesto para la fabricación de la cuña es un acero AISI 1018 estirado en frío, cuyas propiedades mecánicas han sido presentadas en el inciso c) de la sección 4.4.1 del capítulo cuatro.
- ❖ La resistencia a la fluencia de los materiales con los cuales serán fabricados el eje y la cuña son de 1,027 MPa y 379 MPa, respectivamente, por tanto, la resistencia a la fluencia de la cuña es menor que la resistencia a la fluencia del eje.
- ❖ Ya que la resistencia a la fluencia del eje es mayor que la resistencia a la fluencia de la cuña, se analizará la longitud mínima de la cuña por esfuerzo cortante y esfuerzo de empuje como se presenta a continuación.

$$L = \frac{4T_4N}{(S_y)(D)(W)} = \frac{(4)(1,645 \text{ lb.pulg})(2)}{(55,000 \text{ Psi})(1.5 \text{ pulg})(0.375 \text{ pulg})} = 0.425 \text{ pulg}$$

Donde

$$S_y = 55,000 \text{ Psi}; \quad Y \quad H = W = 3/8''$$

La longitud mínima segura del cuñero y la cuña es por tanto de 0.425 pulg, ya que el cubo del par de engranes cónicos rectos tienen un cuñero maquinado a lo largo de toda su longitud, la longitud final de la cuña propuesta y la longitud del cuñero en el eje para el par de engranes cónicos rectos es de 2.1725 pulgadas.

- ❖ Las dimensiones de la cuña y el cuñero en el eje conducido cuatro son las siguientes

Eje

Las dimensiones del cuñero que será maquinado en el eje son las mismas que se presentaron en inciso anterior de esta sección.

Cuña

$W = 0.375$ pulg, $L_c = 1.7975$ pulg, $L = 2.1725$ pulg Y $R = 0.1875$ pulg.

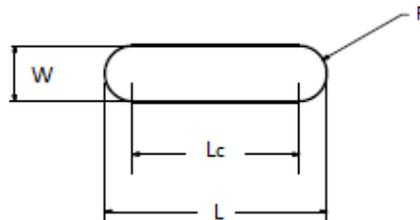


Figura 5.2.3.13.- Dimensiones de la cuña.

Las tolerancias para la cuña y cuñero son las siguientes

- Cuña: +0.000; -0.002 pulg.
- Cuñero: -0.000; +0.002 pulg.

e) *Análisis y selección del tipo de rodamientos montados a implementar*

Los rodamientos que interactuarán con el eje conducido cuatro estarán sometidos a fuerzas radiales y de empuje, los rodamientos serán seleccionados en base a la capacidad dinámica requerida por carga radial, fuerza de empuje y por el diámetro de flecha.

El análisis que se presenta a continuación se utiliza para calcular los rodamientos requeridos en base a los criterios anteriores, dicho análisis se ha realizado para el rodamiento 2, ya que en este punto la reacción generada es mayor que la reacción del rodamiento 3. Por tanto, el rodamiento 3 será el mismo que el rodamiento 2.

- ❖ El rodamiento a implementar es un rodamiento de bolas de una hilera de ranura profunda montado.
- ❖ El rodamiento que será utilizado para esta aplicación estará sujeto a carga radial y fuerza de empuje.
- ❖ El valor inicial del factor de empuje es $Y=1.5$
- ❖ La carga de diseño se expresa y se calcula de la siguiente manera

$$P = (V) (X) (R_2) + (Y) (F_a) = (1) (0.56) (3,342 \text{ N}) + (1.5) (1,112 \text{ N}) = 3,540 \text{ N}$$

Donde

$V = 1$, ya que se espera que la pista interior sea la que gire.

$X = 0.56$, para todos los casos.

$$R_2 = \sqrt{(R_{2x})^2 + (R_{2y})^2} = \sqrt{(3,293.03 \text{ N})^2 + (566.5 \text{ N})^2} = 3,342 \text{ N}$$

- ❖ El diámetro del eje conducido cuatro donde estará alojado el rodamiento es de 1½”.
- ❖ La duración de 30,000 horas será utilizada, ya que el rodamiento para esta aplicación están dentro del rubro de máquinas industriales de uso general, tal como se aprecia en la figura 3.3.19 del capítulo tres.
- ❖ La capacidad de carga dinámica demandada por el rodamiento es la siguiente

$$\frac{L_d}{L_1} = \left[\frac{C_d}{P} \right]^K \quad \therefore C_d = \left(k \sqrt{\frac{L_d}{L_1}} \right) (P) = \left(\sqrt[3]{\frac{32.4 \times 10^6 \text{ rev}}{1 \times 10^6 \text{ rev}}} \right) (3,540 \text{ N}) = 11,286 \text{ N}$$

Donde

- P = 3,540 N;
- L₁ = 1 X 10⁶ rev;
- K = 3, por ser rodamiento de bolas
- L_d = (N° de horas) (rpm) (60 min/h)
- L_d = (30,000 h) (18 rpm) (60min/h) = 32.4 X 10⁶ rev.

- ❖ En función de la capacidad dinámica requerida y del tamaño del diámetro del eje, el rodamiento inicial seleccionado presenta una capacidad estática de 90 KN, capacidad dinámica de 96.5 KN, para un diámetro de flecha de 1½”, de la marca SKF con número de identificación 22,208.
- ❖ El cociente de la carga de empuje y la capacidad estática del rodamiento es

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1,112 \text{ N}}{90,000 \text{ N}} = 0.012$$

- ❖ En base al cociente $\frac{F_a}{C_0}$ y la siguiente figura se determina el valor del factor e

e	T/C ₀	Y	e	T/C ₀	Y
0.19	0.014	2.30	0.34	0.170	1.31
0.22	0.028	1.99	0.38	0.280	1.15
0.26	0.056	1.71	0.42	0.420	1.04
0.28	0.084	1.55	0.44	0.560	1.00
0.30	0.110	1.45			

Nota: X = 0.56 para todos los valores de Y.

Figura 5.2.3.14.- Factores de carga radial y de empuje para rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda.

De la tabla anterior el valor del facto e es 0.163 (valor interpolado).

- ❖ El cociente de la carga de empuje y la reacción generada en el rodamiento dos producen el factor de empuje Y,

$$Y = \frac{F_a}{R_2} = \frac{1,112 \text{ N}}{3,342 \text{ N}} = 0.3327$$

$$\therefore \frac{F_a}{R_2} > e \quad y \quad Y \cong 1.972, \text{ lo cual es diferente al valor inicial.}$$

- ❖ Con el nuevo factor de empuje Y se repite nuevamente el procedimiento como se presenta a continuación.

- ❖ La nueva carga de diseño es

$$P = (V) (X) (R_2) + (Y) (F_a) = (1) (0.56) (3,342 \text{ N}) + (1.972) (1,112 \text{ N}) = 4,064 \text{ N}$$

- ❖ La nueva capacidad de carga dinámica demandada por el rodamiento es

$$\frac{L_d}{L_1} = \left[\frac{C_d}{P} \right]^K \quad \therefore C_d = \left(\sqrt[k]{\frac{L_d}{L_1}} \right) (P) = \left(\sqrt[3]{\frac{32.4 \times 10^6 \text{ rev}}{1 \times 10^6 \text{ rev}}} \right) (4,064 \text{ N}) = 12,957 \text{ N}$$

- ❖ Debido a que el fabricante de rodamientos montados reporta que el rodamiento SKF 22,208 es el de mayor capacidad dinámica y estática disponible, se optará por seleccionar este, la vida útil del rodamiento será

$$\frac{L_d}{L_1} = \left[\frac{C_d}{P} \right]^K \quad \therefore L_d = \left[\frac{C_d}{P} \right]^3 (L_1) = \left[\frac{12,957 \text{ N}}{4,064 \text{ N}} \right]^3 (1 \times 10^6 \text{ rev}) = 32,408,004 \text{ rev}$$

De esta manera

$$L_d = (\text{N}^\circ \text{ de horas}) (\text{rpm}) (60 \text{ min/h})$$

Por lo tanto

$$\text{N}^\circ \text{ de horas} = \frac{L_d}{(\text{rpm})(60 \frac{\text{min}}{\text{h}})} = \frac{32,408,004 \text{ rev}}{(18 \text{ rpm})(60 \frac{\text{min}}{\text{h}})} = 30,007 \text{ h} \cong 3.4 \text{ años}$$

El rodamiento a implementar tiene las siguientes características

- Rodamiento tipo SYR
- Diámetro interior nominal de 38.1 mm
- Marca SKF, con número de parte SYR 1.1/2 N
- Capacidad dinámica 96.5 KN
- Capacidad estática 90 KN
- Peso aproximado de 3.15 Kg
- Las características de este rodamiento, así como sus tolerancias se presentan en el anexo J.8.

La siguiente figura muestra el rodamiento montado seleccionado a implementar.

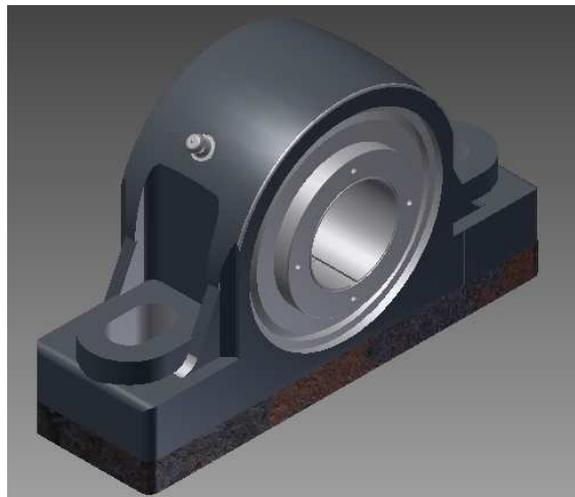


Figura 5.2.3.15.- Rodamiento montado marca SKF.

f) *Ajustes y tolerancias para rodamientos montados seleccionados*

- ❖ Las tolerancias recomendadas por el fabricante del rodamiento seleccionado son las siguientes

Diámetro nominal = 1½" = 38.100 mm

Orificio; +0.005 mm, +0.019 mm

Tamaño máx.= 38.100 mm + 0.019 mm = 38.119 mm.

Tamaño mín. = 38.100 mm + 0.005 mm = 38.105 mm.

Eje; h7

En base a los elementos transmisores de potencia, análisis y ajustes realizados hasta este punto, el diseño y dimensiones del eje conducido cuatro se presenta en la siguiente figura, el plano de fabricación del eje conducido cuatro se presenta con más detalle en el anexo C.5.

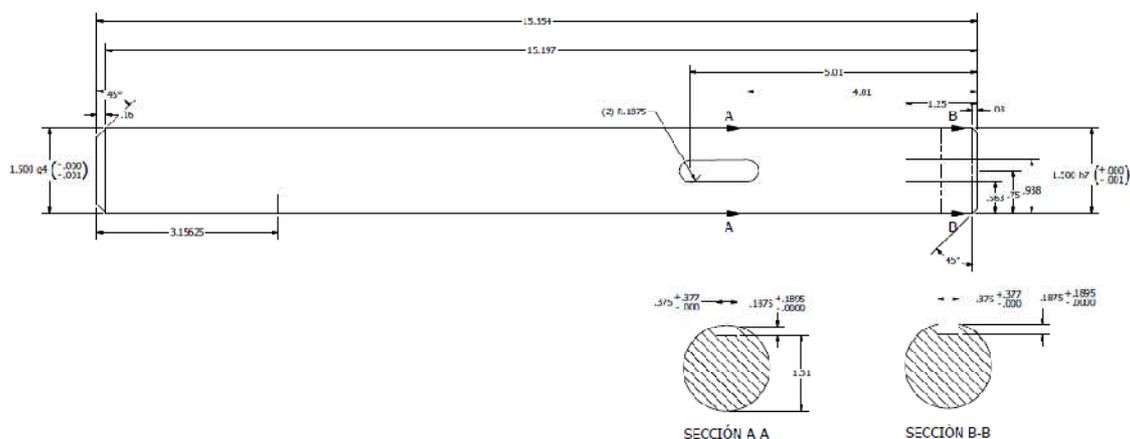


Figura 5.2.3.16.- Diseño y dimensiones del eje conducido cuatro.

g) *Análisis numérico del eje conducido cuatro*

El comportamiento del eje conducido cuatro del orientador de lámparas sometido a las fuerzas de flexión producidas por los elementos transmisores de potencia y el disco dosificador vertical en el plano horizontal y vertical analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación, considerando que el eje se ha idealizado como una viga simplemente apoyada.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo del eje en función de las distancias donde estarán localizadas la rueda dentada sencilla, el engrane cónico recto, el disco dosificador vertical y los rodamientos montados.

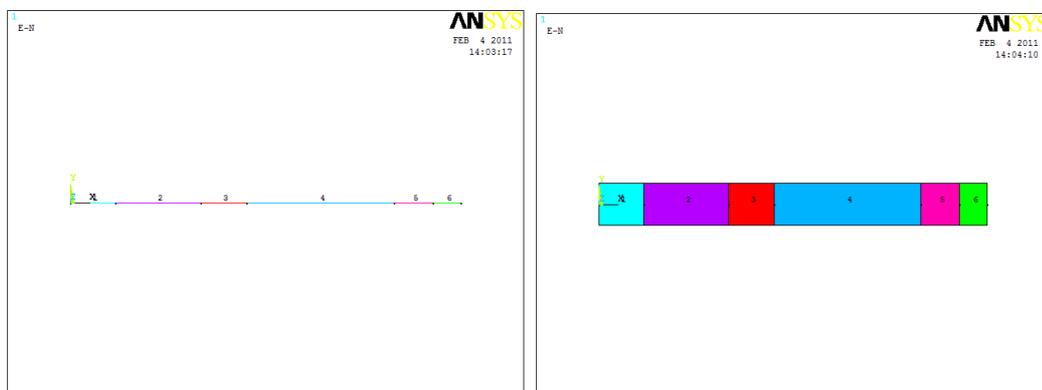


Figura 5.2.3.17.- Geometría del modelo.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento utilizado es BEAM3, ya que el eje se ha considerado como una viga simplemente apoyada.
- ❖ Propiedades de los materiales característicos del modelo.- El material del eje conducido cuatro tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de 0.27.
- ❖ Propiedades geométricas del modelo.- En este punto se ha establecido el área de la sección transversal, el momento de inercia y el diámetro del eje con valores de $1,140 \text{ mm}^2$, $103,436 \text{ mm}^4$ y 38.1 mm , respectivamente.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en todas direcciones exceptuando el movimiento de rotación.

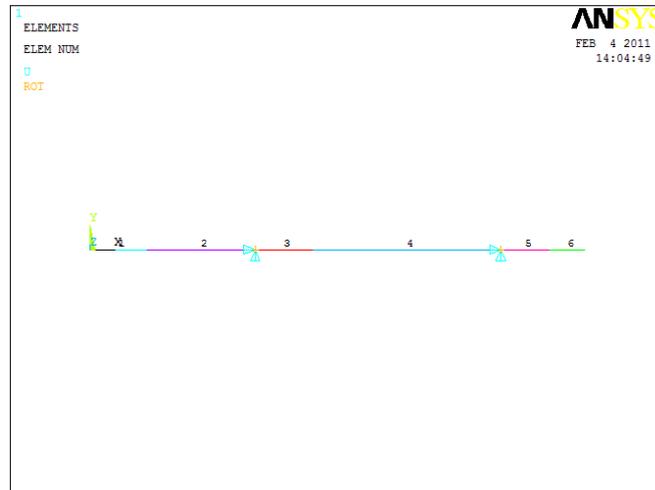


Figura 5.2.3.18.- Condiciones de frontera.

- ❖ Condiciones de carga, planos horizontales y verticales.- Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan la rueda dentada sencilla, el engrane cónico recto y el disco dosificador vertical, así como el peso propio del eje.

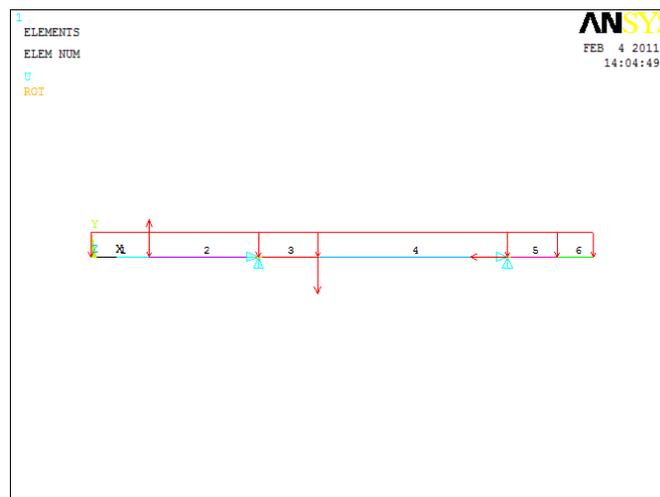


Figura 5.2.3.19.- Condiciones de carga.

Plano Horizontal

La siguiente figura muestra el eje conducido cuatro, al cual se le ha aplicado las fuerzas puntuales de 0 N, 4,315 N y 1,112 N estas cargas simulan las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia.

Como se observa en esta figura la deformación máxima que presenta el eje debido a las fuerzas generadas por los elementos transmisores de potencia es de 0.0022 mm, la cual es muy pequeña y por tanto, los rodamientos montados pueden absorber esta desviación.

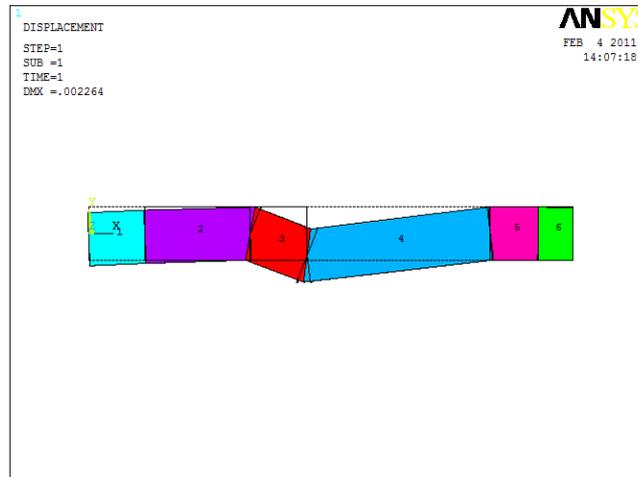


Figura 5.2.3.20.- Deformación del eje conducido cuatro.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

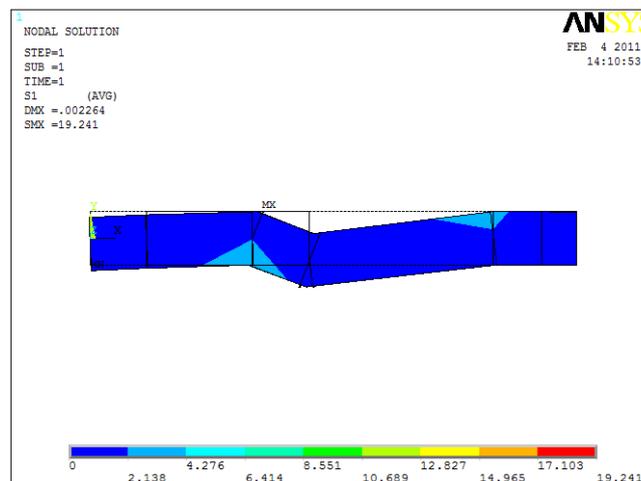


Figura 5.2.3.21.- Esfuerzo principal máximo.

De la figura anterior se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza el engrane cónico recto con un valor de 19.241 MPa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá, ya que el valor del esfuerzo principal máximo es mucho menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (1,030 MPa).

La figura que se presenta a continuación muestra el esfuerzo cortante máximo que se genera en el eje. El valor del esfuerzo cortante máximo se presenta en el punto donde se localiza el engrane cónico recto con un valor de 0.929×10^{-4} MPa está muy por debajo del valor del esfuerzo cortante de cedencia del material a implementar (1,100 MPa).

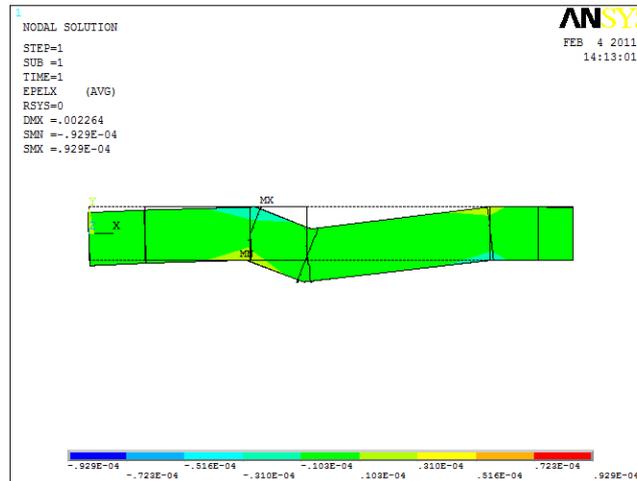


Figura 5.2.3.22.- Esfuerzo cortante máximo.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

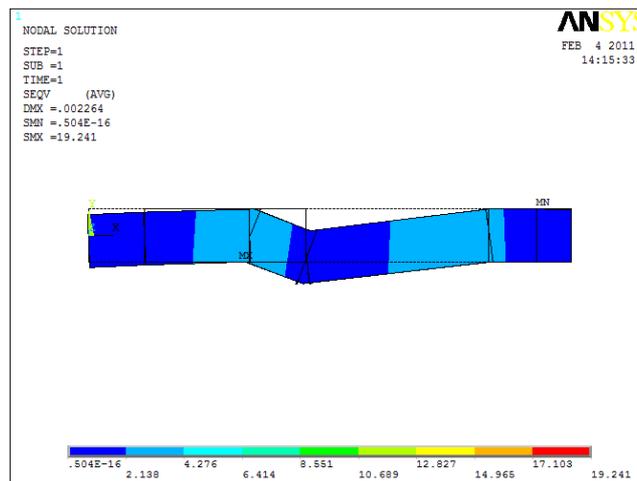


Figura 5.2.3.23.- Energía de distorsión máxima.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión es de 19.241 MPa, lo cual indica que el valor obtenido este muy por debajo de la energía de distorsión del material igual a 1,030 MPa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

Plano Vertical

La siguiente figura muestra el eje conducido cuatro, al cual se le ha aplicado las fuerzas puntuales de 67 N, 1,112 N, 0N y 1,915 N estas cargas simulan la fuerzas generadas por la rueda dentada sencilla, el engrane cónico recto y el peso del disco dosificador vertical. Como se observa en la figura la deformación máxima que presenta el eje es de 0.0026 mm, la cual es muy pequeña.

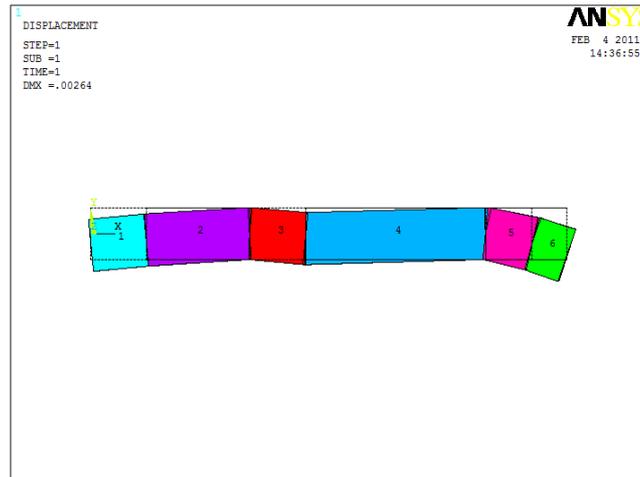


Figura 5.2.3.24.- Deformación del eje conducido cuatro plano vertical.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

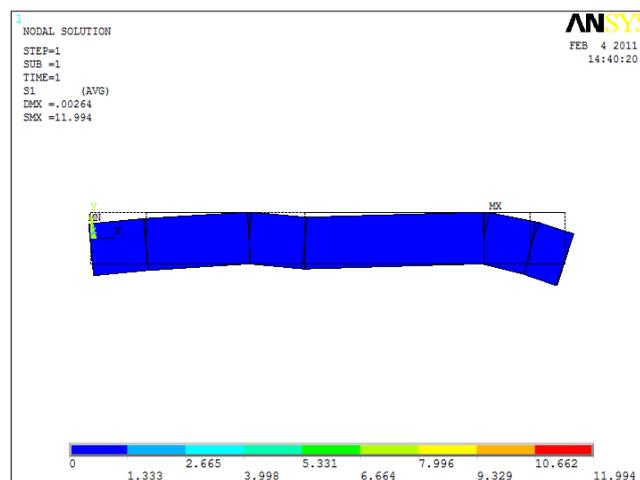


Figura 5.2.3.25.- Esfuerzo principal máximo plano vertical.

De la figura anterior se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza uno de los rodamientos montados con un valor de 11.994 MPa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá, ya que el valor del esfuerzo principal máximo es mucho menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (1,030 MPa).

La figura que se presenta a continuación muestra el esfuerzo cortante máximo que se genera en el eje. El valor del esfuerzo cortante máximo se presenta en el punto donde se localiza la rueda dentada sencilla con un valor de 0.579×10^{-4} MPa lo cual está muy por debajo del valor del esfuerzo cortante de cedencia del material a implementar (1,100 MPa).

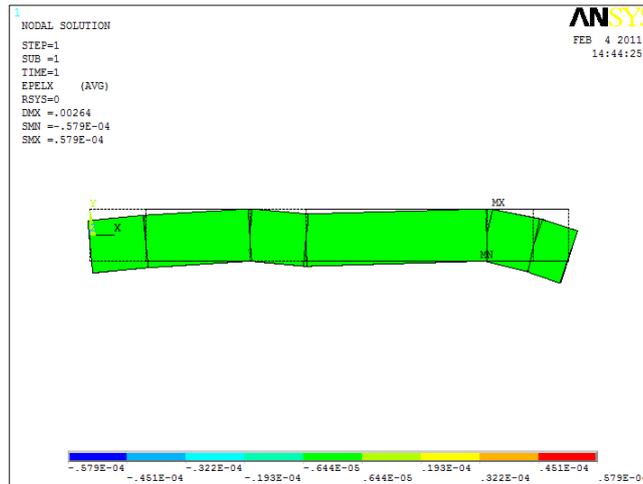


Figura 5.2.3.26.- Esfuerzo cortante máximo plano vertical.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

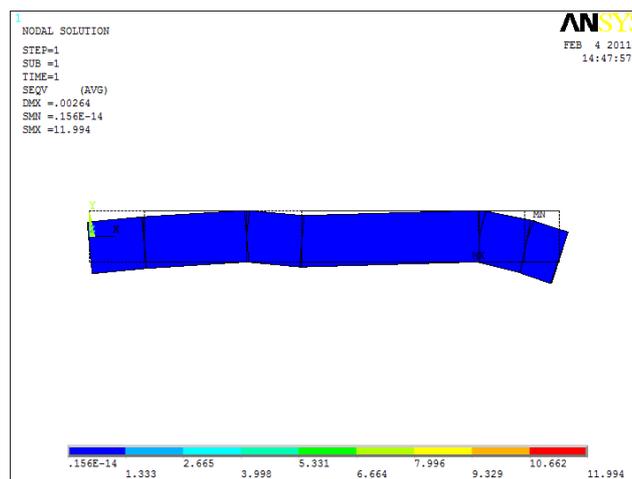


Figura 5.2.3.27.- Energía de distorsión máxima plano vertical.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión es de 11.994 MPa, lo cual indica que el valor obtenido este muy por debajo de la energía de distorsión del material igual a 1,030 MPa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

Torsión y flexión

El comportamiento del eje conducido cuatro del orientador de lámparas sometido a las fuerzas de torsión y al peso propio de los componentes transmisores de potencia analizado numéricamente por el Método de Elemento Finito se presenta a continuación.

- ❖ Geometría del modelo.- Se realiza el modelo de el eje conducido cuatro en función de las distancias donde estarán localizados, la rueda dentada sencilla, el engrane cónico recto, el disco dosificador vertical, los rodamientos montados y los cuñeros.



Figura 5.2.3.28.- Geometría del modelo sólido.

- ❖ Tipo de elemento.- El elemento utilizado es de tipo sólido (volumen).
- ❖ Propiedades del material característico del modelo.- El material del eje tiene un módulo de elasticidad de 207 Gpa y una relación de Poisson de 0.27.
- ❖ Propiedades físicas del modelo.- En este punto se ha establecido el tipo de material, densidad, masa, área y el volumen, con valores de; acero, 7.85 g/cm^3 , 3.43 kg, $49,706.3 \text{ mm}^2$, $436,796 \text{ mm}^3$.
- ❖ Condiciones de frontera.- Las condiciones de frontera están localizadas en los puntos donde estarán fijos los dos rodamientos montados, restringiendo el movimiento en las direcciones horizontal y vertical.

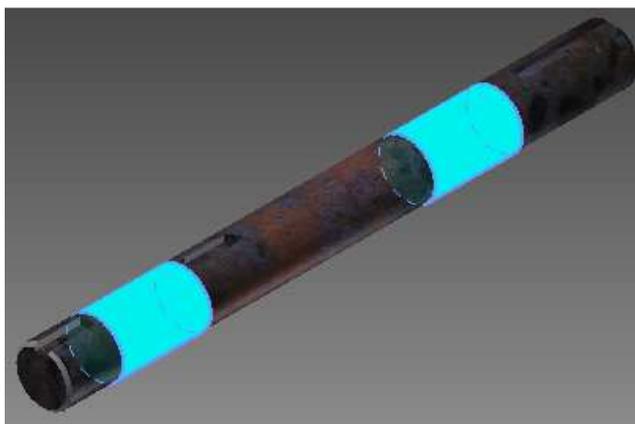


Figura 5.2.3.29.- Condiciones de frontera del modelo sólido.

- ❖ Las condiciones de carga están situadas en los puntos donde se localizan la rueda dentada sencilla, el engrane cónico recto, el disco dosificador vertical y las secciones del eje que están sometidas a torsión.

La siguiente figura muestra el eje conducido cuatro, al cual se le ha aplicado los pesos puntuales en la dirección vertical de los componentes transmisores de potencia y del disco dosificador vertical con valores de 26 N, 18 N y 67 N y la torsión que genera la rueda dentada sencilla y el engrane cónico recto con valores de 185,850 N. mm para ambos casos.

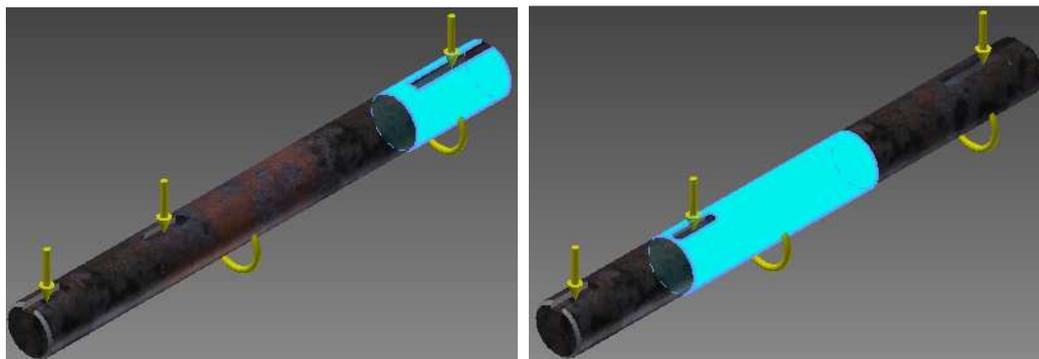


Figura 5.2.3.30.- Condiciones de carga del modelo sólido.

La deformación que sufre el eje conducido cuatro debido al par torsor y la flexión se muestra en la siguiente figura.

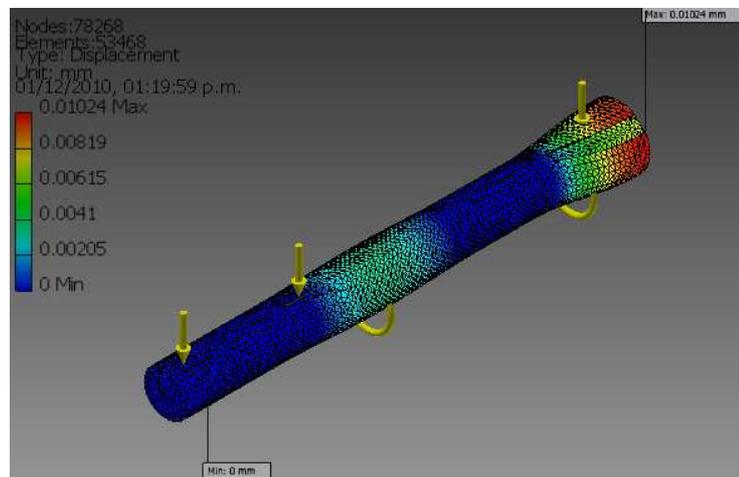


Figura 5.2.3.31.- Deformación del eje conducido cuatro debido a torsión y flexión.

Como se observa en la figura anterior la deformación máxima que presenta el eje debido al peso de los elementos transmisores de potencia, el disco dosificador vertical y al par torsor aplicado es de 0.01024 mm en el plano z como era de esperarse.

La siguiente figura muestra el esfuerzo principal máximo.

De esta figura se observa que el esfuerzo principal máximo se presenta en el punto donde se localiza un rodamiento montado con un valor de 58.33 MPa; la teoría de falla del esfuerzo principal máximo especifica que un material tiende a fallar cuando el valor de uno de los esfuerzos principales sea igual o mayor al esfuerzo de cedencia, para este caso la falla no se producirá, ya que el valor del esfuerzo principal máximo es menor que el esfuerzo de cedencia del material con el cual será fabricado el eje (1,030 MPa).

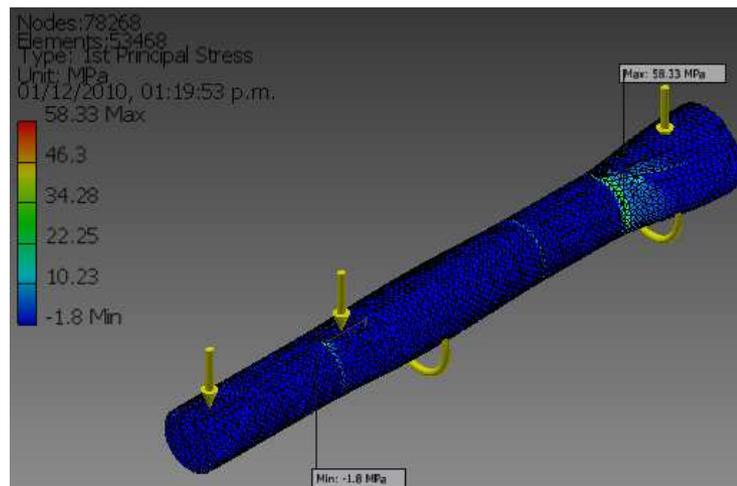


Figura 5.2.3.32.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido.

La energía de distorsión máxima se muestra en la siguiente figura

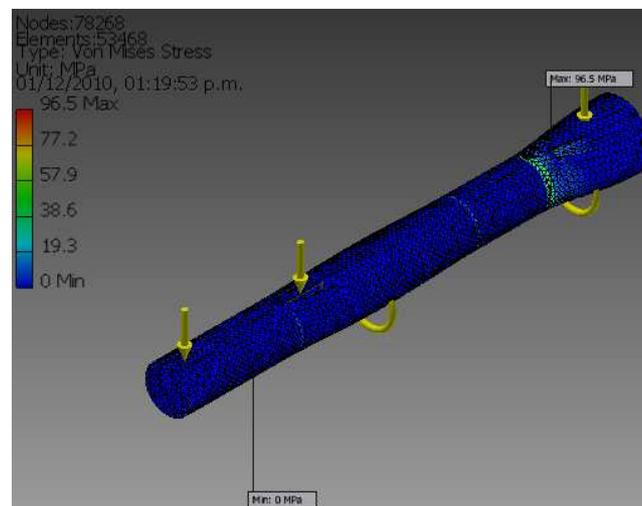


Figura 5.2.3.33.- Esfuerzo principal máximo del modelo sólido.

En la figura anterior se observa que la energía de distorsión máxima es de 96.5 MPa, lo cual indica que el valor obtenido está por debajo de la energía de distorsión del material que es igual a 1,030 MPa, por tanto, las deformaciones que experimentará el eje al estar operando no serán permanentes.

5.2.4 Diseño y selección de material para disco dosificador horizontal

El disco dosificador horizontal tiene como función el transportar las lámparas provenientes del sistema dosificador del transportador de ligas hacia el disco dosificador vertical, este disco cuenta con seis posiciones, además, estará sujeto al transportador de cadenas por medio de los soportes de fijación.

El material con el que será fabricad el disco dosificador horizontal es de Nylamid de 1½". La siguiente figura muestra el diseño del disco dosificador horizontal, su plano de fabricación se presenta en el anexo C.3.



Figura 5.2.4.1.- Diseño del disco dosificador horizontal.

5.2.5 Guía para lámparas del disco horizontal

Una vez que las lámparas salgan del dosificador del transportador de ligas estas serán transportadas por el disco dosificador horizontal hasta el disco dosificador vertical, se corre el riesgo de que las lámparas que sean transportadas por el disco horizontal puedan salirse de su trayectoria de rotación, o desalinearse y caer fuera de las cavidades del disco dosificador vertical, por tanto se ha diseñado una guía alrededor del disco horizontal para que las lámparas sean guiadas de forma segura hasta su destino final.

El material con el que será fabricada la guía para lámparas del disco horizontal es lámina negra calibre 11, la siguiente figura muestra el diseño de la guía para lámparas del disco dosificador horizontal, su plano de fabricación se presenta en el anexo C.7.



Figura 5.2.5.1.- Diseño de la guía para lámparas del disco dosificador horizontal.

5.2.6 Diseño y selección de material para disco dosificador vertical

El disco dosificador vertical es una de las partes medulares de toda la máquina, ya que esta pieza llevará a cabo las funciones de intercalar la posición de las lámparas y cambiar su orientación de vertical a horizontal, este disco cuenta con seis cavidades para alojar las lámparas provenientes del disco horizontal, las cavidades con las que ha sido diseñado el disco cuenta con pequeñas uñas para sujetar las lámparas de manera segura cuando estas se encuentren a ángulos menores de 90° , una vez que las lámparas se posicionen a 90° con respecto a la horizontal el peso propio de estas provocará que caigan de manera segura en las tablillas del transportador de cadenas.

Debe notarse que en el diseño del disco, las seis cavidades estarán intercaladas para poder dar el arreglo solicitado por la compañía a las lámparas a procesar. De manera inicial las uñas se han diseñado para sostener las lámparas en su trayectoria de rotación, por lo que no se ha considerado el implementar guía alguna.

El material con el que será fabricado el disco dosificador vertical es de Nylamid de $3\ 5/32''$, la siguiente figura muestra el diseño del disco dosificador vertical, su plano de fabricación se presenta en el anexo C.4.

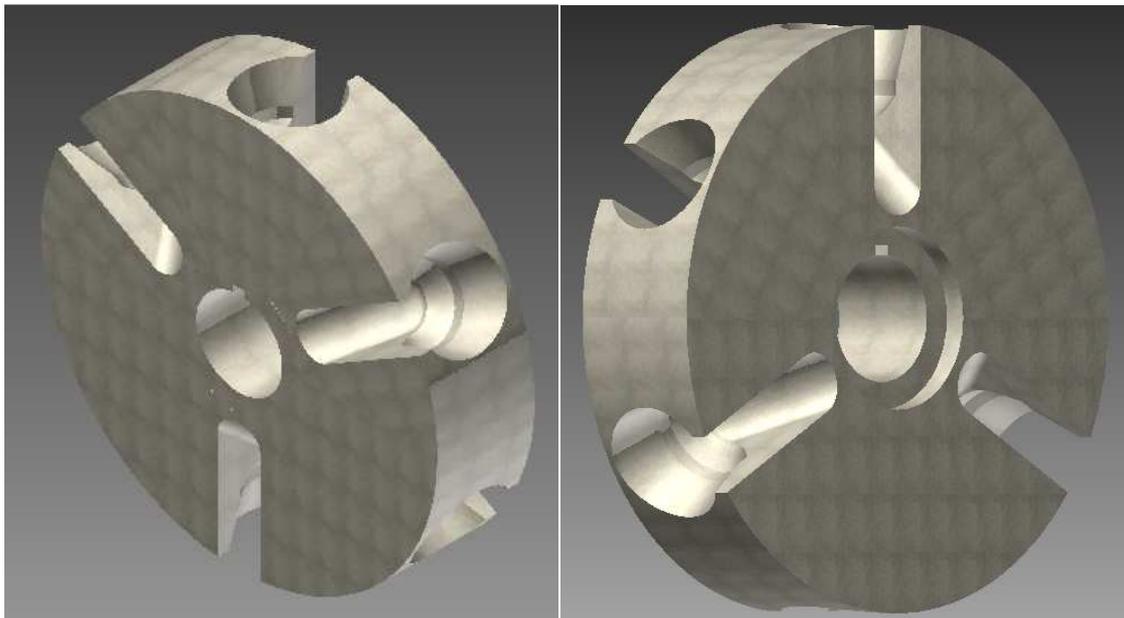


Figura 5.2.6.1.- Diseño del disco dosificador vertical.

5.2.7 Soporte de fijación

a) Placa soporte

Esta placa estarán unida por medio de pernos a los rodamientos montados de los ejes conducidos cuatro y cinco, su función será soportar el peso total de la rueda dentada sencilla, los engranes cónicos rectos, los rodamientos montados, los discos dosificadores horizontal y vertical, así como los ejes conducidos cuatro y cinco, la placa soporte estará unida por medio de un perno roscado con tuerca a la placa fija, esta placa cuenta con una corredera para poder ajustar la altura del disco dosificador vertical, el material con el que se será fabricada es acero dulce AISI 1018 de $\frac{1}{4}$ ". La siguiente figura muestra el diseño de la placa soporte, su plano de fabricación se presenta en el anexo C.9.



Figura 5.2.7.1.- Diseño de la placa soporte.

b) Placa fija

La placa fija estará unida a la placa soporte por medio de un perno roscado como se menciono anteriormente, estará soldada al poste de fijación, el análisis de soldadura para esta pieza se presenta en el inciso d) de esta sección, el material con el que se será fabricada es acero dulce AISI 1018 de $\frac{3}{4}$ ". La siguiente figura muestra el diseño de la placa fija, su plano de fabricación se presenta en el anexo C.8.



Figura 5.2.7.2.- Diseño de la placa fija.

c) Poste de fijación

El poste de fijación estará unido; a la placa fija, perfil horizontal y poste guía por medio de soldadura, los análisis de soldadura para este elemento se presenta en los incisos d), e) y g), respectivamente, el material con el que será fabricado este elemento es un acero estructural cuadrado hueco de 2 X 2 X ¼". La siguiente figura muestra el diseño del poste de fijación, su plano de fabricación se presenta en el anexo C.11.



Figura 5.2.7.3.- Diseño del poste de fijación.

d) Análisis de soldadura placa fija-poste de fijación

El análisis del tamaño de cordón y distribución de soldadura de la placa fija-poste de fijación del soporte de fijación para el orientador de lámparas se presenta a continuación

- ❖ Los elementos a unir son la placa fija y el poste de fijación, ambos fabricados en acero estructural, la geometría de la unión es como se presenta en la siguiente figura.

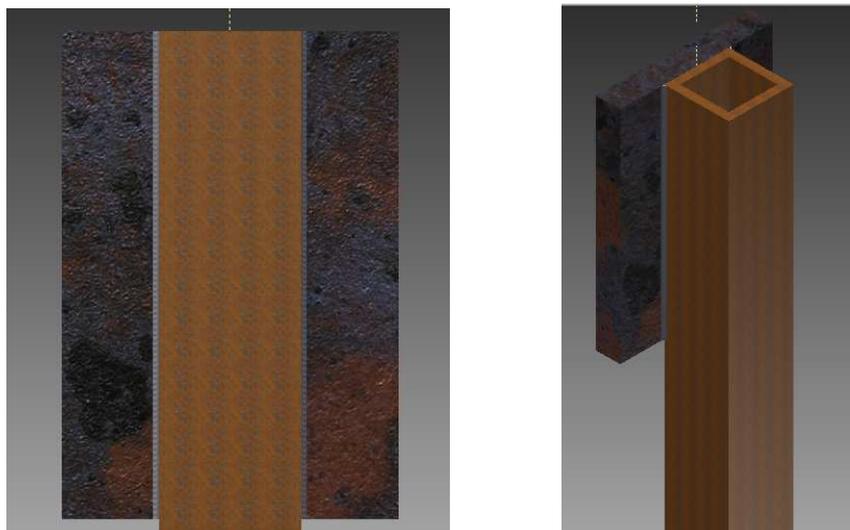


Figura 5.2.7.4.- Geometría de unión.

- ❖ El esfuerzo cortante vertical se desarrollado en la unión.
- ❖ Los factores geométricos para el análisis de junta, se pueden determinar a partir de la siguiente figura, en función de la forma en que será aplicado el cordón en la placa fija y el poste de fijación.

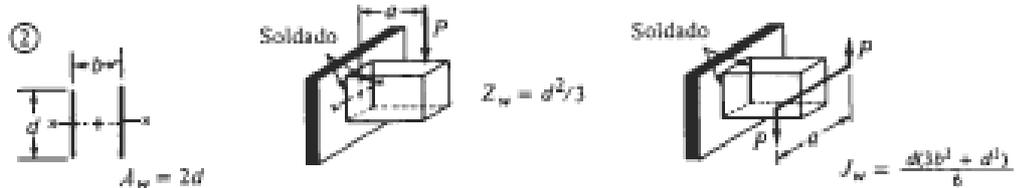


Figura 5.2.7.5.- Factores geométricos para el análisis de soldadura.

Entonces

$$A_w = 2d = (2) (175 \text{ mm}) = 350 \text{ mm} = 13.78 \text{ pulg.}$$

La fuerza provocada por cortante vertical es

$$f_v = \frac{V}{A_w} = \frac{93 \text{ lb}}{13.78 \text{ pulg}} = 6.750 \text{ lb. pulg.}$$

Donde, la fuerza vertical V que provoca el cortante está en función de los pesos estimados de los elementos los cuales se presentan en la siguiente tabla.

Elemento	Cantidad	Masa (lb)	Masa total (lb)	Masa total del conjunto (lb)
Rueda dentada 48 dientes	1	5.840	5.840	92.935
Engrane cónico	2	4.000	8.000	
Eje conducido cuatro	1	7.716	7.716	
Rodamiento tipo pie	3	6.945	20.834	
Disco dosificador vertical	1	7.826	7.826	
Aumento de rodamiento	3	1.920	5.761	
Placa soporte	1	6.980	6.980	
Placa fija	1	7.452	7.452	
Poste de fijación	1	10.201	10.201	
Disco dosificador horizontal	1	14.810	14.810	
Eje conducido cinco	1	7.716	7.716	

Tabla 5.2.7.1.- Pesos aproximados de los elementos que provocan fuerza cortante en la unión.

- ❖ El tipo propuesto de electrodo a utilizar es E60, el cual presenta una tensión por esfuerzo de corte de 13,600 Psi y una fuerza permisible por pulgada de lado de 9,600 lb/pulg. Tal y como se presenta en la figura 3.3.48 del capítulo tres.

- ❖ El ancho mínimo del cordón del electrodo propuesto es

$$W = \frac{6.750 \text{ lb.pulg}}{9.600 \text{ lb.pulg}} = 0.0007 \text{ pulg.}$$

El tamaño del electrodo comercial más próximo al valor calculado es de 3/32 pulg. Por tanto, se utilizará un electrodo E 6010 de 3/32 pulg.

- e) Análisis de soldadura poste de fijación-perfil horizontal

El análisis del tamaño de cordón y distribución de soldadura del poste de fijación-perfil horizontal del soporte de fijación para el orientador de lámparas se presenta a continuación, tomando en consideración que el perfil horizontal es un acero estructural cuadrado hueco de 2 X 2 X ¼" al igual que el poste de fijación.

- ❖ Los elementos a unir son el poste de fijación y el perfil horizontal, ambos fabricados en acero estructural, la geometría de la unión es como se presenta en la siguiente figura.



Figura 5.2.7.6.- Geometría de unión.

- ❖ El esfuerzo cortante vertical directo se desarrollado en la unión.
- ❖ Los factores geométricos para el análisis de junta, se pueden determinar a partir de la figura 4.4.10.6 de capítulo cuatro, en función de la forma en que será aplicado el cordón en el poste de fijación y el perfil horizontal.

Entonces

$$A_w = 2d = (2) (2 \text{ pulg}) = 4 \text{ pulg.}$$

La fuerza provocada por cortante vertical es

$$f_v = \frac{V}{A_w} = \frac{103.136 \text{ lb}}{4 \text{ pulg}} = 25.784 \text{ lb.pulg.}$$

Donde, la fuerza vertical V que provoca el cortante está en función de los pesos estimados de los elementos los cuales se presentan en la siguiente tabla.

Elemento	Cantidad	Masa (lb)	Masa total (lb)	Masa total del conjunto (lb)
Rueda dentada 48 dientes	1	5.840	5.840	103.136
Engrane cónico	2	4.000	8.000	
Eje conducido cuatro	1	7.716	7.716	
Rodamiento tipo pie	3	6.945	20.834	
Disco dosificador vertical	1	7.826	7.826	
Aumento de rodamiento	3	1.920	5.761	
Placa soporte	1	6.980	6.980	
Placa fija	1	7.452	7.452	
Poste de fijación	1	10.201	10.201	
Disco dosificador horizontal	1	14.810	14.810	
Eje conducido cinco	1	7.716	7.716	

Tabla 5.2.7.2.- Pesos aproximados de los elementos que provocan fuerza cortante en la unión poste de fijación-perfil horizontal.

- ❖ El tipo propuesto de electrodo a utilizar es un E60, el cual presenta una tensión por esfuerzo de corte de 13,600 Psi y una fuerza permisible por pulgada de lado de 9,600 lb/pulg. Tal y como se presenta en la figura 3.3.48 del capítulo tres.
- ❖ El ancho mínimo del cordón del electrodo propuesto es

$$W = \frac{25.784 \text{ lb.pulg}}{9,600 \text{ lb.pulg}} = 0.0027 \text{ pulg.}$$

El tamaño del electrodo comercial más próximo al valor calculado es de 3/32 pulg. Por tanto, se utilizará un electrodo E 6010 de 3/32 pulg.

f) Poste guía

El poste guía estará constituido por dos perfiles, uno horizontal y otro vertical, ambos de acero estructural cuadrado hueco de 2 X 2 X ¼", el perfil horizontal estará unido por medio de un cordón de soldadura al poste de fijación, el diámetro y el tipo de electrodo para formar el cordón se describe a continuación en el inciso g), el perfil vertical estará unido a la guía para lámparas del disco dosificador horizontal también por un cordón de soldadura, el diámetro y el tipo de electrodo para formar el cordón será el mismo que se indique en el inciso g), debido a que la carga que será sometido el cordón es muy pequeña.

El poste guía cuenta además con dos placas de acero dulce AISI 1018 de $\frac{1}{4}$ ". Una de estas placas estará barrenada y unida al perfil horizontal por medio de un cordón de soldadura, la segunda placa tendrá dos correderas para poder ajustar la altura del perfil vertical y a su vez la altura de la guía para lámparas del disco dosificador horizontal, además de estar unida al perfil vertical por un cordón de soldadura.

El diámetro y el tipo de electrodo para formar ambos cordones al igual que los cordones anteriores será el mismo que se indique en el inciso g). La siguiente figura muestra el diseño del poste, su plano de fabricación se presenta en el anexo C.12.

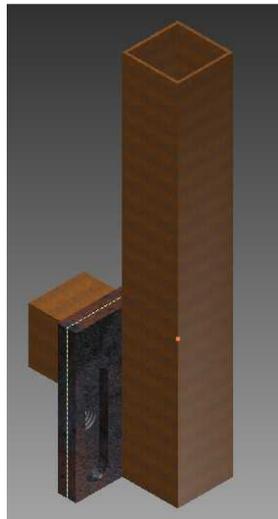


Figura 5.2.7.7.- Poste guía.

g) Análisis de soldadura poste de fijación-poste guía

La carga que estará interactuando en la unión de soldadura del poste de fijación y el poste guía es muy pequeña con respecto a las cargas que producen fuerza cortante en las uniones de soldadura de los análisis anteriores, por tanto, el análisis de soldadura para el tamaño de cordón de estos dos elementos será omitido y el electrodo a implementar para la unión será de $\frac{3}{32}$ " como lo sugieren los análisis previos.

h) Placa soporte viga

Este soporte estará unido por medio de pernos a la pared de uno de los perfiles estructurales de acero del transportador de cadenas, su función será soportar el peso total del orientador de lámparas, el acero estructural cuadrado de $2 \times 2 \times \frac{1}{4}$ " y placa de acero dulce AISI 1018 de $\frac{1}{4}$ " serán los materiales utilizados para la fabricación de este soporte. La figura 4.4.10.1 del capítulo cuatro es semejante al diseño de este elemento, su plano de fabricación se presenta en el anexo C.10.

- i) Análisis de soldadura perfil horizontal del poste de fijación-perfil horizontal soporte viga

El análisis del tamaño de cordón y distribución de soldadura del perfil horizontal del poste de fijación y del perfil horizontal del soporte viga para el orientador de lámparas se presenta a continuación, tomando en consideración que el perfil horizontal del soporte viga es un acero estructural cuadrado hueco de 2 X 2 X ¼”.

- ❖ Los elementos a unir son el perfil horizontal del poste de fijación y el perfil horizontal del soporte viga, ambos fabricados en acero estructural, la geometría de la unión es como se presenta en la siguiente figura.



Figura 5.2.7.8.- Geometría de unión.

- ❖ Los esfuerzos desarrollados en la unión son cortante vertical y flexión.
- ❖ Los factores geométricos para el análisis de junta, se pueden determinar a partir de la figura 4.4.10.6 del capítulo cuatro, en función de la forma en que será aplicado el cordón en el perfil horizontal del poste de fijación y el perfil horizontal soporte viga

Entonces

$$A_w = (2) (b) = (2) (2 \text{ pulg}) = 4 \text{ pulg.}$$

$$Z_w = (b) (d) = (2 \text{ pulg}) (2 \text{ pulg}) = 4 \text{ pulg}^2.$$

La fuerza provocada por cortante vertical es

$$f_v = \frac{V}{A_w} = \frac{103.136 \text{ lb}}{4 \text{ pulg}} = 25.784 \text{ lb. pulg.}$$

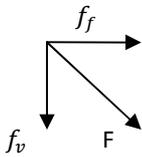
La fuerza provocada por flexión es

$$f_f = \frac{M}{Z_w} = \frac{431 \text{ lb.pulg}}{4 \text{ pulg}^2} = 103.136 \text{ lb. pulg.}$$

Donde

$$M = (F_x) (d) = (103.136 \text{ lb}) (4 \text{ pulg}) = 413 \text{ lb.pulg}$$

- ❖ La combinación vectorial de las fuerzas de unión se muestran y se determinan a continuación.



$$F = \sqrt{(f_f)^2 + (f_v)^2}$$

$$F = \sqrt{(25.784 \text{ lb.pulg})^2 + (103.136 \text{ lb.pulg})^2}$$

$$F = 106.31 \text{ lb.pulg}$$

- ❖ El tipo propuesto de electrodo a utilizar es un E60, el cual presenta una tensión por esfuerzo de corte de 13,600 Psi y una fuerza permisible por pulgada de lado de 9,600 lb/pulg. Tal y como se presenta en la figura 3.3.48 del capítulo tres.
- ❖ El ancho mínimo del cordón del electrodo propuesto es

$$W = \frac{106.31 \text{ lb.pulg}}{9,600 \text{ lb.pulg}} = 0.01107 \text{ pulg.}$$

El tamaño del electrodo comercial más próximo al valor calculado es de 3/32 pulg. Por tanto, se utilizará un electrodo E 6010 de 3/32 pulg.

j) Análisis de soldadura del perfil horizontal de soporte viga-soporte viga

El análisis del tamaño de cordón y distribución de soldadura del perfil horizontal de soporte viga y soporte viga para el orientador de lámparas se presenta a continuación.

- ❖ Los elementos a unir son el perfil horizontal de soporte viga y soporte viga, ambos fabricados en acero estructural, la geometría de la unión es como se presenta en la siguiente figura.

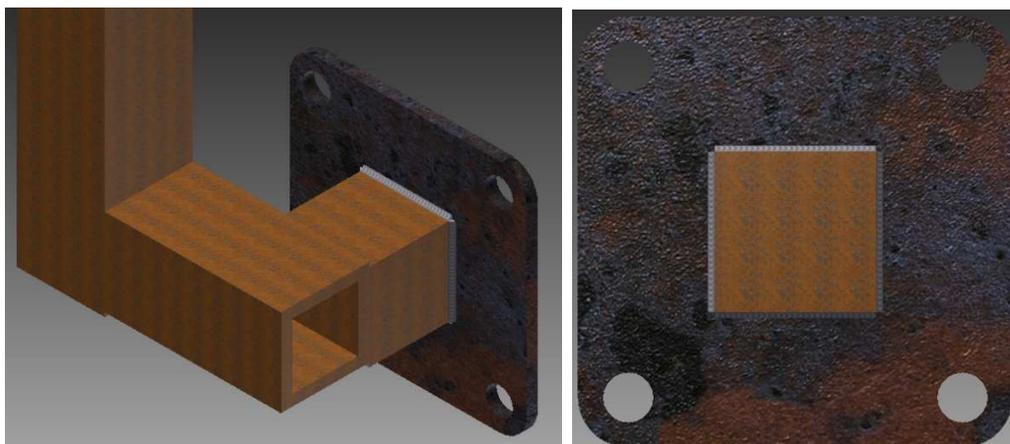


Figura 5.2.7.9.- Geometría de unión.

- ❖ Los esfuerzos desarrollados en la unión son cortante vertical, flexión y torsión.

- ❖ Los factores geométricos para el análisis de junta, se pueden determinar a partir de la figura 4.4.10.4 del capítulo cuatro, en función de la forma en que será aplicado el cordón de soldadura en el perfil horizontal de soporte viga y soporte viga.

Entonces

$$A_w = 2b + 2d = (2)(2 \text{ pulg}) + (2)(2 \text{ pulg}) = 8 \text{ pulg.}$$

$$Z_w = bd + \frac{d^3}{3} = (2 \text{ pulg})(2 \text{ pulg}) + \frac{(2 \text{ pulg})^3}{3} = 5.33 \text{ pulg}^2$$

$$J_w = \frac{(b+d)^3}{6} = \frac{(2 \text{ pulg} + 2 \text{ pulg})^3}{6} = 10.667 \text{ pulg}^3$$

La fuerza provocada por cortante vertical es

$$f_v = \frac{V}{A_w} = \frac{103.136 \text{ lb}}{8 \text{ pulg}} = 13 \text{ lb. pulg.}$$

La fuerza provocada por flexión es

$$f_f = \frac{M}{Z_w} = \frac{302 \text{ lb. pulg}}{5.33 \text{ pulg}^2} = 57 \text{ lb. pulg.}$$

Donde

$$M = (F_x)(d) = (103.136 \text{ lb})(2.9 \text{ pulg}) = 302 \text{ lb. pulg}$$

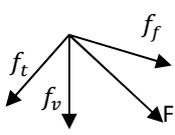
La fuerza provocada por torsión es

$$f_t = \frac{(T)(C)}{J_w} = \frac{(516 \text{ lb. pulg})(1 \text{ pulg})}{10.667 \text{ pulg}^3} = 48.373 \text{ lb. pulg.}$$

Donde

$$T = (F_x)(d) = (103.136 \text{ lb})(5 \text{ pulg}) = 516 \text{ lb. pulg}$$

- ❖ La combinación vectorial de las fuerzas de unión se muestran y se determinan a continuación.



$$F = \sqrt{(f_v)^2 + (f_t)^2 + (f_f)^2}$$

$$F = \sqrt{(13 \text{ lb. pulg})^2 + (48.373 \text{ lb. pulg})^2 + (57 \text{ lb. pulg})^2}$$

$$F = 75.88 \text{ lb. pulg}$$

- ❖ El tipo propuesto de electrodo a utilizar es un E60, el cual presenta una tensión por esfuerzo de corte de 13,600 Psi y una fuerza permisible por pulgada de lado de 9,600 lb/pulg. Tal y como se presenta en la figura 3.3.48 del capítulo tres.
- ❖ El ancho mínimo del cordón del electrodo propuesto es

$$W = \frac{75.88 \text{ lb. pulg}}{9,600 \text{ lb. pulg}} = 0.008 \text{ pulg.}$$

El tamaño del electrodo comercial más próximo al valor calculado es de 3/32 pulg. Por tanto, se utilizará un electrodo E 6010 de 3/32 pulg.

k) Junta atornillada placa soporte viga

La placa soporte viga como ya se ha mencionado anteriormente estará unida por medio de pernos a una de las paredes de los perfiles estructurales de acero del transportador de cadenas, se pretende tener pernos de la misma medida en la mayoría de los componentes que integran el transportador.

El análisis para estimar el diámetro mínimo necesario del conjunto de pernos que fijarán el soporte viga se presenta a continuación.

- ❖ Se propone utilizar un conjunto de cuatro pernos distribuidos como se muestra en la siguiente figura.

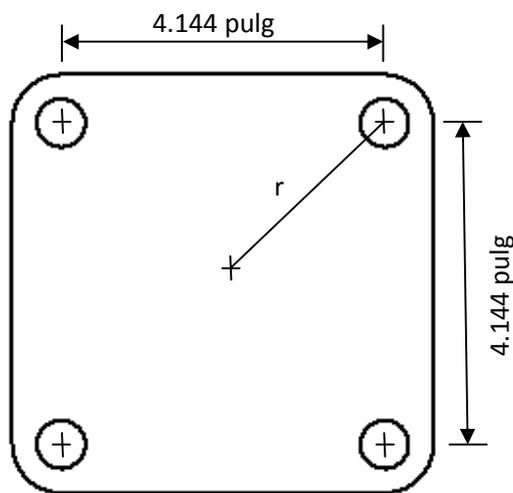


Figura 5.2.7.10.- Distribución del conjunto de pernos.

- ❖ La fuerza cortante vertical directa a la que estarán sometidos el conjunto de pernos debido al peso de los elementos que constituyen el orientador de lámparas es de aproximadamente 104 lb como se aprecia en la tabla 5.2.7.2, por tanto, la fuerza cortante vertical que actúa en cada perno es

$$f_v = \frac{V}{N^\circ \text{ de pernos}} = \frac{104 \text{ lb}}{4} = 26 \text{ lb/perno}$$

- ❖ El momento que debe resistir el conjunto de pernos será

$$M = (V) (d) = (104 \text{ lb}) (2.9 \text{ pulg}) = 302 \text{ lb.pulg}$$

- ❖ La distancia radial del centroide del conjunto de pernos hasta el centro de cada pernos es

$$r = \sqrt{(2.072 \text{ pulg})^2 + (2.072 \text{ pulg})^2} = 2.93 \text{ pulg}$$

- ❖ La suma de los cuadrados de todas las distancia radiales a cada uno de los pernos es

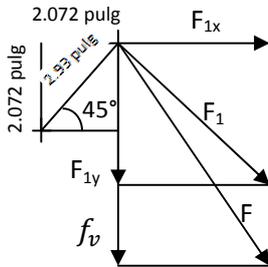
$$\sum r^2 = 4(2.93)^2 = 34.36 \text{ pulg}^2$$

Ya que en este caso los cuatro pernos estarán localizados a la misma distancia radial del centroide del conjunto de pernos.

- ❖ La fuerza necesaria que requiere cada perno para resistir el momento de flexión se puede estimar de la siguiente manera

$$F = \frac{(M)(r)}{\sum r^2} = \frac{(302 \text{ lb.pulg})(2.93 \text{ pulg})}{34.36 \text{ pulg}^2} = 26 \text{ lb}$$

- ❖ La resultante de todas las fuerzas que actúan sobre cada perno se puede calcular de la siguiente forma



$$F_{1x} = (F_1) (\text{Sen } \theta) = (26 \text{ lb}) (\text{Sen } 45^\circ) = 18.4 \text{ lb}$$

$$F_{1y} = (F_1) (\text{Cos } \theta) = (26 \text{ lb}) (\text{Cos } 45^\circ) = 18.4 \text{ lb}$$

Fuerza total en el plano vertical

$$F_{1y} + f_v = 18.4 \text{ lb} + 26 \text{ lb} = 44.4 \text{ lb}$$

La fuerza total ejercida en cada perno es

$$F = \sqrt{(F_{1x})^2 + (F_{1y} + f_v)^2} = \sqrt{(18.4 \text{ lb})^2 + (44.4 \text{ lb})^2}$$

$$F = 48 \text{ lb.}$$

- ❖ El material propuesto para la implementación de los pernos en un acero dulce con designación ASTM A307, con una tensión por esfuerzo de corte permisible $\tau_a = 10$ Ksi, como se aprecia en la figura 3.3.44 del capítulo tres.

- ❖ El área mínima necesaria que con la que debe contar cada perno será

$$A_{p/p} = \frac{F}{\tau_a} = \frac{48 \text{ lb}}{10,000 \text{ Psi}} = 4.8 \times 10^{-3} \text{ pulg}^2$$

- ❖ El diámetro necesario en cada perno es

$$D = \sqrt{\frac{(4)(A)}{\pi}} = \sqrt{\frac{(4)(4.8 \times 10^{-3} \text{ pulg}^2)}{\pi}} = 0.078 \text{ pulg} \cong \frac{3}{32} \text{ pulg}$$

El diámetro mínimo necesario por perno es de 3/32 pulgadas, ya que se pretende que los pernos del soporte de fijación del transportador de cadenas sean de la misma medida que los pernos del soporte de fijación del orientador de lámparas se propone utilizar cuatro pernos de 9/16" para sujetar la placa soporte viga, el material propuesto para la fabricación de los pernos es un acero dulce con designación ASTM A307, con una tensión por esfuerzo de corte permisible $\tau_a = 10$ Ksi, como se menciono con anterioridad.

La fuerza cortante que puede resistir cada perno de 9/16" es

$$\tau_a = \frac{V}{A_{p/p}}; \quad V = (\tau_a)(A_{p/p}) = (10,000 \text{ Psi})(0.248 \text{ pulg}^2) = 2,485 \text{ lb.}$$

Donde

$$A_{p/p} = \frac{(\pi)(D_p)^2}{4} = \frac{(\pi)(\frac{9}{16} \text{ pulg})^2}{4} = 0.248 \text{ pulg}^2$$

Por tanto, cada perno puede resistir 2,485 lb de fuerza cortante.

La fuerza cortante que será ejercida sobre los pernos de fijación estará en función del peso de los elementos que constituyen el orientador de lámparas, la tabla 5.2.7.2 muestra el peso total aproximado de los elementos mecánicos del orientador de lámparas. De esa tabla, se aprecia que la fuerza estimada a la que estará sometido cada perno será

$$F_{p/p} = \frac{V}{N^{\circ} \text{ de pernos}} = \frac{104 \text{ lb}}{4} = 26 \text{ lb}$$

Donde

F_c = Fuerza cortante ejercida por el orientador de lámparas $\cong 104$ lb.

Por tanto, el diámetro propuesto de los pernos a implementar está muy por encima del diámetro mínimo requerido para soportar la fuerza cortante ejercida por el orientador de lámparas. La figura 4.4.10.2 del capítulo cuatro muestra la distribución de los pernos de fijación también en la placa soporte viga.

La siguiente figura muestra el dibujo de ensamble del soporte de fijación para el orientador de lámparas.

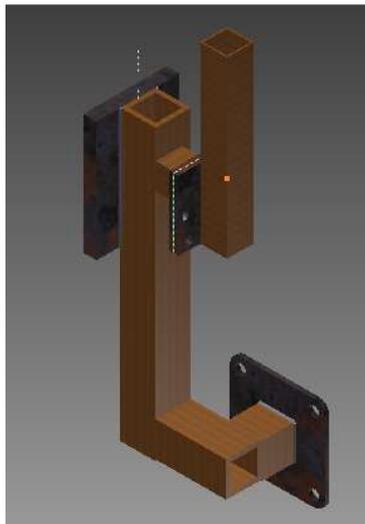


Figura 5.2.7.11.- Dibujo de ensamble del soporte de fijación.

5.2.8 Dibujos de ensamble del orientador de lámparas

Las figuras que se presentan a continuación muestran dibujos de ensamble del orientador de lámparas, los planos de fabricación de cada elemento que constituyen el orientador se presentan en el anexo C.

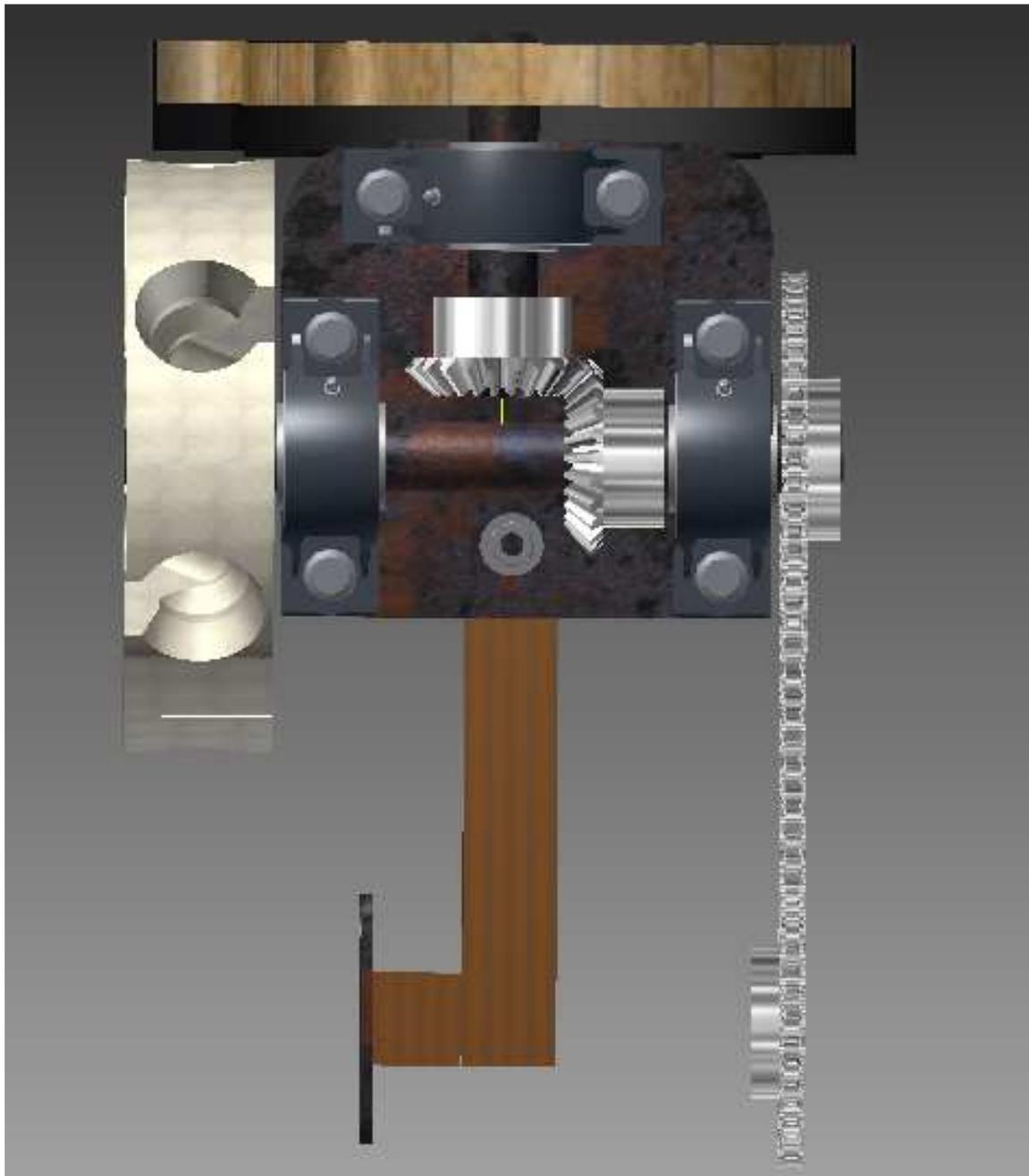


Figura 5.2.8.1.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas vista frontal.

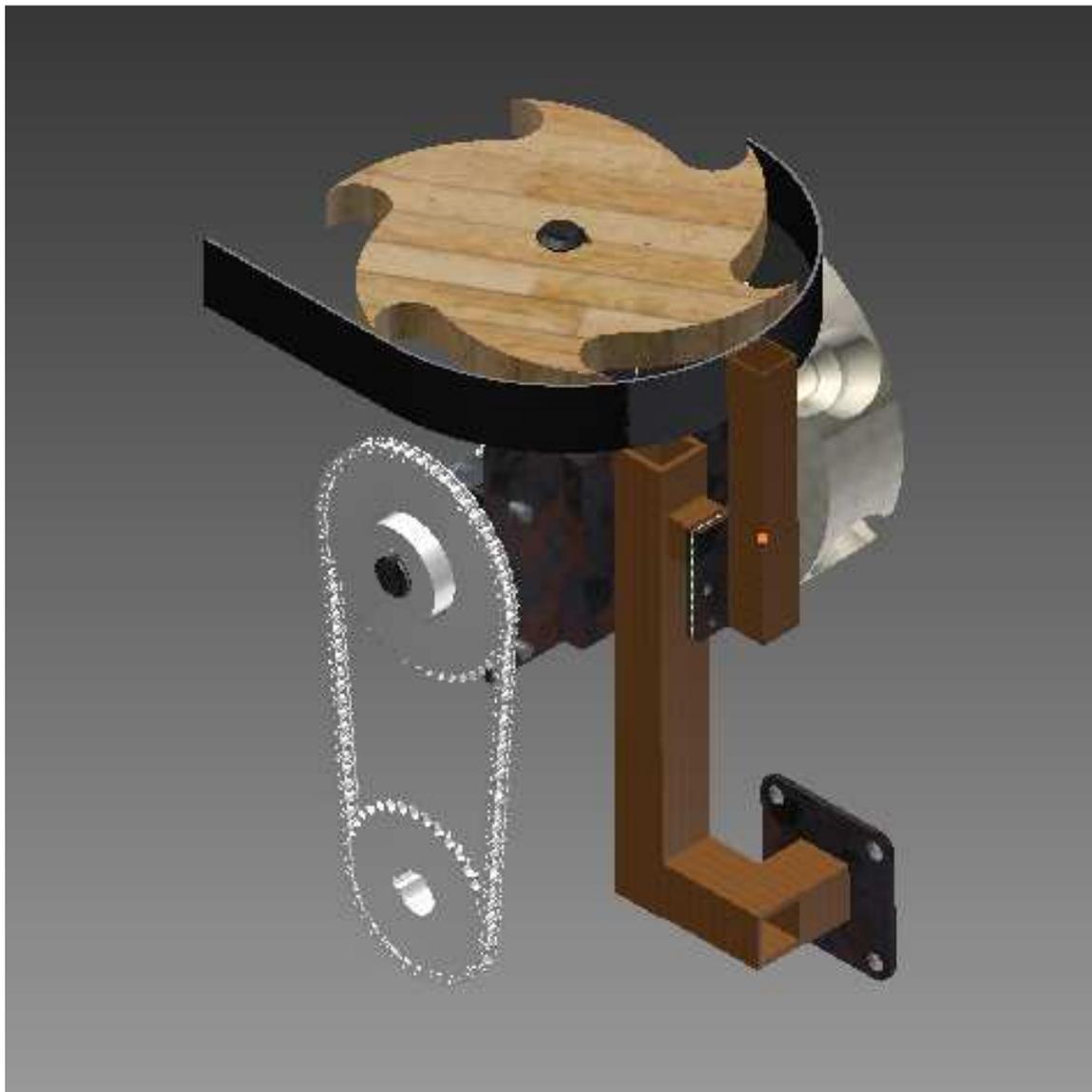


Figura 5.2.8.2.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas perspectiva soporte de fijación.

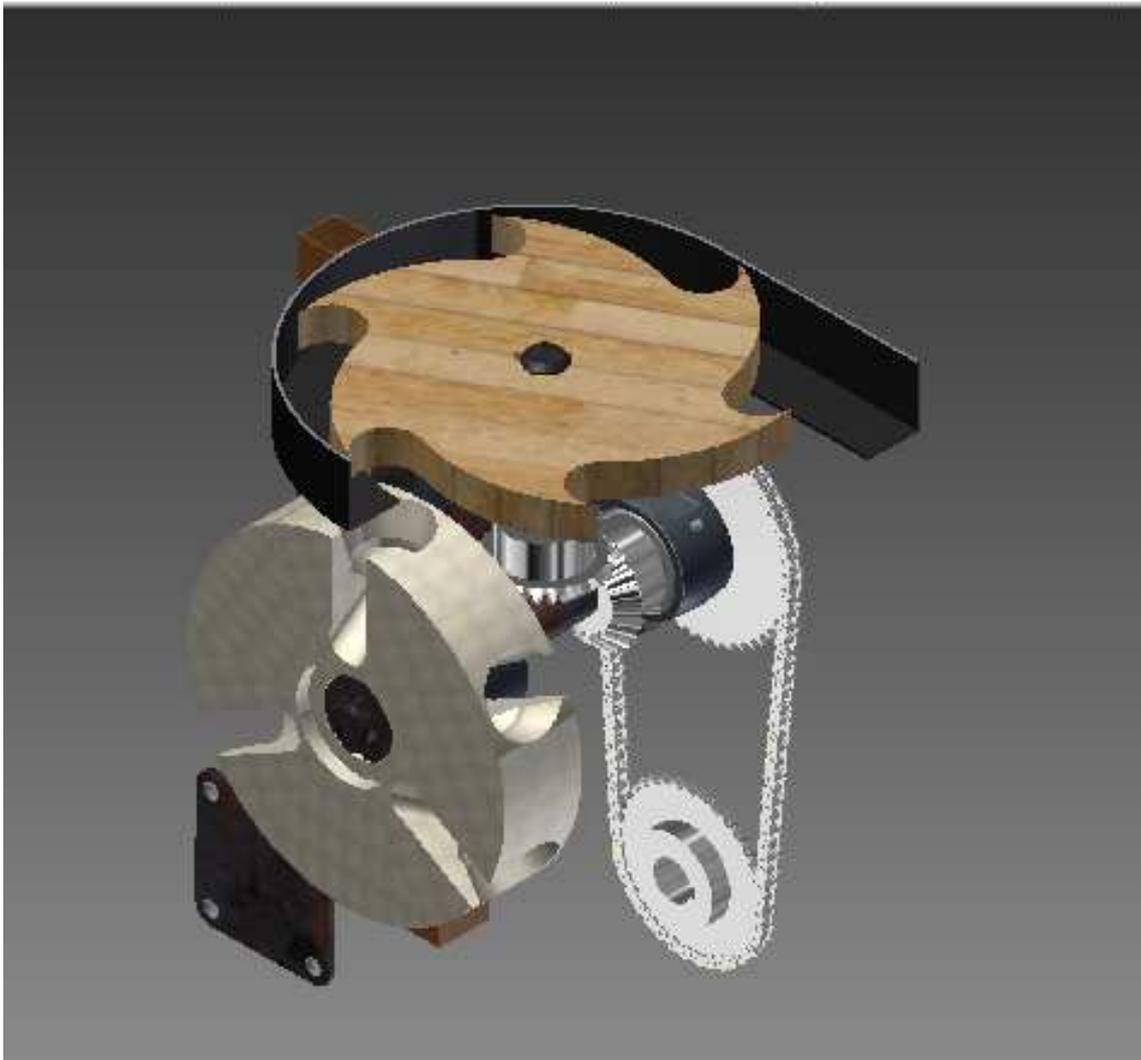


Figura 5.2.8.3.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas perspectiva guía para lámparas.

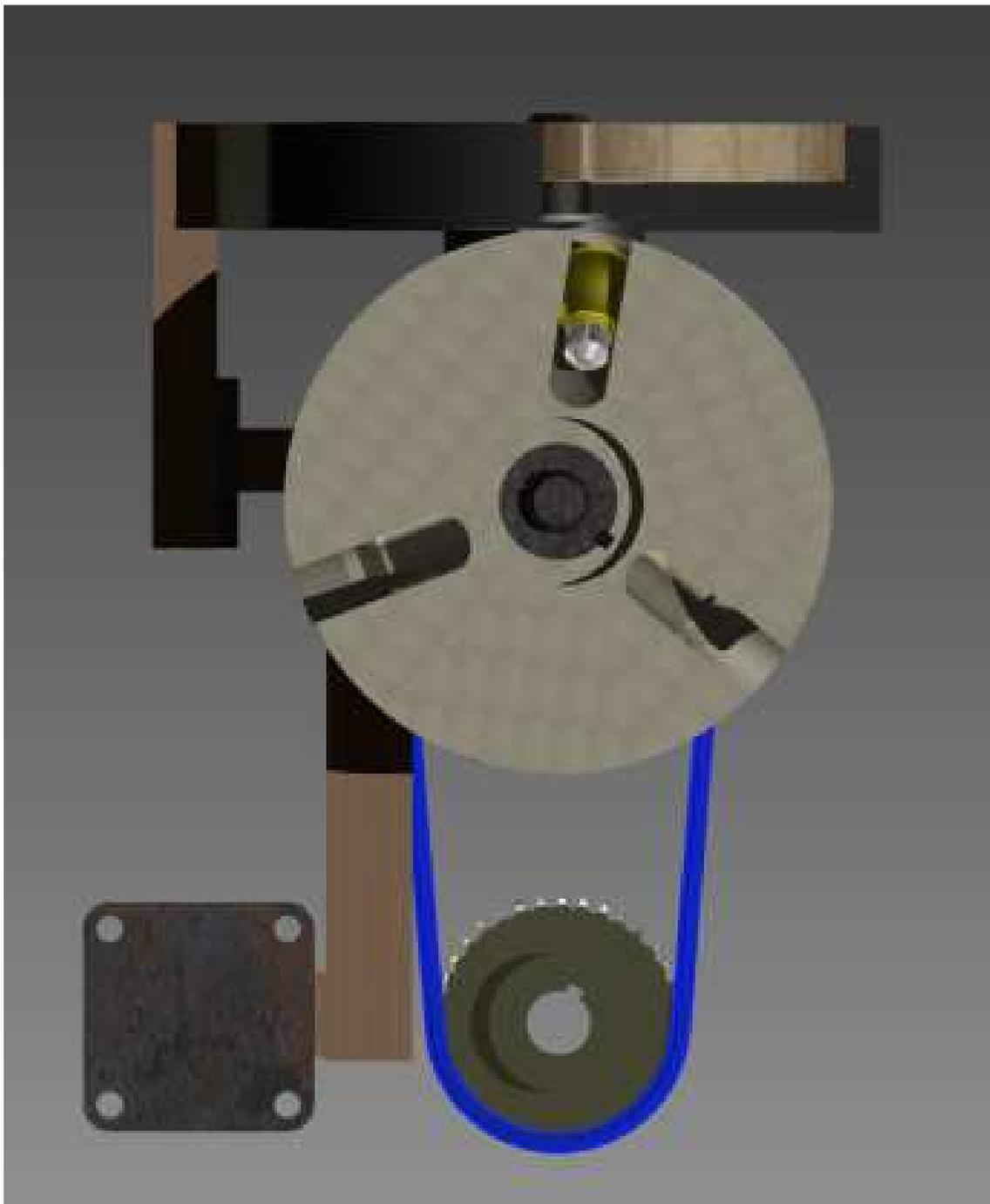


Figura 5.2.8.4.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas vista lateral con producto.

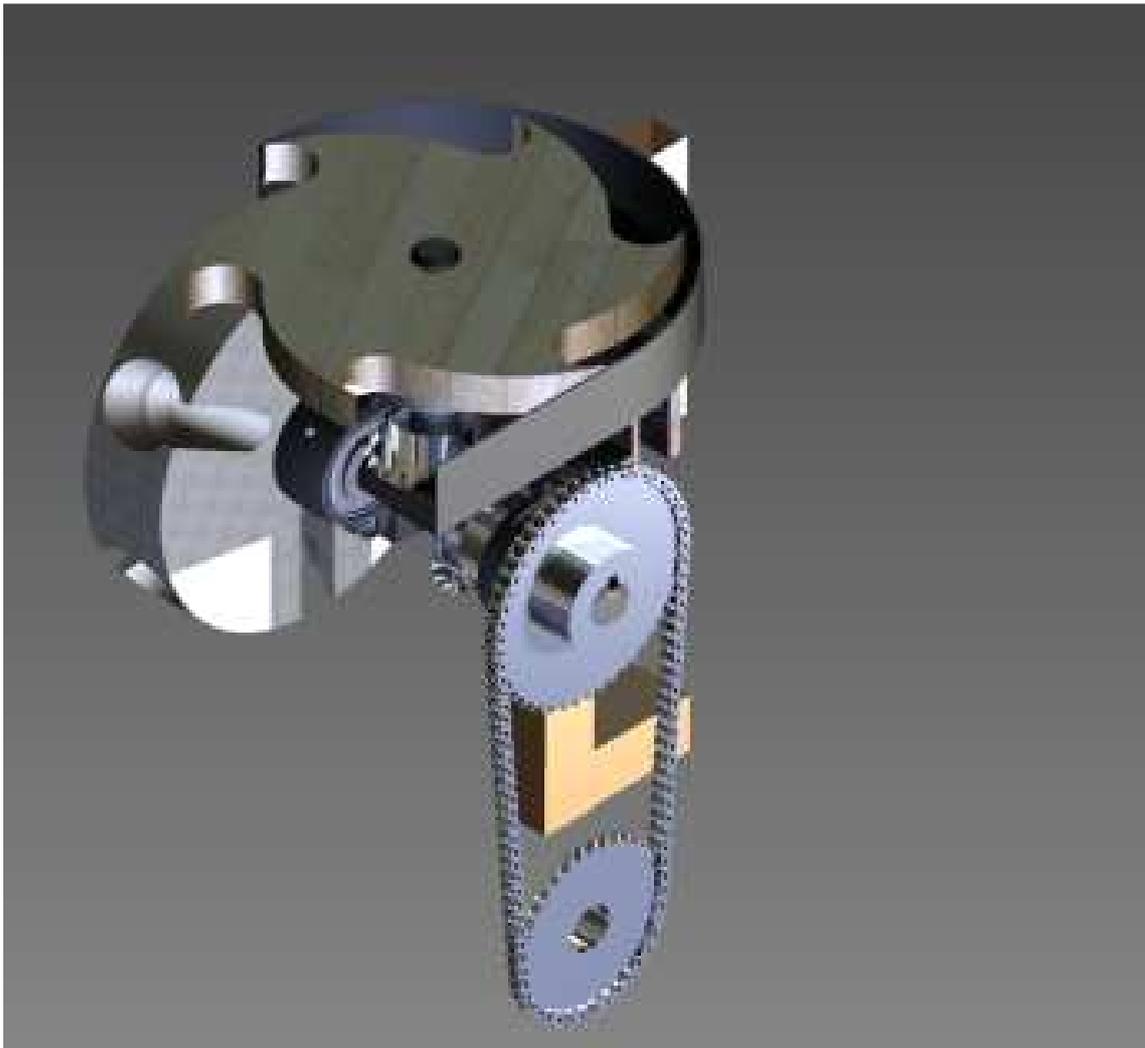


Figura 5.2.8.5.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas vista isométrica.

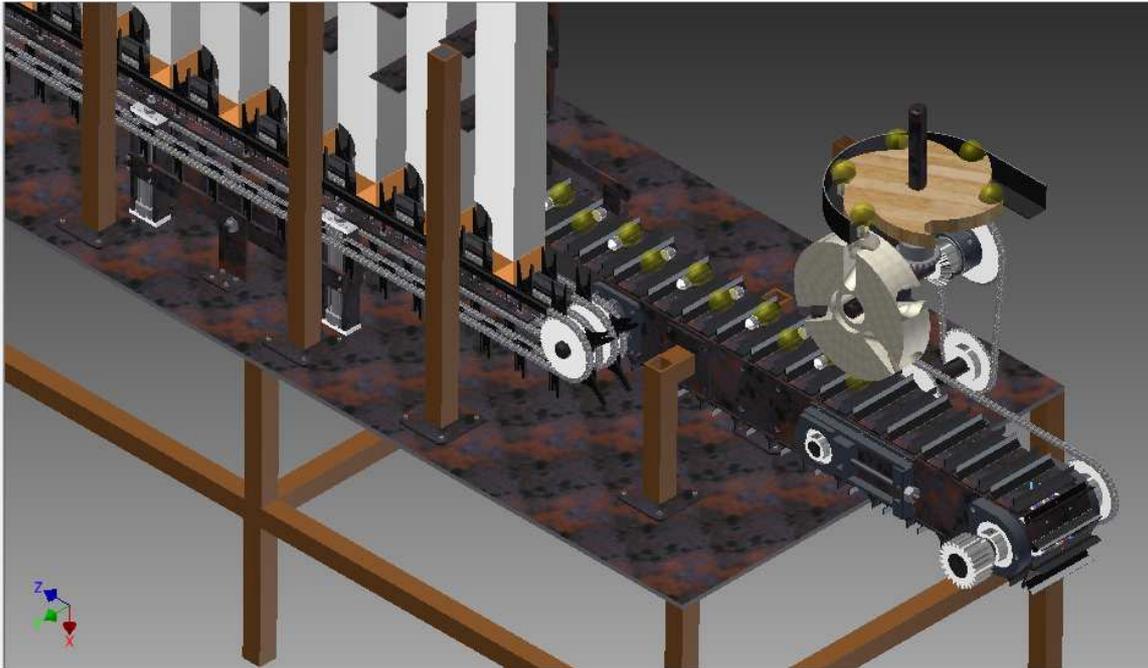


Figura 5.2.8.6.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas y transportador de cadenas.



Figura 5.2.8.7.- Dibujo de ensamble orientador de lámparas y transportador de cadenas con producto.

5.3 Sistema para la apertura de forros

Una vez que los forros se encuentren en los acumuladores y el transportador de cadenas se encuentre detenido, entrará en acción el sistema de apertura de forros, el cual está compuesto por una guía que contiene un arreglo de nueve ventosas y produce vacío al entrar en contacto con la superficie de una de las caras del forro.

El arreglo de ventosas junto con la guía serán impulsadas hacia arriba y hacia abajo por medio de dos cilindros, cuyas características se presentan en el capítulo 6, debido a que el tiempo de vida útil de los accesorios neumáticos es prolongado y la empresa cuenta con servicio de aire de alta presión se ha decidido utilizar elementos neumáticos para el desempeño de esta actividad.

Cabe resaltar que el sistema de apertura de forros solo entrará en acción siempre que el transportador de cadenas este detenido y no sea activado algún paro de emergencia.

5.3.1 Componentes mecánicos

a) Placa base

Esta placa es la base donde estará colocado el arreglo constituido por los cilindros conectores y las ventosas, estará unida por medio de tuercas a los vástagos de los dos cilindros neumáticos, la distancia entre barrenos con la que se ha diseñado esta placa está en función de la distancia que existe entre dos acumuladores consecutivos, el material con el que se será fabricada es acero dulce AISI 1018 de $\frac{1}{4}$ ". La siguiente figura muestra el diseño de la placa base, su plano de fabricación se presenta en el anexo F.3.



Figura 5.3.1.1.- Diseño de la placa base.

b) Cilindros conectores

Se utilizará un total de nueve cilindros conectores que estarán montados sobre la placa base, su función será transmitir el vacío que se genera desde la parte inferior hasta la parte superior donde estarán roscadas las ventosas de sujeción, la longitud con la que han

sido diseñados estos cilindros ha servido para reducir la carrera de los cilindros neumáticos seleccionados, reduciendo el tiempo de operación de estos.

El material con el que serán fabricado los nueve cilindros conectores requeridos es de acero dulce redondo AISI 1018 de 5/16 pulgadas, la siguiente figura muestra el diseño del cilindro conector, su plano de fabricación se presenta en el anexo F.1.



Figura 5.3.1.2.- Diseño del cilindro conector.

c) Ventosas

Un total de nueve ventosas serán parte del arreglo para la apertura de forros, cada ventosa estará localizada en uno de los extremos de los cilindros conectores, al generar el vacío la ventosa de sujeción tomará al forro por una de sus caras. Las ventosas que serán implementadas para este sistema son de la marca FESTO con número de parte ESS-30-SN.

La siguiente figura muestra la ventosa seleccionada, en la sección 6.3 del capítulo 6 se presenta las principales características y los componentes neumáticos para el correcto funcionamiento de este elemento.

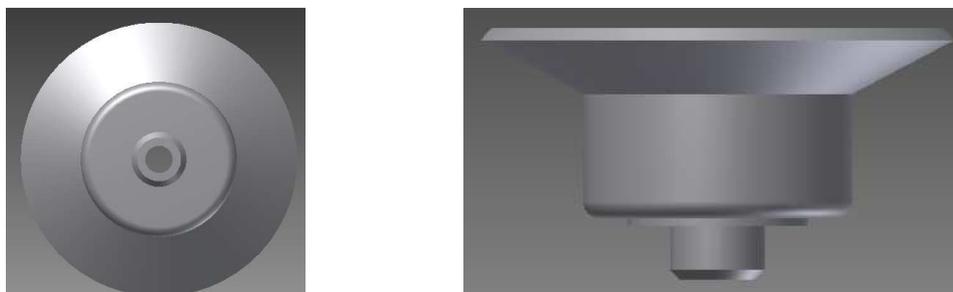


Figura 5.3.1.3.- Ventosas seleccionada marca FESTO.

- d) Análisis de momento máximo generado por la placa base, los cilindros conectores y las ventosas

El análisis del momento máximo generado por la placa base, los cilindros conectores y las ventosas, se utiliza como parte de la selección del tipo de cilindro neumático a implementar, debido a que el fabricante en sus hojas características de producto reporta el momento máximo que el vástago de un cilindro neumático puede resistir sin comenzar a rotar, así como la fuerza máxima que puede resistir para operar de manera normal. Las características de los cilindros neumáticos seleccionados se presentan en la sección 6.3 del capítulo 6.

El análisis del momento máximo generado que se presenta a continuación ha sido realizado en función del peso y la longitud de la placa base, el peso de los cilindros conectores y ventosas de sujeción. Para este análisis se ha considerado que ninguno de estos elementos estará sometido a ningún otro tipo de fuerza, ya que la función de este sistema solo es la sujeción de forros.

Se ha considerado además a la placa base como una viga simplemente apoyada, ya que estará fija a los vástagos de dos cilindros neumáticos, el momento flexionante máximo generado por la placa base, los cilindros conectores y las ventosas en los vástagos de los cilindros se puede obtener por medio del diagrama de momento flexionante como se presenta en las siguientes figuras.

Las fuerzas y reacciones generadas en la placa base y en los vástagos de los cilindros neumáticos se presentan en la siguiente figura, donde $P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_6 = P_7 = P_8 = P_9 = 0.174 \text{ lb}$ y $W_1 = 4.762 \text{ lb}$.

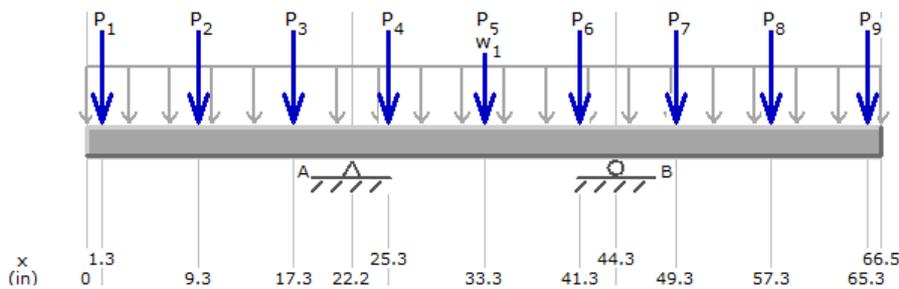


Figura 5.3.1.4.- Fuerzas y reacciones generadas por la placa base.

El diagrama de momento flexionante es el siguiente

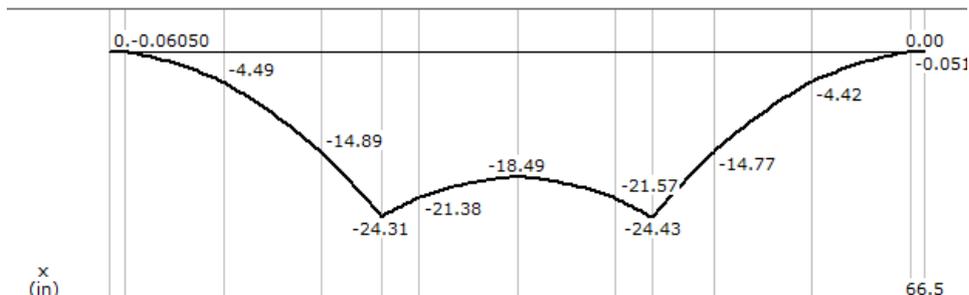


Figura 5.3.1.5.- Diagrama de momento flexionante.

El momento máximo se presenta en el punto donde la placa base estará fija al vástago de uno de los cilindros neumáticos con un valor de 24.43 lb.in y la reacción máxima es de 3.17 lb. Estos valores han sido considerados para la selección del tipo de cilindro neumático a implementar.

e) Elementos de fijación

El sistema de apertura de forros cuenta con correderas en su base para poder ajustar la distancia ideal entre la superficie de la ventosa y la parte inferior de la guía donde asientan los forros una vez que estos han sido abiertos y sostenidos por la pinzas del transportador de cadenas.

Los elementos de fijación para los cilindros neumáticos con los que contará este sistema son:

- Corredera
- Placa central
- Placa central derecha
- Placa de fijación lateral
- Placa de fijación lateral derecha

El material con el que serán fabricados estos elementos es acero dulce AISI 1018 de 3/8 de pulgada. Los planos de fabricación de estos elementos se presentan en el anexo F.

f) Dibujos de ensamble del sistema para la apertura de forros

Las figuras que se presentan a continuación muestran dibujos de ensamble del sistema para la apertura de forros.

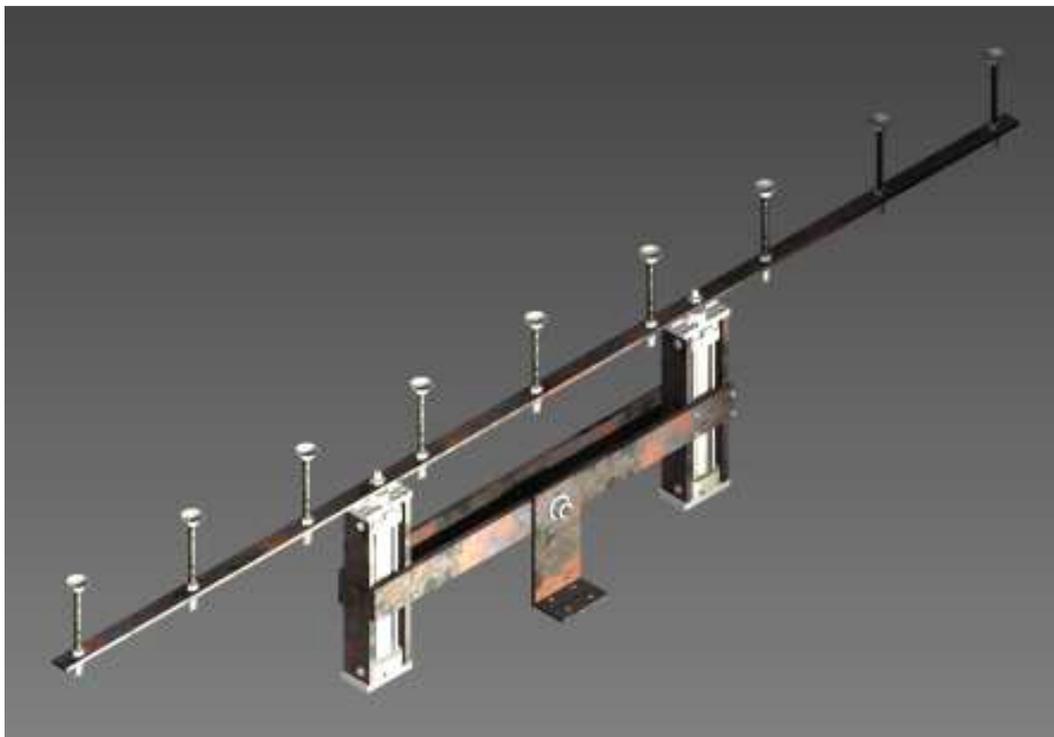


Figura 5.3.1.6.- Dibujo de ensamble del sistema para la apertura de forros.

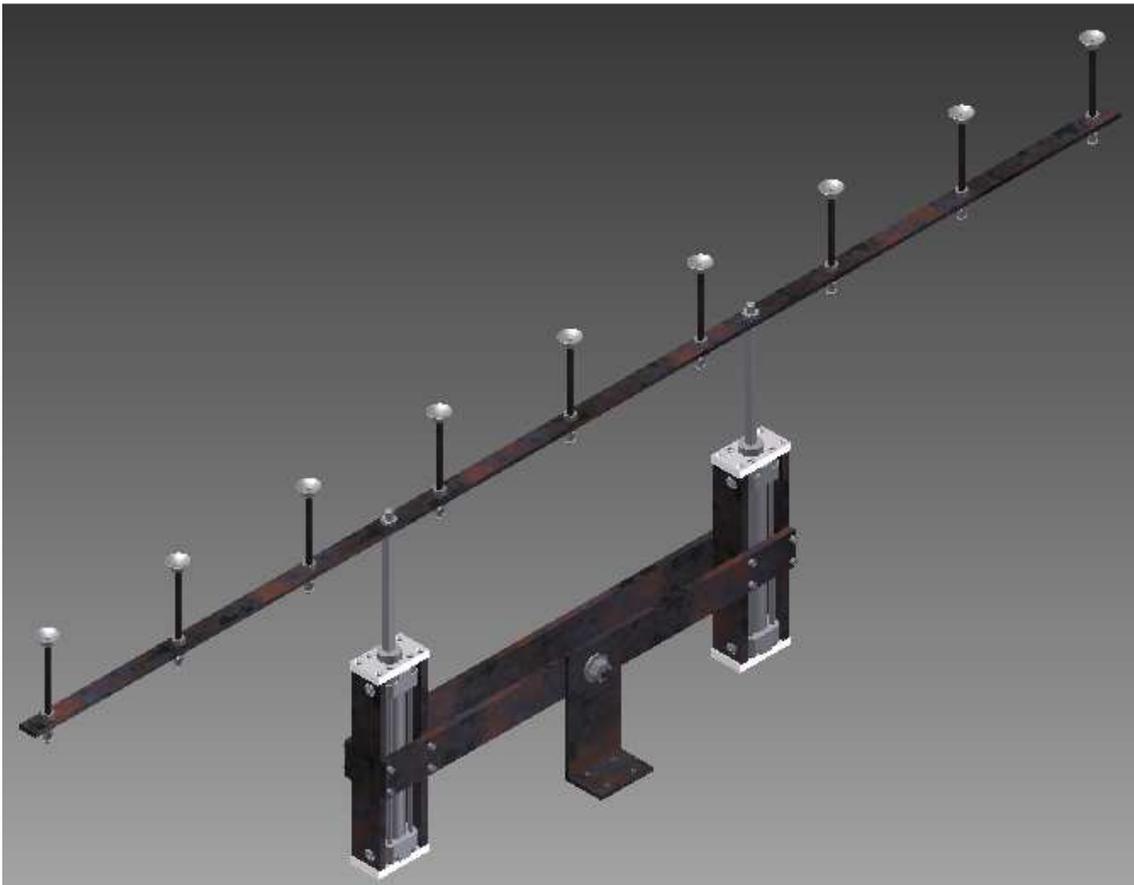


Figura 5.3.1.7.- Dibujo de ensamble del sistema para la apertura de forros vástagos extendidos.

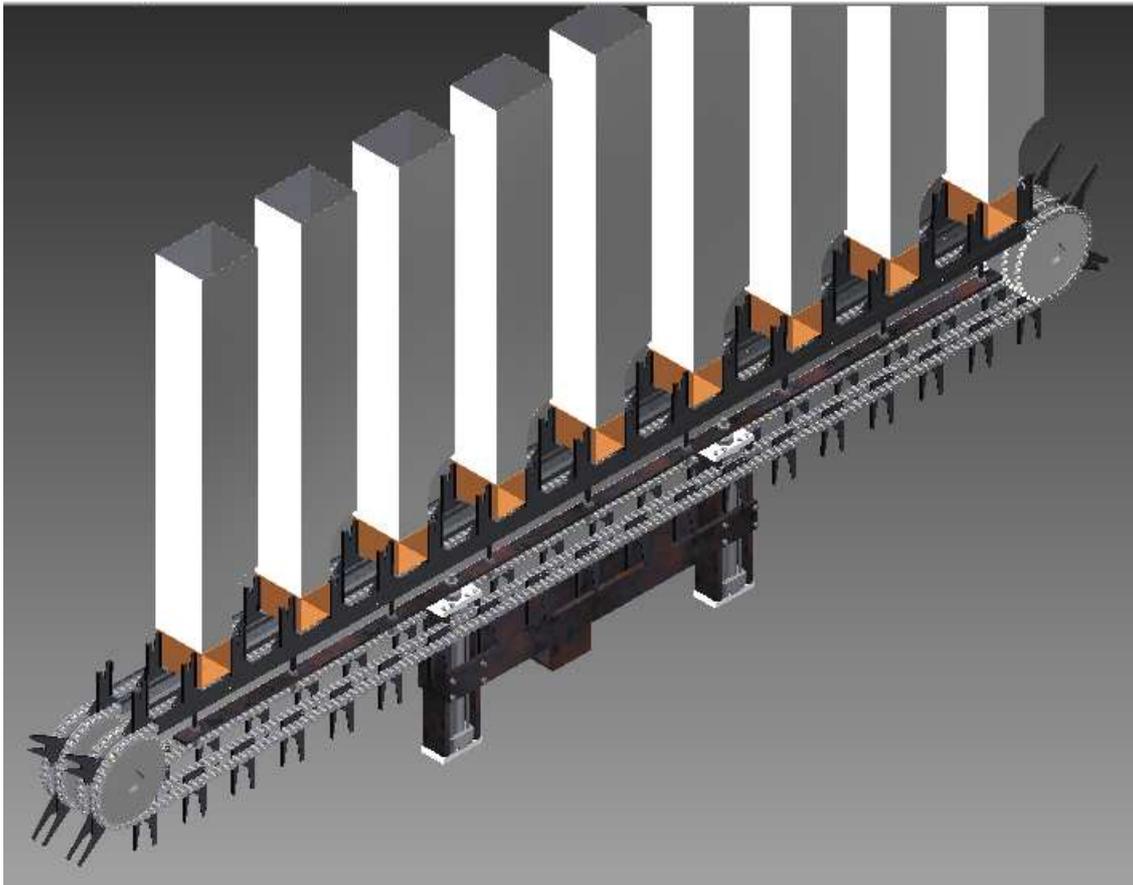


Figura 5.3.1.8.- Dibujo de ensamble del sistema para la apertura de forros y acumuladores.

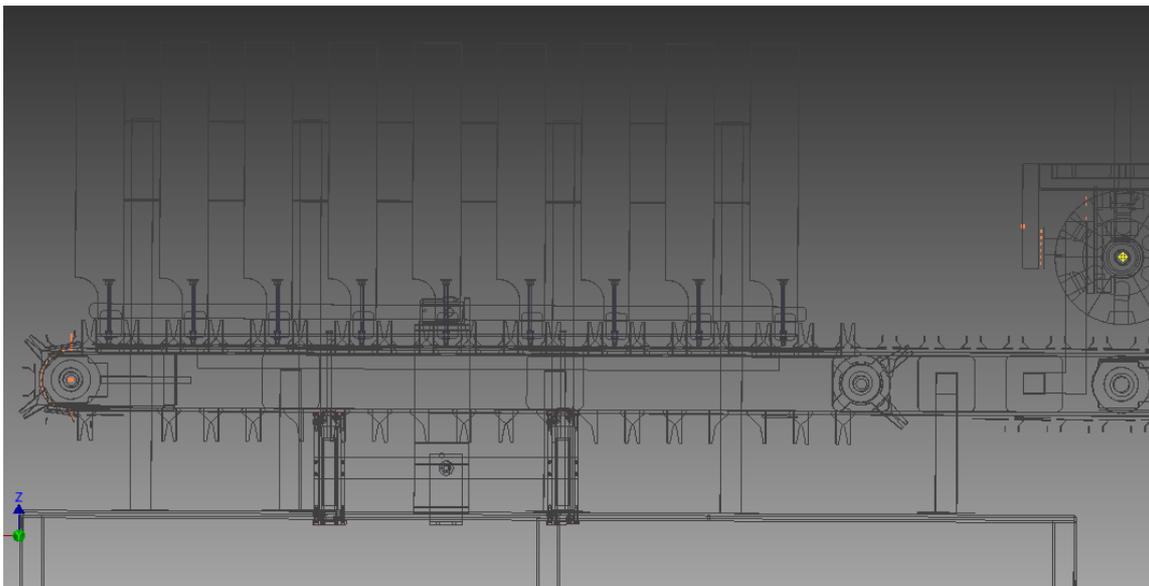


Figura 5.3.1.9.- Dibujo de ensamble del sistema para la apertura de forros y transportador de cadenas.

5.4 Sistema de inserción de lámparas en forros

El sistema de inserción de lámparas tiene la función de introducir las lámparas que se encuentran en el transportador de cadenas a los forros abiertos, al igual que el sistema de apertura de forros, este sistema solo entrará en funcionamiento en el caso en que se encuentre detenido el transportador de cadenas.

5.4.1 Componentes mecánicos

a) Guía para la inserción de lámparas

La guía para la inserción de lámparas entrará en contacto con las lámparas que se encuentren en el transportador de cadenas, contará con un conjunto de nueve paletas soldadas con electrodo E6010 de 3/32" para poder empujar las lámparas hasta el forro abierto de manera segura, la guía estará unida por medio de pernos al vástago del cilindro neumático que le proporcionará el avance y retroceso requerido.

El material para la elaboración de esta guía es acero dulce AISI 1018 de 1/4". La siguiente figura muestra el diseño de la guía para la inserción de lámparas, su plano de fabricación se presenta en el anexo G.1.

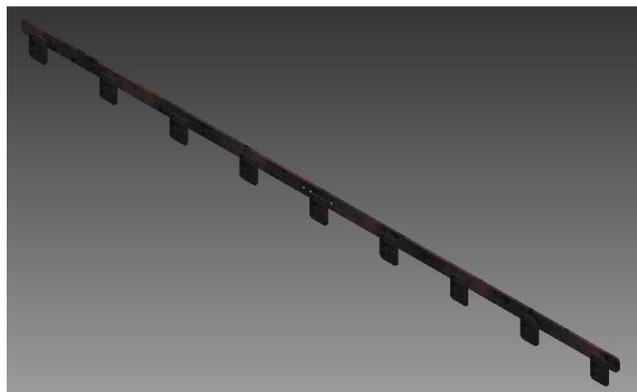


Figura 5.4.1.1.- Diseño de la guía para la inserción de lámparas.

b) Análisis del momento máximo generado por la guía

El análisis del momento máximo generado por la guía se utiliza como parte de la selección del tipo de cilindro neumático a implementar, debido a que el fabricante en sus hojas características de producto reporta el momento máximo que el vástago de un cilindro neumático puede resistir sin comenzar a rotar, así como la fuerza máxima que puede resistir para operar de manera normal. Las características del cilindro neumático seleccionado se presenta en la sección 6.4 inciso a) del capítulo 6.

El análisis del momento máximo generado que se presenta a continuación ha sido realizado en función del peso y la longitud de la guía, se ha considerado que ninguna de las paletas estará sometida a ningún tipo de fuerza salvo la de empuje, ya que la función de este sistema solo es la inserción de lámparas.

Se ha considerado además a la guía como una viga simplemente apoyado, ya que estará fija al vástago del cilindro neumático por medio de dos pernos, las siguientes figuras muestran los diagramas de momento flexionante y fuerza cortante.

Las fuerzas y reacciones generadas en la guía y en el vástago del cilindro neumático se presentan en la siguiente figura, donde $W_1 = 8.18 \text{ lb}$.

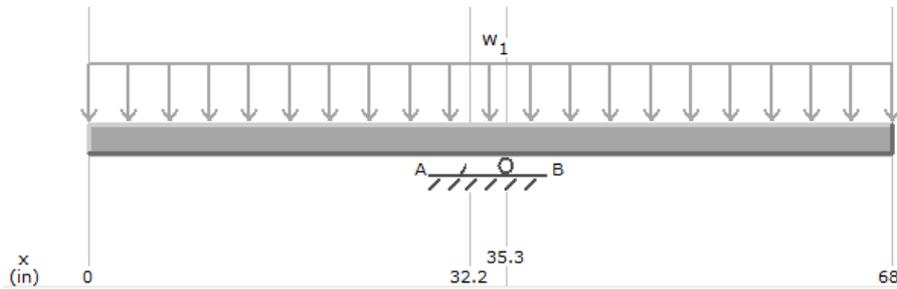


Figura 5.4.1.2.- Fuerzas y reacciones generadas por la guía.

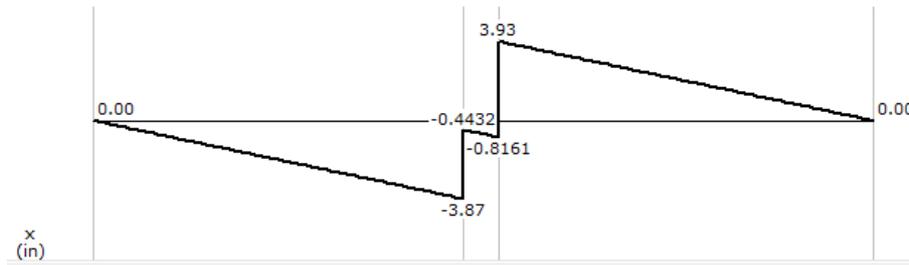


Figura 5.4.1.3.- Fuerza cortante generada en el perno de sujeción.

Del diagrama anterior se observa que la fuerza cortante a la que estará sometido el perno de sujeción que fija la guía con el vástago del cilindro neumático tiene una magnitud de 3.87 lb . La siguiente figura muestra el diagrama de momento flexionante.

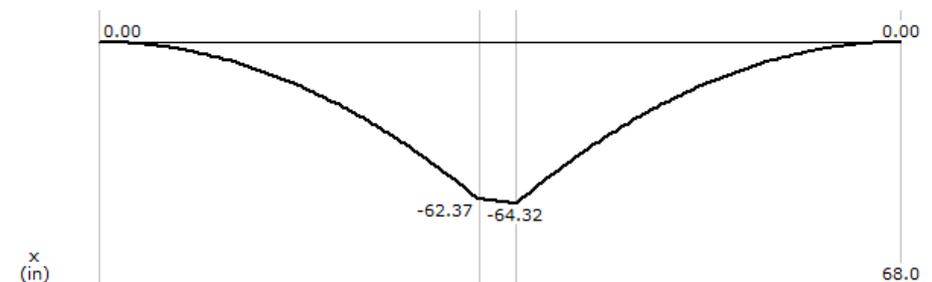


Figura 5.4.1.4.- Diagrama de momento flexionante.

El momento máximo se presenta en el punto donde estará localizado el segundo perno de fijación del cilindro neumático con un valor de $64.32 \text{ lb}\cdot\text{in}$ y una reacción máxima de 4.75 lb . Estos valores han sido considerados para la selección del tipo de cilindro neumático a implementar.

c) Elementos de fijación

El sistema de inserción de lámparas cuenta con correderas en su base para poder ajustar la distancia y altura ideal entre la superficie exterior de la guía y la distancia de carrera del vástago del cilindro que estará paralelo con la superficie frontal de las caras de los acumuladores de forros. Los elementos de fijación para el cilindro neumático con el que contará este sistema son:

- Placa base corredera
- Placa base unión
- Placa base
- Placa lateral
- Placa soporte corredera

El material con el que serán fabricados estos elementos es acero dulce AISI 1018 de $\frac{1}{2}$ ". Los planos de fabricación de estos elementos se presentan en el anexo G.

d) Dibujos de ensamble del sistema de inserción de lámparas

Las figuras que se presentan a continuación muestran dibujos de ensamble del sistema de inserción de lámparas.

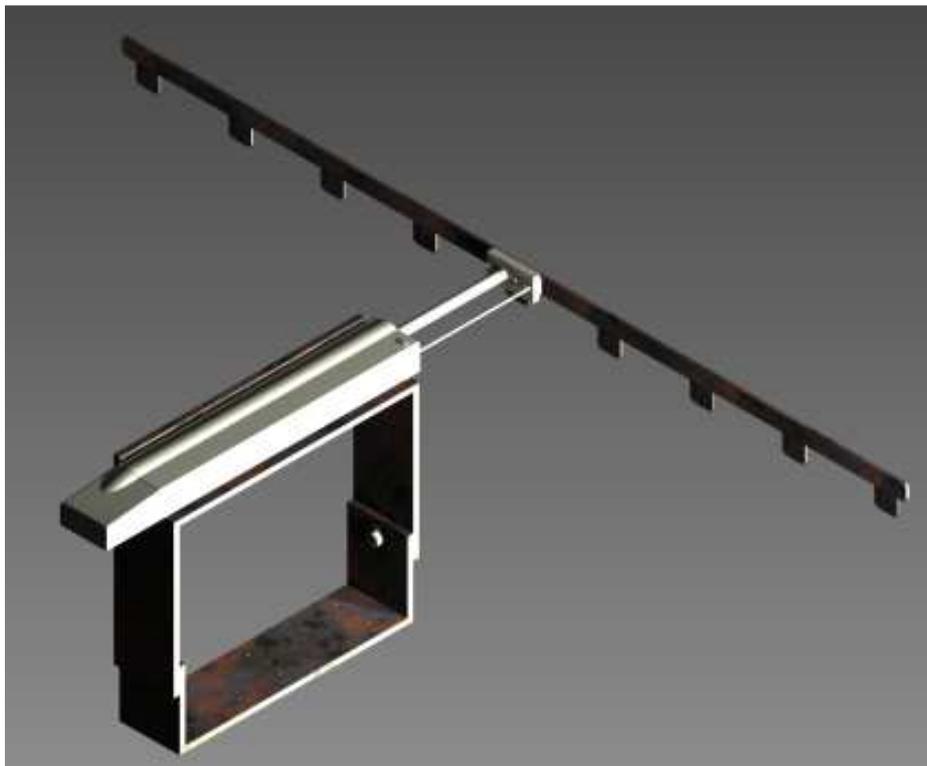


Figura 5.4.1.5.- Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas.

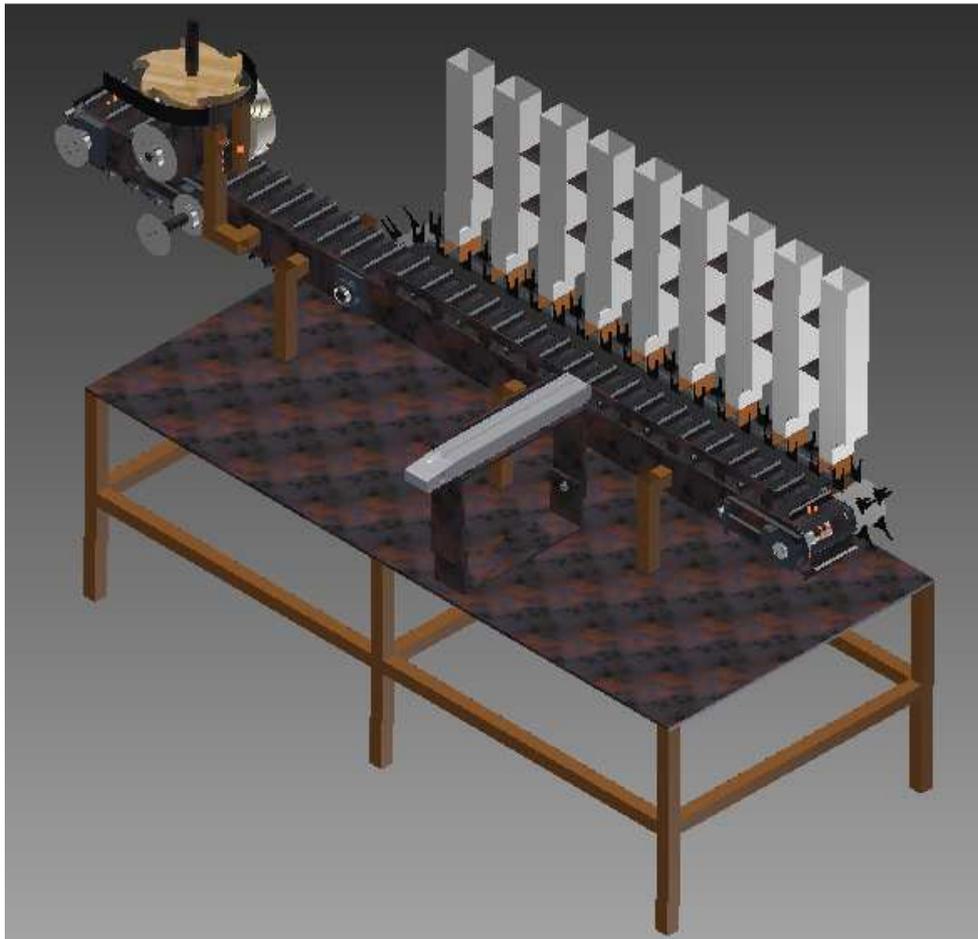


Figura 5.4.1.6.- Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas en transportador de cadenas.

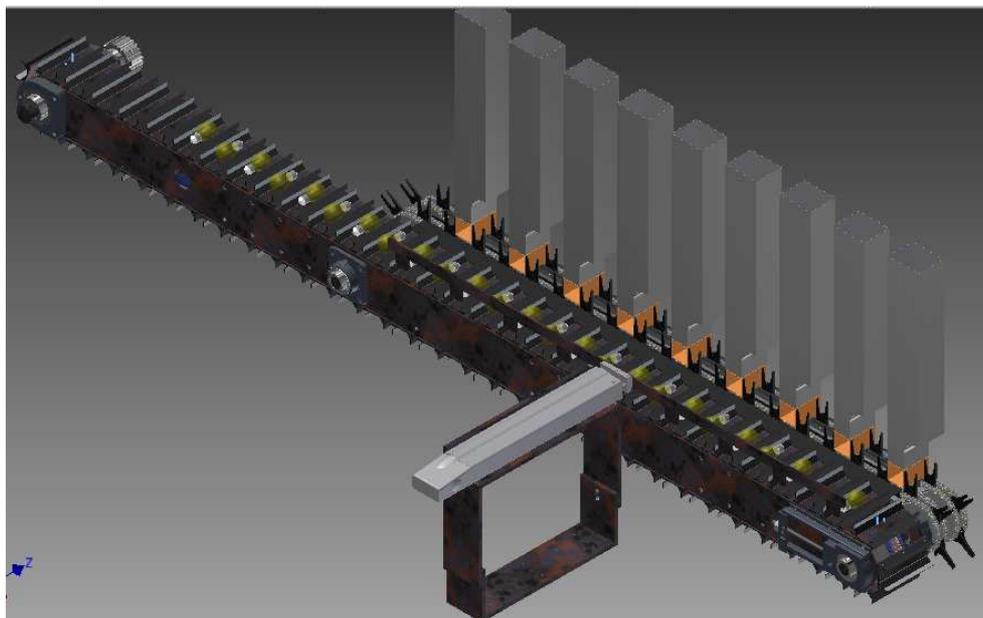


Figura 5.4.1.7.- Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas en transportador de cadenas con producto.

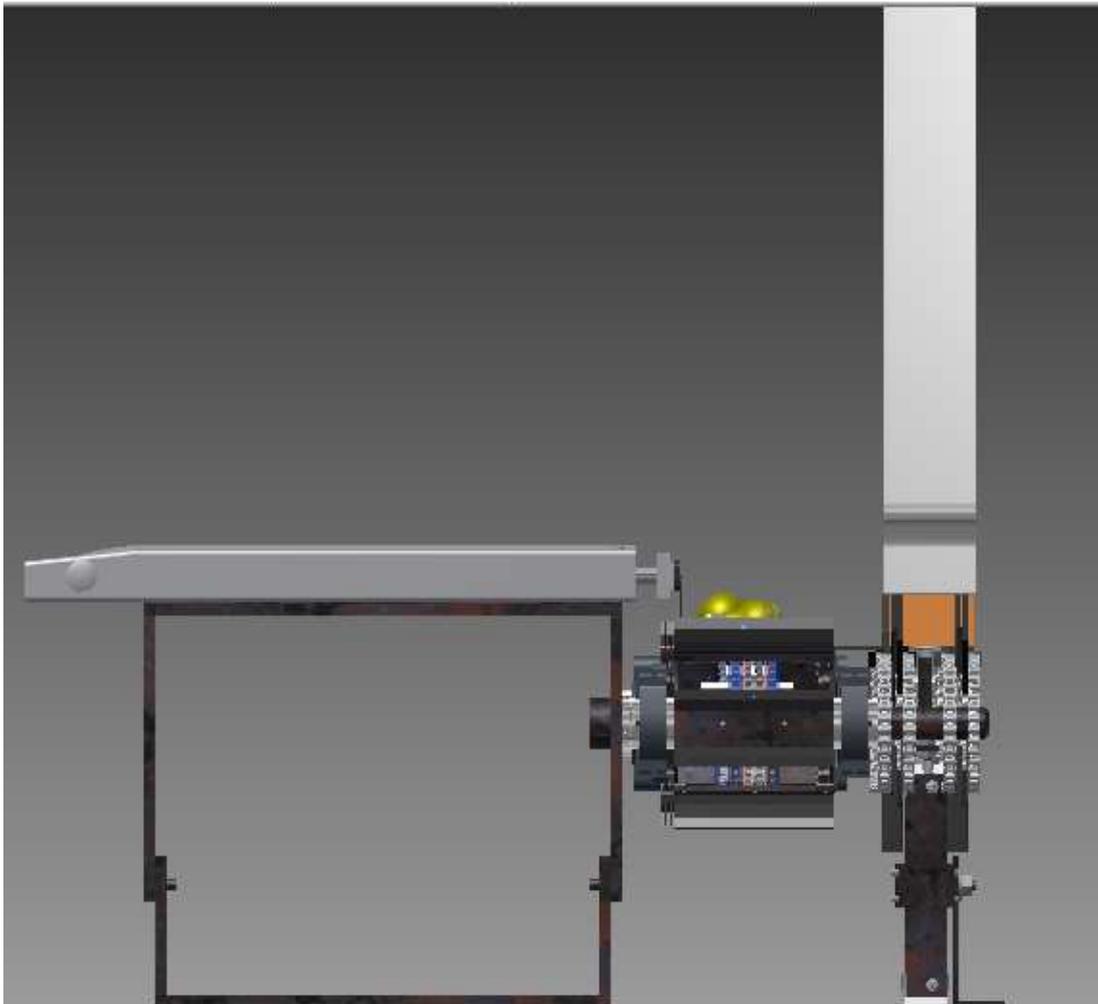


Figura 5.4.1.8.- Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas en transportador de cadenas vista lateral.



Figura 5.4.1.9.- Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas en transportador de cadenas vista posterior.

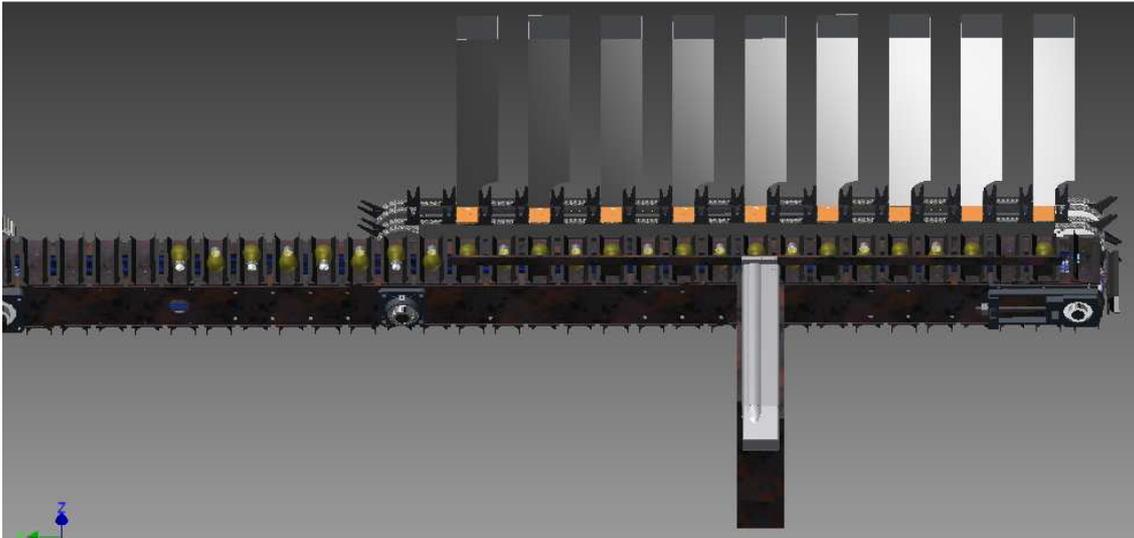


Figura 5.4.1.10.- Dibujo de ensamble del sistema de inserción de lámparas en transportador de cadenas vista frontal.

5.5 Dibujos de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes

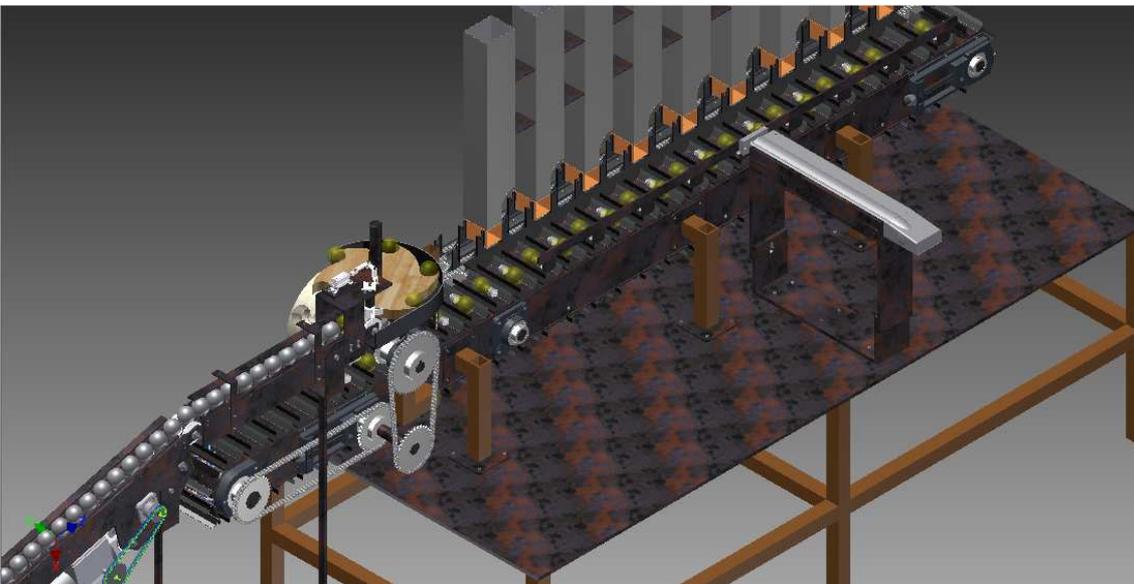


Figura 5.5.1.- Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, perspectiva inserción de lámparas.

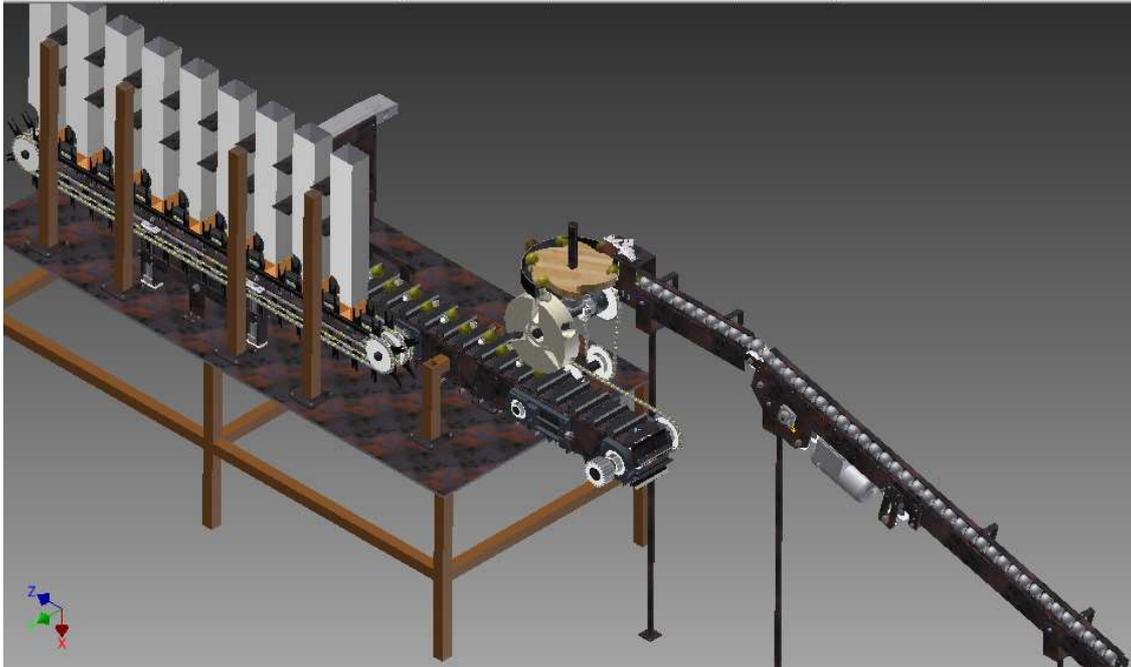


Figura 5.5.2.- Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, perspectiva acumuladores de forros.

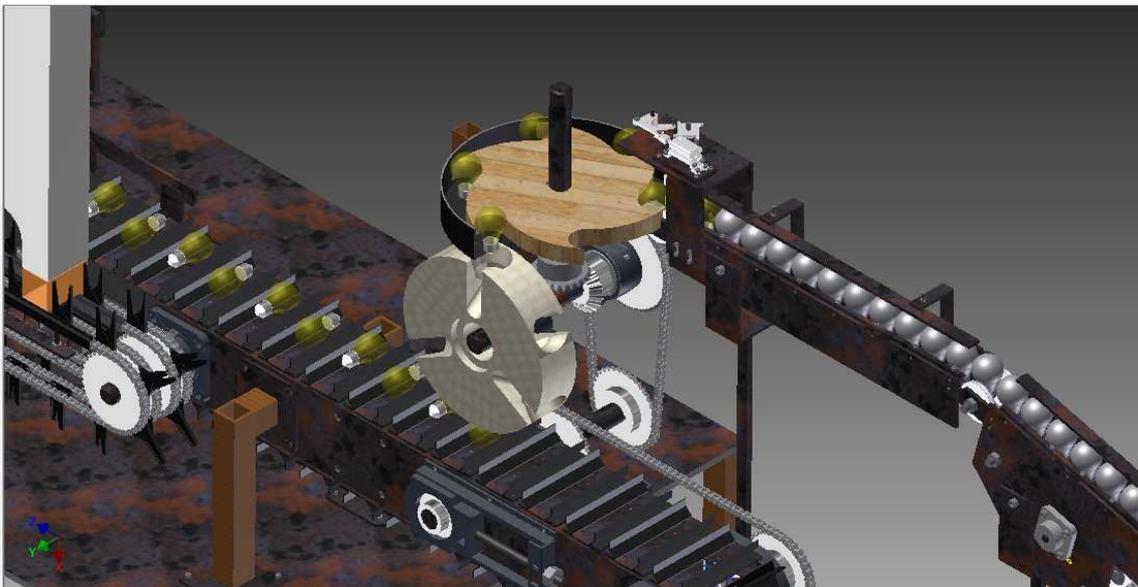


Figura 5.5.3.- Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, perspectiva discos dosificadores.

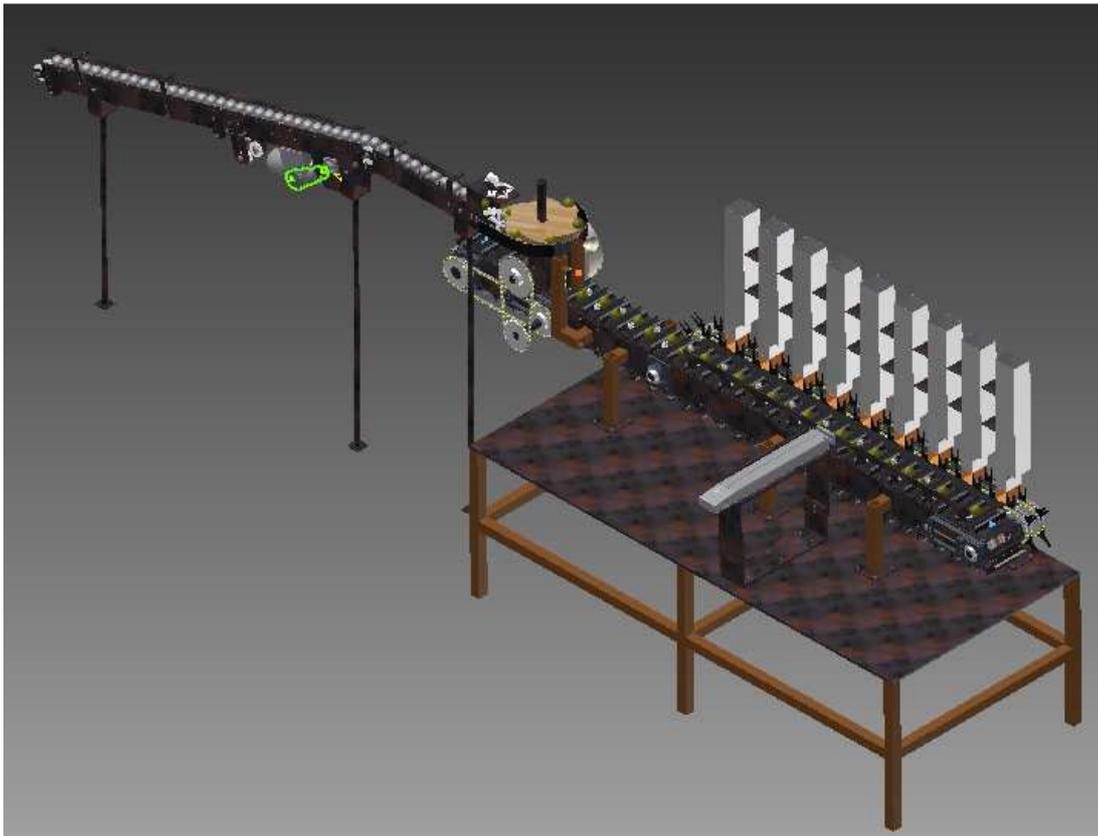


Figura 5.5.4.- Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, perspectiva transportador de ligas.

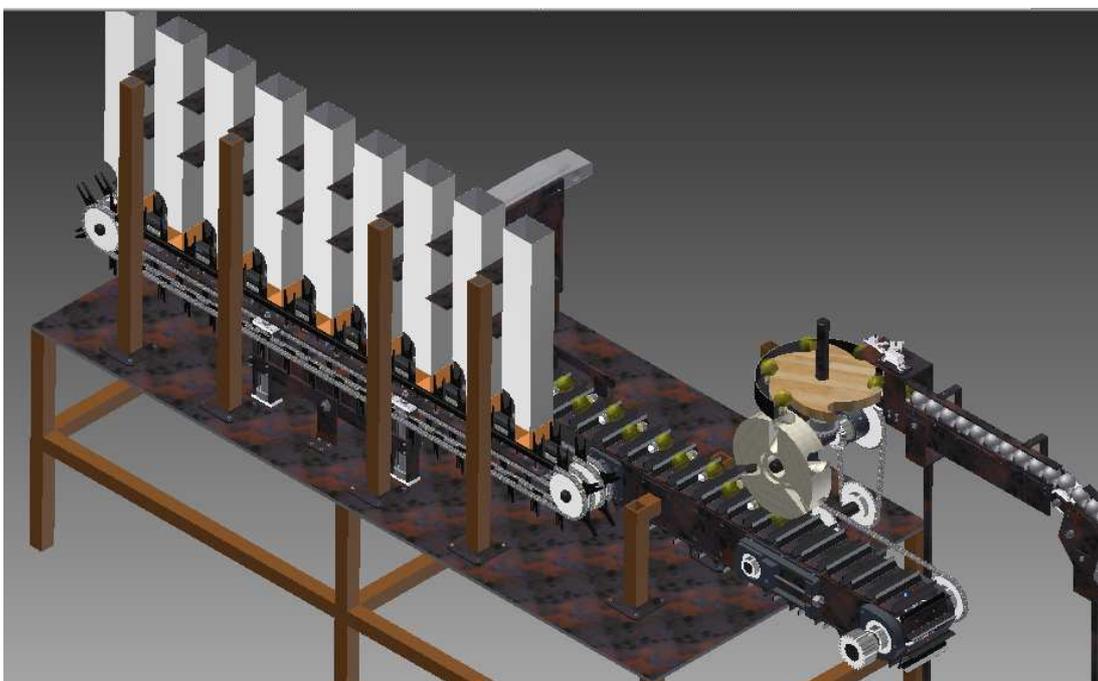


Figura 5.5.5.- Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, perspectiva apertura de forros.

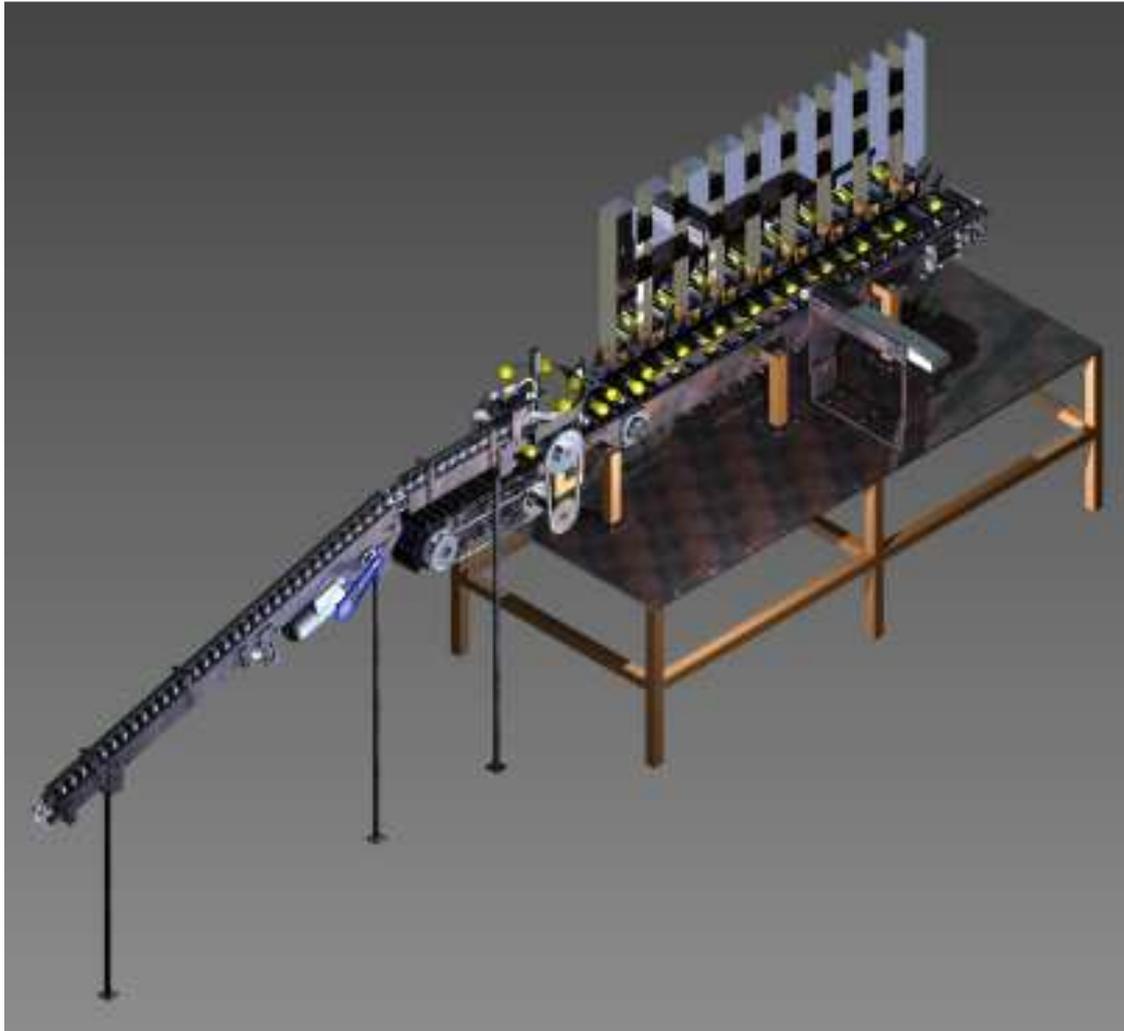


Figura 5.5.6.- Dibujo de ensamble del diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes, vista isométrica.

5.6 Sumario

Este capítulo ha presentado la última parte del diseño a detalle, correspondiente a las partes mecánicas estáticas y dinámicas que conforman el sistema global. En este último capítulo de la tercera etapa de la metodología de diseño a implementar se han analizado las partes más críticas de los elementos que corresponden a los subsistemas que estarán interactuando directamente con el subsistema del transportador de cadenas, así como las velocidades requeridas para el subsistema dosificador de lámparas.

En este capítulo, así, como en los dos capítulos anteriores, se han dado las pautas para seleccionar los componentes neumáticos y electrónicos necesarios para que todos los subsistemas pueden trabajar de manera sincronizada.

6

COMPONENTES NEUMÁTICOS Y ELECTRÓNICOS

Este capítulo presenta las principales descripciones y características de las diferentes partes neumáticas y electrónicas que conforman el transportador de ligas, el dosificador de lámparas, el transportador de cadenas, el sistema para la apertura de forros y el sistema para la inserción de lámparas en forros que constituyen el sistema empacador de lámparas incandescentes.

6 COMPONENTES NEUMÁTICOS Y ELECTRÓNICOS

Los elementos mecánicos móviles del sistema empacador de lámparas incandescentes serán manipulados neumática y electrónicamente, la fuerza requerida para mover los elementos neumáticos será abastecida por la red de aire a alta presión con el que cuenta la compañía.

El tiempo y dirección del flujo de aire será controlado electrónicamente, así como también, la aceleración, el arranque, el paro de los motores eléctricos, las alarmas sonoras, luminosas y los paros de emergencia de todo el sistema, la tensión de alimentación requerida por los componentes electrónicos será abastecida por la red eléctrica con la que cuenta la compañía.

El buen diseño de los elementos mecánicos que constituyen un sistema es de suma importancia, una vez que el diseño mecánico ha concluido es parte vital el controlar y manipular los elementos mecánicos del sistema, ya que de no existir un control en la manipulación de tales elementos el sistema no llevará a cabo las tareas requeridas.

En este trabajo los elementos mecánicos están diseñados para operar de manera conjunta con elementos neumáticos y electrónicos, por tanto, el control del sistema propuesto no solo será mecánicos si no que también electrónico.

Por estas razones se ha decidido dedicar dos capítulos; uno a los elementos neumáticos, componentes electrónicos y otro al control general del sistema empacador de lámparas incandescentes. Este capítulo presenta los elementos neumáticos y componentes electrónicos de cada uno de los sistemas que constituyen el sistema global.

6.1 Transportador de ligas

a) Elementos neumáticos

Los elementos neumáticos seleccionados del transportador de ligas se encuentran localizados en el sistema dosificador de lámparas, las características principales de estos elementos son

(1) Cilindro compacto ADVU-16-10-A-P-A

Al extenderse el vástago de cilindro compacto este atorará al tiquete, deteniendo el flujo de lámparas que serán dosificadas al disco dosificador horizontal del orientador de lámparas, las características principales del cilindro compacto seleccionado se presentan a continuación

- Tipo: ADVU-16-10-A-P-A
- Marca: FESTO

- Carrera: 10 mm
- Diámetro del émbolo: 16 mm
- Forma de funcionamiento: De doble efecto
- Presión de funcionamiento: 1.2 – 10 bar
- Fluido: Aire seco, lubricado o sin lubricado
- Temperatura de operación: -20 – 80°C
- Conexión neumática: M5

La siguiente figura muestra el cilindro neumático FESTO seleccionado

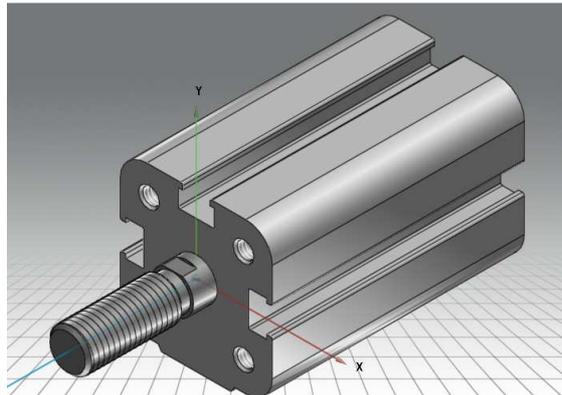


Figura 6.1.1.- Cilindro compacto ADVU-16-10-A-P-A.

(2) Válvula de estrangulación antirretorno GRLA-M5-QS-4-RS-D

La función de estas válvulas es no permitir que parte del flujo de aire de alta presión que es suministrado al cilindro regrese y provoque que la carrera del vástago del cilindro no complete todo su recorrido, presentado así una incorrecta dosificación de lámparas a los elementos subsecuentes, ya que el cilindro compacto seleccionado no contará con detectores de posición debe asegurarse el recorrido total del vástago del cilindro, las características principales de las válvulas de estrangulación antirretorno se presenta a continuación.

- Tipo: GRLA-M5-QS-4-RS-D
- Marca: FESTO
- Conexión neumática 1: QS-4
- Conexión neumática 2: M5
- Caudal nominal normal en el sentido de la estrangulación: 110 l/min
- Caudal nominal normal en el sentido del antirretorno: 65- 110 l/min
- Presión de funcionamiento: 0.2 – 10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado, sin lubricar, grado de filtración 40 μm
- Temperatura de operación: -10 – 60 °C
- Par de apriete máximo: 0.8 N.m

La siguiente figura muestra la válvula de estrangulación antirretorno FESTO seleccionada

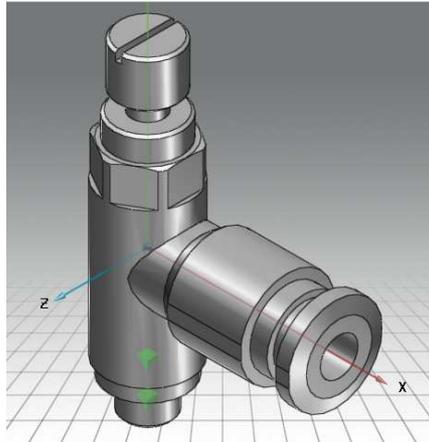


Figura 6.1.2.- Válvula de estrangulación antirretorno GRLA-M5-QS-4-RS-D.

Los elementos neumáticos que se presentan a continuación pertenecen a la electroválvula que gobierna la dirección de flujo de aire de alta presión del cilindro compacto ADVU-16-10-A-P-A exceptuando el tubo flexible de 4 mm que pertenece a este.

(2) Racor rápido roscado QS-1/8-4

Estos dos elementos se utilizarán para que puedan conectarse las salidas de aire de alta presión localizadas en la electroválvula al tubo flexible PUN-4, las características principales de estos elementos se presentan a continuación.

- Tipo: QS-1/8-4
- Marca: FESTO
- Diámetro nominal: 2.6 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95 – 10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -10 – 80 °C
- Par de apriete máximo: 7 N.m
- Conexión neumática: Rosca exterior R1/8 para tubo flexible 4 mm

La siguiente figura muestra el racor rápido FESTO seleccionado

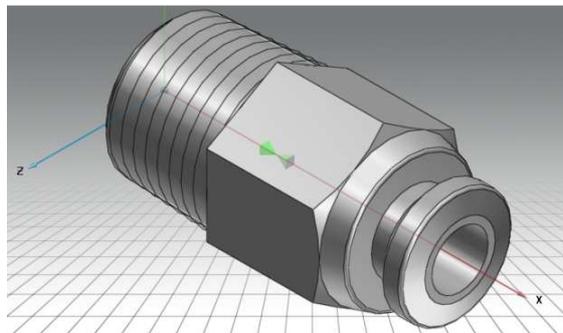


Figura 6.1.3.- Racor rápido QS-1/8-4.

(1) Racor rápido roscado QS-1/8-10

Este elemento se utilizará para conectar la entrada de aire de alta presión de la electroválvula seleccionada al tubo flexible PUN-10, las características principales de este elemento son las siguientes

- Tipo: QS-1/8-10
- Marca: FESTO
- Diámetro nominal: 5.4 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95 – 10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -10 – 80 °C
- Par de apriete máximo: 7 N.m
- Conexión neumática: Rosca exterior R1/8 para tubo flexible 10 mm

La siguiente figura muestra el racor rápido FESTO seleccionado

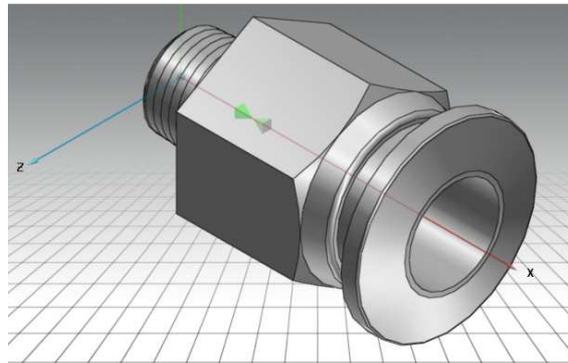


Figura 6.1.4.- Racor rápido QS-1/8-10.

(2) Silenciador U-1/8-B

Estos silenciadores estarán roscados a las salidas de desfogue de la electroválvula seleccionada, para reducir el ruido generado, las características principales de este silenciador son

- Tipo: U-1/8-B
- Marca: FESTO
- Presión de funcionamiento: 0 – 10 bar
- Caudal contra atmósfera: 1.204 l/min
- Fluido: Aire comprimido filtrado, sin lubricar y aire seco
- Nivel de ruido: 74 dB
- Temperatura de operación: -10 – 70 °C
- Conexión neumática: G1/8

La siguiente figura muestra el silenciador FESTO seleccionado

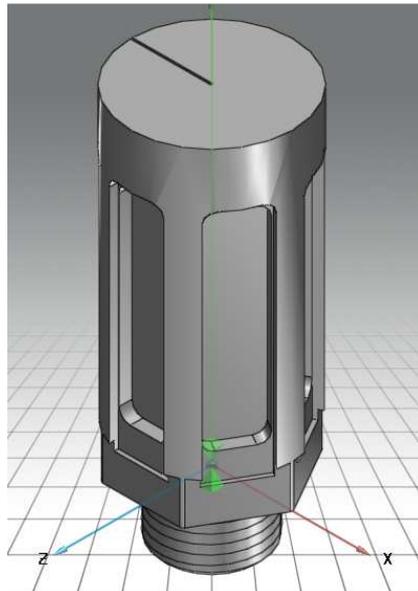


Figura 6.1.5.- Silenciador U-1/8-B.

(10 m) Tubo flexible PUN-4

El tubo flexible PUN-4 se utilizará para suministrar el flujo de aire de alta presión desde la electroválvula hasta las conexiones del cilindro neumático compacto, las características principales de este tubo flexible son las siguientes

- Tipo: PUN-4x0.75-BL
- Marca: FESTO
- Diámetro exterior: 4 mm
- Radio de flexión relevante para el caudal: 17 mm
- Diámetro interior: 2.6 mm
- Radio máximo de curvatura: 8 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95-10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -35-60 °C

La siguiente figura muestra el tubo flexible FESTO seleccionado, esta figura será utilizada para ilustrar los diferentes tubos flexibles requeridos.

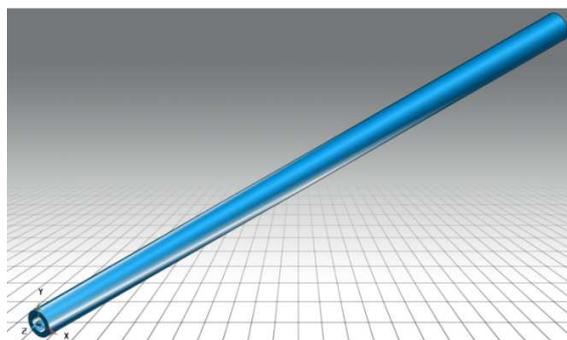


Figura 6.1.6.- Tubo flexible FESTO.

Las hojas características de los elementos neumáticos que constituyen el transportador de ligas se presentan en el anexo J.9

b) Componentes electrónicos

Los componentes electrónicos y sus características principales para manipular la electroválvula que gobierna la dirección de flujo de aire de alta presión para el cilindro compacto neumático ADVU-16-10-A-P-A que dosifica las lámparas de salida del transportador de ligas, así, como los componentes electrónicos y sus características principales que gobierna el arranque y paro del motor de corriente alterna de dos fases se presentan a continuación.

(1) Electroválvula MFH-5-1/8

La electroválvula seleccionada tiene como función el cambiar la dirección del flujo de aire de alta presión en el cilindro neumático compacto seleccionado, la señal de control para realizar este cambio de dirección será suministrada por el Controlador Lógico Programable (PLC). Las características de este elemento son las siguientes

- Tipo: MFH-5-1/8
- Marca: FESTO
- Función de las válvulas: 5/2 monoestable
- Tipo de accionamiento: eléctrico
- Caudal nominal: 500 l/min
- Conexión neumática de utilización: G1/8
- Presión de funcionamiento: 1.8-8 bar
- Diámetro nomina: 5 mm
- Desconexión del tiempo de conmutación: 36 ms
- Conexión del tiempo de conmutación: 8 ms
- Fluido: Aire seco, lubricado o sin lubricar
- Temperatura de operación: -10-60°C
- Conexión eléctrica: A través de bobina F
- Conexión neumática 1: G1/8
- Conexión neumática 2: G1/8
- Conexión neumática 3: G1/8
- Conexión neumática 4: G1/8
- Conexión neumática 5: G1/8

La siguiente figura muestra el tipo de electroválvula seleccionada.

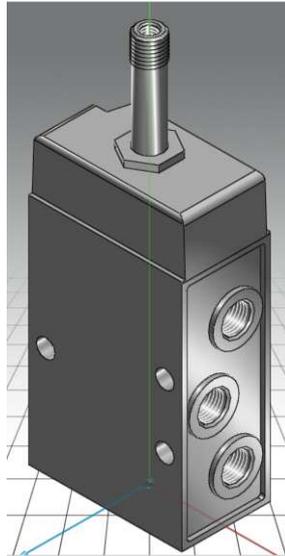


Figura 6.1.7.- Electroválvula MFH-5-1/8.

(1) Interruptor termo magnético dos polos un tiro

Este elemento es parte del conjunto para la protección del motor de corriente alterna que será instalado en el transportador de ligas, las características principales de este elemento se presentan a continuación

- Tipo: C60N dos polos un tiro
- Marca: MERLIN GERIN
- Tensión de entrada: 230/240 V (CA)
- Temperatura máxima de operación: 30°C
- Capacidad máxima de corriente: 5 Amp

La siguiente figura muestra el tipo de interruptor termo magnético seleccionado.



Figura 6.1.8.- Interruptor termo magnético C60N dos polos.

(1) Contactor dos polos 3RT10 2

Este elemento y el interruptor termo magnético forman el conjunto de protección del motor de corriente alterna del transportador de ligas de alguna sobrecarga, así como también amplificarán la señal de control para el avance o paro del mismo, las características principales de este contactor se presentan a continuación

- Tipo: 3RT10 2
- Marca: SIEMENS
- Tensión de entrada: 230/240 V (CA)
- Temperatura máxima de operación: 30°C
- Capacidad máxima de corriente: 9 Amp

La siguiente figura muestra el tipo de contactor seleccionado



Figura 6.1.9.- Contactor 3RT10 2.

(2) Relevador LY2N 24 VCD

Estos elementos serán utilizados como amplificadores de la señal de control emitida por el Controlador Lógico Programable (PLC), para gobernar la dirección del flujo de aire de alta presión en la electroválvula seleccionada y gobernar el arranque y paro del motor de corriente alterna del transportador de ligas, también serán utilizados como protección de las terminales de salida del PLC, las características principales de estos relevadores son las siguientes

- Tipo: LY2N VCD con LED indicador
- Marca: OMRON
- Tensión de entrada: 5-24 VCD
- Tensión máxima de operación: 125 VCD
- Capacidad máxima de corriente: 10 Amp

La siguiente figura muestra el tipo de relevador seleccionado



Figura 6.1.10.- Relevador LY2N VCD.

(2) Base para relevador LY2N

Serán requeridas dos bases para relevador LY2N VCD para montar los relevadores seleccionados, en los bornes de estas bases serán conectados los cables de control que provendrán de las salidas del PLC, las principales características de estos elementos son

- Tipo: Para relevador LY2N VCD
- Marca: OMRON
- Tensión máxima de operación: 240 V
- Capacidad máxima de corriente: 15 Amp

La siguiente figura muestra el tipo de base para el relevador seleccionado.



Figura 6.1.11.- Base para relevador LY2N.

(1) Bobina MSFG-24DC/42AC-OD

Una bobina será necesaria para realizar el cambio de flujo de aire de alta presión en la dirección deseada de la electroválvula MFH-5-1/8, las principales características de esta bobina son las siguientes

- Tipo: MSFG-24DC/42AC-OD
- Marca: FESTO
- Valores característicos: 24 DC: 4.5 W
- Temperatura de operación: -5-40°C
- Par de apriete máximo: 0.4 N.m
- Tiempo mínimo de conmutación: 10 ms
- Fluctuación de tensión permisible: +/- 10%

La siguiente figura muestra el tipo de bobina seleccionada.

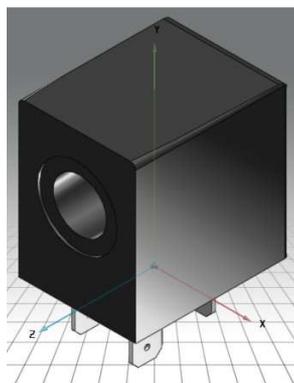


Figura 6.1.12.- Bobina MSFG-24DC/42AC-OD.

(1) Junta iluminada MF-LD-12-24DC

La bobina de la electroválvula seleccionada contará con una junta iluminada para indicar que el cambio en la dirección del flujo de aire de alta presión se ha realizado, las principales características de la junta son las que a continuación se presentan

- Tipo: MF-LD-12-24DC
- Marca: FESTO
- Indicación de la posición de conmutación: LED
- Margen de tensión de funcionamiento DC: 12-24 V
- Rendimiento nominal de junta luminosa: 0.25 W
- Temperatura de operación: -25-80°C
- Par de apriete máximo: 0.6 N.m

La siguiente figura muestra el tipo de junta iluminada para la bobina seleccionada.

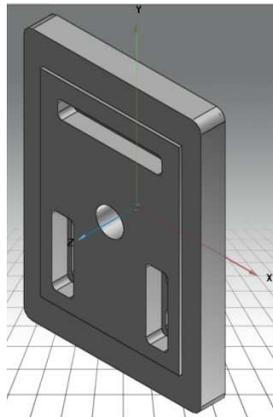


Figura 6.1.13.- Junta iluminada MF-LD-12-24DC.

(1) Conector MSSD-F

La bobina de la electroválvula seleccionada necesita un conector para conectar los cables al relevador, las principales características de este conector son las siguientes

- Tipo: MSSD-F
- Marca: FESTO
- Conexión eléctrica: 3 contactos, conector acodado tipo sócalo
- Diámetro de cable: 6-8 mm
- Diámetro nominal del conducto: 1.5 mm
- Material del cuerpo: Material sintético.

La siguiente figura muestra el tipo de conector para la bobina seleccionada.

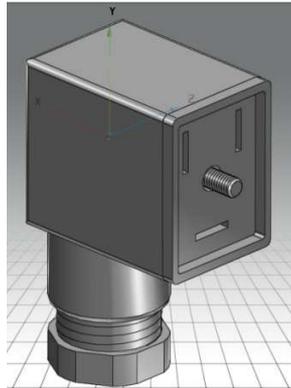


Figura 6.1.14.- Conector MSSD-F.

Las hojas características de los componentes electrónicos del transportador de ligas se presentan en el anexo J.10

6.2 Transportador de cadenas

El sistema motriz del transportador de cadenas aportara el tiempo de avance y de espera necesario para todos los sistemas periféricos que interactuarán con el transportador, por tanto, es de suma importancia tener un buen control de este.

El inciso b) de esta sección presenta los componentes electrónicos necesarios para contar con un buen control de posición y velocidad del sistema motriz del transportador de cadenas.

a) Elementos neumáticos y de fijación

El transportador de cadenas no presenta ningún elemento neumático considerado, sin embargo, se presentarán los elementos que constituyen la unidad de mantenimiento de todo el sistema por donde entrará el flujo de aire a alta presión abastecido por la red neumática de la compañía para posteriormente ser distribuido a los elementos neumáticos previstos. Los elementos neumáticos seleccionados y sus características principales se presentan a continuación.

(1) Placa de alimentación PRS-M5-4

La función de esta placa es recibir el flujo de aire de alta presión tratado por la unidad de mantenimiento por uno de sus extremos, el aire de alta presión será distribuido al número de electroválvulas que se encuentren montadas sobre la placa, las características principales de la placa de alimentación seleccionada son las siguientes

- Tipo: PRS-M5-4
- Marca: FESTO

- Cantidad máxima de posiciones para válvulas: 4
- Conexión del aire de escape de pilotaje 82: M5
- Conexión del aire de escape de pilotaje 84: M5
- Conexión neumática 1: G1/8
- Conexión neumática 3: G1/8
- Conexión neumática 5: G1/8
- Material: Aluminio

La siguiente figura muestra la placa de alimentación seleccionada.

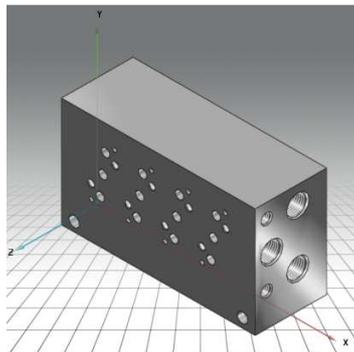


Figura 6.2.1.- Placa de alimentación PRS-M5-4.

(10 m) Tubo flexible PUN-10x1-BL

El tubo flexible PUN-10 se utilizará para suministrar el flujo de aire de alta presión desde la salida de la unidad de mantenimiento hasta la entrada de la placa de alimentación, las características principales de este tubo flexible son las siguientes

- Tipo: PUN-10x1.5-BL
- Maraca: FESTO
- Diámetro exterior: 10 mm
- Radio de flexión relevante para el caudal: 54 mm
- Diámetro interior: 7 mm
- Radio máximo de curvatura: 25 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95-10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -35-60 °C

La figura del tubo flexible PUN-10 es similar a la figura 6.1.6.

(3) Tapón ciego B-1/8

Estos tapones estarán roscados en las salidas de la placa de alimentación para evitar la fuga del aire de alta presión, las características principales de estos elementos son las siguientes

- Tipo: B-1/8
- Marca: FESTO
- Rosca interior: 1/8 de pulgada
- Tipo de material: Aluminio

La siguiente figura muestra el tapón ciego de la marca FESTO seleccionado

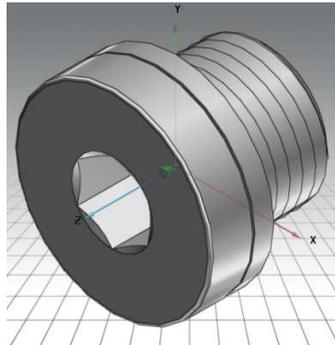


Figura 6.2.2.- Tapón ciego B-1/8.

(3) Racor rápido roscado QS-1/8-10

Estos racores serán utilizados para conectar la salida de la unidad de mantenimiento a la placa de alimentación, las características principales de estos elementos han sido presentadas en el inciso a) de la sección 6.1, la figura 6.1.4 muestra el racor rápido seleccionado.

(3) Racor rápido roscado QS-1/2-12

Estos elementos serán utilizados para conectar la entrada de aire de alta presión de la unidad de mantenimiento a la red de aire de alta presión con la que cuenta la compañía, las características principales de estos elementos se describen a continuación

- Tipo: QS-1/2-12
- Marca: FESTO
- Diámetro nominal: 8.7 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95 – 10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -10 – 80 °C
- Par de apriete máximo: 28 N.m
- Conexión neumática: Rosca exterior R1/2 para tubo flexible de 12 mm

La siguiente figura muestra el racor rápido FESTO seleccionado

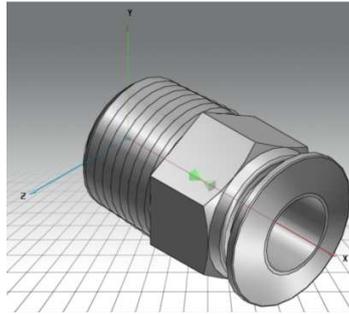


Figura 6.2.3.- Racor rápido QS-1/2-12.

(1) Racor rápido QS-12-10

Este reductor será utilizado para reducir el diámetro del tubo flexible PUN-12 que se encuentra a la salida de la unidad de mantenimiento al diámetro del tubo flexible PUN-10 que ingresará a la placa de alimentación, las características principales de este racor son las siguientes

- Tipo: QS-12-10
- Marca: FESTO
- Diámetro nominal: 6.7 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95 – 10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -10 – 80 °C
- Conexión neumática: Para diámetro exterior del tubo flexible de 10 mm
Para diámetro exterior del tubo flexible de 12 mm

La siguiente figura muestra el reductor FESTO seleccionado

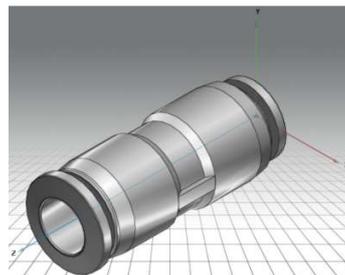


Figura 6.2.4.- Reductor QS-12-10.

(1) Racor rápido QS-10-T

Este elemento distribuirá el flujo de aire de alta presión a la placa de alimentación y algún componente extra que sea requerido para el sistema o externo a él, las características principales del elemento son

- Tipo: QS-10-T
- Marca: FESTO

- Diámetro nominal: 6.7 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95 – 10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -10 – 80 °C
- Conexión neumática: Para diámetro exterior del tubo flexible de 10 mm.

La siguiente figura muestra el racor rápido en T, marca FESTO seleccionado

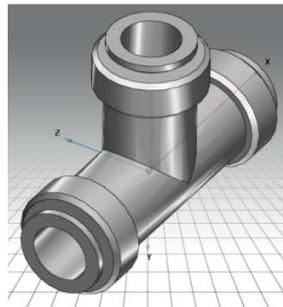


Figura 6.2.5.- Racor rápido QS-10-T.

(1) Combinación de unidades de mantenimiento MSB6-1/2:C3J3M1-WP

La unidad de mantenimiento es parte importante de la red neumática del sistema, esta unidad ha sido seleccionada por su capacidad de regular y lubricar el flujo de aire de alta presión, así como filtrar las partículas sólidas que puedan dañar o alterar el funcionamiento de los elementos neumáticos, por tanto, la unidad de mantenimiento protege y alarga la vida útil de los elementos neumáticos de todo el sistema, las características principales de esta unidad de mantenimiento son las siguientes

- Tipo: MSB6-1/2:C3J3M1-WP
- Marca: FESTO
- Construcción: Válvula de arranque progresivo, filtro regulador con manómetro, lubricador estándar de niebla de aceite.
- Indicación de la presión: con manómetro
- Margen de regulación de la presión: 1-12 bar
- Caudal nominal normal: 3 l/min
- Fluido: Aire comprimido filtrado, con o sin lubricar
- Temperatura de operación: -10 – 60 °C
- Conexión neumática 1: G1/2
- Conexión neumática 2: G1/2
- Conexión neumática 3: G1/2

La siguiente figura muestra la unidad de mantenimiento marca FESTO seleccionada

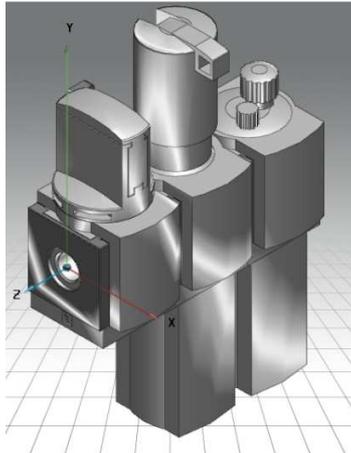


Figura 6.2.6.- Unidad de mantenimiento MSB6-1/2:C3J3M1-WP.

(5 m) Tubo flexible PUN-12x2-BL

El tubo flexible PUN-12 será utilizado para transmitir el flujo de aire de alta presión proveniente de la red neumática con la que cuenta la compañía a la entrada del flujo de aire de alta presión de la unidad de mantenimiento, las características principales de este tubo son las siguientes

- Tipo: PUN-12x2-BL
- Maraca: FESTO
- Diámetro exterior: 12 mm
- Radio de flexión relevante para el caudal: 62 mm
- Diámetro interior: 8 mm
- Radio máximo de curvatura: 23 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95-10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -35-60 °C

La figura del tubo flexible PUN-12 es similar a la figura 6.1.6.

Las hojas características de los elementos neumáticos del transportador de cadenas se presentan en el anexo J.11.

b) Componentes eléctricos-electrónicos

Los componentes eléctricos-electrónicos que serán presentados a continuación forman parte del sistema global, es decir, estos elementos servirán para que el transportador de ligas, el transportador de cadenas, el dosificador de lámparas, el sistema para la apertura de forros y el sistema para la inserción de lámparas que constituyen el sistema empacador de lámparas incandescentes trabajen de manera conjunta y adecuada.

(1) Interruptor termo magnético tres polos un tiro 25 Amp

Este elemento es parte del conjunto para la protección del motor de corriente alterna de tres fases que será parte del sistema motriz del transportador de cadenas, las características principales de este elemento se presentan a continuación

- Tipo: C60N tres polos un tiro
- Marca: MERLIN GERIN
- Tensión de entrada: 230/240 V (CA)
- Temperatura máxima de operación: 30°C
- Capacidad máxima de corriente: 25 Amp

La siguiente figura muestra el tipo de interruptor termo magnético seleccionado.



Figura 6.2.7.- Interruptor termo magnético C60N tres polos.

(1) Interruptor termo magnético dos polos un tiro 16 Amp

Este elemento será utilizado como protección para la fuente de poder del CPU en caso de un aumento de corriente, las características principales de este elemento se presentan a continuación

- Tipo: C60N dos polos un tiro
- Marca: MERLIN GERIN
- Tensión de entrada: 230/240 V (CA)
- Temperatura máxima de operación: 30°C
- Capacidad máxima de corriente: 16 Amp

La figura 6.1.8 de la sección 6.1 es similar al interruptor termo magnético seleccionado.

(1) Fuente de poder LOGO POWER 6EP1332-1SH42

La fuente de poder será conectada a la red eléctrica de 240V con la que cuenta la compañía, este componente estará protegido por los interruptores termo magnéticos de dos polos un tiro de 16 Amp. Las características principales de la fuente de poder seleccionada son las siguientes

- Tipo: LOGO POWER 6EP1332-1SH42
- Marca: SIEMENS
- Tensión de alimentación: 85-264 VCA
- Corriente máxima de alimentación: 15 Amp
- Tensión de salida: 24 VCD
- Corriente máxima de salida: 2.5 A

La siguiente figura ilustra la fuente de poder seleccionada



Figura 6.2.8.- Fuente de poder LOGO POWER 6EP1332-1SH42.

(1) CPU SIMATIC S7-200, 6ES7 214-1AD23-0XB0

El Controlador Lógico Programable (PLC) es uno de los componentes electrónicos modulares del sistema, este programador ejecutará las secuencias del control de todos los elementos electrónicos que constituyen al sistema empacador de lámparas incandescentes, la programación para el control del sistema se presenta más adelante en el capítulo 7, este CPU será alimentado por la fuente de poder LOGO POWER las principales características del PLC seleccionado son las siguientes

- Tipo: SIMATIC S7-200, 6ES7 214-1AD23-0XB0
- Marca: SIEMENS
- Tensión de alimentación: 24 VCD
- Tensión de salida: 24 VCD
- Temperatura de operación: 0-45°C
- Salidas digitales: 10 a 24 VCD
- Entradas digitales: 14 a 24 VCD
- Puertos de comunicación: 1
- Entradas análogas: 0
- Salidas análogas: 0

La siguiente figura muestra el CPU seleccionado



Figura 6.2.9.- CPU SIMATIC S7-200, 6ES7 214-1AD23-0XB0.

(1) Contactor tres polos 3RT1033-1AC20

Este elemento y el interruptor termo magnético de tres polos constituyen el conjunto de protección de alguna sobrecarga al motor de corriente alterna del sistema motriz del transportador de cadenas, así como también amplificarán la señal de control para el avance o paro del mismo, las características principales de este contactor se presentan a continuación

- Tipo: 3RT1033-1AC20
- Marca: SIEMENS
- Temperatura de operación: -25-60°C
- Número de polos: 3
- Número de contactos de apertura: 0
- Número de contactos de cierre: 3
- Corriente de servicio: 25 A AC-3/400 V
- Potencia de servicio: 23 Kw
- Tipo de tensión: AC
- Frecuencia de alimentación: 60 Hz
- Tensión de mando: 24V
- Fusible de protección: fusible de 10 A

La siguiente figura presenta el contactor de tres polos seleccionado



Figura 6.2.10.- Contactor 3RT1033.

(4) Relevador LY2N VCD

Estos elementos serán utilizados como amplificadores de la señal de control emitida por el Controlador Lógico Programable (PLC), también serán utilizados como protección de las terminales de salida del PLC, se utilizarán cuatro relevadores para enviar las señales de control a los pilotos luminosos, al elemento sonoro y al contactor de tres polos para arrancar o parar el motor del sistema motriz, las características principales de estos relevadores han sido descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.10 muestra este elemento.

(4) Base para relevador LY2N

Serán requeridas cuatro bases para relevador LY2N para montar los relevadores seleccionados, en los bornes de estas bases serán conectados los cables de control que provendrán de las salidas del PLC, las principales características de estos elementos han sido descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.11 muestra este elemento.

(1) Encoder incremental E6B2-CWZ6C

Este encoder será responsable de mantener los tiempos y movimientos de todo el sistema sincronizados, ya que su función será avisar al PLC cuantos grados ha rotado el eje del sistema motriz del transportador de cadenas.

Una vez que las ruedas dentadas de 36 dientes del eje motriz del transportador de cadenas completen 720° (dos vueltas) el transportador de cadenas habrá recorrido la distancia necesaria para dosificar 9 lámparas al sistema y estará listo para la inserción de lámparas en forros, entonces, al completar los 720° el motor del sistema motriz deberá detenerse para llevar a cabo las operaciones de apertura de forros e inserción de lámparas en forros, una vez que estas operaciones sean ejecutadas el motor del sistema motriz reanudará su operación, las características principales del encoder incremental seleccionado se presenta a continuación

- Tipo: E6B2-CWZ6C
- Marca: OMRON
- Tensión de alimentación: 5-24 VCD
- Resolución: 360 P/R
- Consumo máximo de corriente: 80 mA
- Tensión máxima de salida: 30 VCD
- Corriente máxima de salida: 35 mA
- Rpm máximas de operación: 6,000
- Temperatura de operación: -10 °C-70°C

La siguiente figura muestra el encoder incremental seleccionado



Figura 6.2.11.- Encoder incremental E6B2-CWZ6C.

(3) Resistores

Los resistores estarán unidos a los tres cables del encoder que envían las señales de posición del eje motriz al PLC, estos resistores deben ser de 2.2 K Ω para limitar la corriente que será emitida a las terminales de entrada del PLC.

(50 m) Cable de control

El cable utilizado para llevar a cabo las conexiones de los elementos de control (elementos de baja tensión) será de la marca FLEXANEL, color rojo, calibre 18 AWG.

(50 m) Cable de fuerza

El cable utilizado para llevar a cabo las conexiones de los elementos que estarán conectados a la red de alta tensión será de la marca FLEXANEL, color negro, calibre 12 AWG.

(1) Gabinete para componentes electrónicos

El gabinete para componentes electrónicos será utilizado para montar y proteger todos los componentes electrónicos que constituyen el sistema empacador de lámparas incandescentes, el gabinete propuesto tiene las siguientes características

- Marca: HIMEL
- Ancho: 800 mm
- Alto: 1,200 mm
- Profundidad: 300 mm
- Material: Metálico con grado de protección IP-55



Figura 6.2.12.- Gabinete para componentes electrónicos.

(1) Gabinete para elementos neumáticos

Al igual que el gabinete para componentes electrónicos, el gabinete para elementos neumáticos será utilizado para montar y proteger todos los elementos neumáticos que constituyen el sistema empacador de lámparas incandescentes, el gabinete propuesto tiene las siguientes características

- Marca: HIMEL
- Ancho: 800 mm
- Alto: 600 mm
- Profundidad: 200 mm
- Material: Metálico con grado de protección IP-55

(15 m) Riel de fijación

El riel de fijación será utilizado para fijar los componentes electrónicos y neumáticos a las platinas de aluminio de los gabinetes para los componentes electrónicos y elementos neumáticos, las características principales de este riel se presenta a continuación

- Tipo: Riel DIN
- Marca: MOELLER
- Tamaño: Estándar
- Material: Acero tropicalizado

La siguiente figura muestra el riel de fijación seleccionado

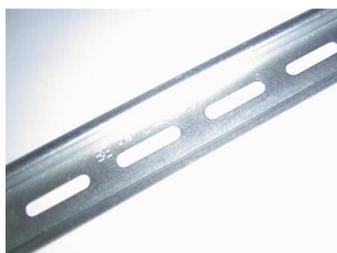


Figura 6.2.13.- Riel de fijación.

(20 m) Canaleta

Las canaletas que estarán fijas en las dos platinas de los gabinetes seleccionados, se utilizarán para ocultar los cables y mangueras que conectan los diferentes componentes eléctricos y elementos neumáticos, las principales características de esta canaleta son

- Tipo: Canaleta de superficie ranuras abiertas
- Marca: BETA DUCT
- Medida: 37.5X37.5 mm
- Material: PVC gris
- Temperatura de operación: -15°C-60 °C

La siguiente figura muestra la canaleta seleccionada

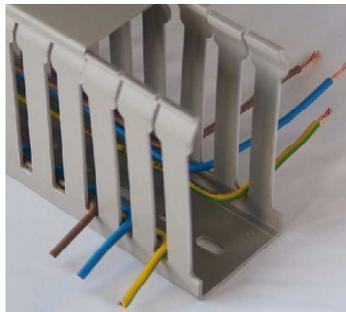


Figura 6.2.14.- Canaleta.

(1) Pulsador tipo hongo

El pulsador tipo hongo será utilizado como botón de paro de emergencia, cuando este pulsador sea oprimido todo el sistema será detenido por completo y será activado el elemento sonoro, cabe señalar que una vez que este pulsador sea oprimido se enclavará la señal al PLC, por tanto, tendrá que desenclavarse manualmente para que el sistema pueda volver a operar, las características principales de este elemento se presentan a continuación

- Tipo: ATEX FAK-R/V/KC11/IY
- Marca: MOELLER
- Tipo de accionamiento: Pie o mano
- Fuerza máxima de aplicación: 100 Kg.
- Tensión de alimentación: 18-24 VCD
- Tensión máxima de accionamiento: 220 VCD
- Corriente máxima de operación: 3 A
- Contactos de accionamiento: 1NA + 1NC
- Protección: IP65

La siguiente figura muestra el pulsador tipo hongo seleccionado



Figura 6.2.15.- Pulsador tipo hongo.

(2) Pulsadores rasantes

Se utilizarán dos pulsadores iluminados rasantes, uno en color verde y otro en color rojo, al oprimir el pulsador verde este indicará al PLC que el sistema estará listo para comenzar a operar, si no están presentes señales de paro de emergencia o señales de seguridad, el sistema comenzará a trabajar y el pulsador rasante se iluminará color verde.

El pulsador iluminado rojo indicará al PLC que el sistema debe detenerse, al oprimir este pulsador se iluminará color rojo, las características principales de estos pulsadores se presentan a continuación, la única variante es el color requerido

- Tipo: Pulsador iluminado rasante rojo ATEX M22-DL-R
- Marca: MOELLER
- Pulsador: OFF- ON
- Tensión de operación: 12-30 VCD
- Tensión máxima de accionamiento: 220 VCD
- Corriente máxima de operación: 3 A
- Combinación de contactos: NA y NC
- Protección: IP65

La siguiente figura muestra el tipo de pulsador rasante iluminado color rojo, el pulsador iluminado color verde es similar.



Figura 6.2.16.- Pulsador rasante iluminado color rojo.

(2) Pilotos luminosos

Serán necesarios dos pilotos luminoso para indicar de manera visual si el sistema está en funcionamiento o detenido, estos pilotos luminosos son de color verde y rojo, cuando el sistema este trabajando el piloto luminoso color verde estará encendido, si el sistema se detiene por paro de emergencia, paros de seguridad o de manera normal, el piloto luminoso color rojo será encendido y el piloto luminoso color verde se apagará, las características principales de estos elementos se presentan a continuación

- Tipo: Lámpara de señalización cónica Roja M22-LH-R
- Marca: MOELLER
- Tensión de alimentación: 12-30 VCD
- Grado de protección: IP67

La siguiente figura muestra los pilotos luminosos color verde y rojo seleccionados



Figura 6.2.17.- Pilotos luminosos verde y rojo.

(1) Elemento sonoro

El elemento sonoro será activado cuando se presenten señales de paro de emergencia o de seguridad, las características principales del elemento sonoro seleccionado son las siguientes.

- Tipo: ROLP Maxi SOUNDER 105 dB
- Marca: FULLEON
- Tensión de alimentación: 9-28 VCD
- Corriente de operación: 30 mA
- Número de tonos: 32
- Control de volumen: 20 dB
- Temperatura de operación: -25-70°C
- Protección: IP65

La siguiente figura muestra el elemento sonoro seleccionado



Figura 6.2.18.- Elemento sonoro.

(1) Base, tapa y tubo para cable

La base será utilizada para soportar los dos pilotos luminosos, la tapa se colocará encima del piloto luminoso rojo para protegerlo del polvo, y el tubo será utilizado para que los cables que conectan los pilotos luminosos se mantengan ocultos y la torre luminosa pueda ser atornillada al gabinete donde estarán alojados los componentes electrónicos, la siguiente figura muestra el tubo para cable de 35 mm de alto seleccionado y la configuración de la torre luminosa, base, tapa y tubo para el montaje de estos.



Figura 6.2.19.- Configuración para el montaje de los pilotos luminosos.

(100) Clemas para cable de fuerza y de control

Las clemas o tablillas terminales serán utilizadas para crear un banco de tensión de 24 VCD y un banco neutro de 0 V para la alimentación de los diferentes componentes electrónicos que requieren una tensión de funcionamiento de 24 VCD la cual será proporcionada por la fuente de poder, también serán utilizadas para crear bancos de tensión de 110 VCA y 240 VCA para la alimentación de los diferentes componentes eléctricos/electrónicos que requieren de estas tensiones, las cuales serán suministradas por la red eléctrica con la que cuenta la compañía, las características principales de estas clemas son las siguientes.

- Tipo: 8WA1011-3DF21
- Marca: SIEMENS
- Número de piezas por tablilla: 3

- Tamaño: 2.5 mm
- Material del cuerpo aislante: Termo plástico
- Tensión nominal de aislamiento: 800 VCA
- Máxima corriente permisible 26 A
- Calibre máximo del conductor: 18 AWG
- Calibre mínimo del conductor: 12 AWG
- Espesor de la tablilla terminal: 6 mm

La siguiente figura muestra el tipo de clemas seleccionadas para conectar los cables de control calibre 18 y los cables de fuerza calibre 12.



Figura 6.2.20.- Clemas para cable de fuerza y de control.

(15) Unión para clemas

Las uniones para clemas se utilizan para crear puentes de conducción eléctrica entre clemas adyacentes, las características principales de estas uniones son las siguientes

- Tipo: 8WA 1898
- Marca: SIEMENS
- Unión máxima de clemas: 10
- Incluye tornillos

La siguiente figura muestra el tipo de uniones para las clemas seleccionadas.



Figura 6.2.21.- Barra unión para clemas.

(3) Fusibles de vidrio tipo europeo

Los fusibles tipo europeo serán utilizados para proteger las tres señales de entrada del PLC provenientes de los pulsadores rasantes y del pulsador tipo hongo, las características principales de estos fusibles se presentan a continuación.

- Tipo: Fusible tipo europeo
- Marca: SIEMENS
- Corriente máxima de operación: 0.5 mA
- Dimensiones: 5 mm de diámetro por 20 mm de largo.

La siguiente figura muestra el tipo de fusibles seleccionados



Figura 6.2.22.- Fusibles tipo europeo.

(3) Porta fusibles

Serán necesarios tres porta fusibles para alojar los fusibles tipo europeo seleccionados y para colocarlos sobre el riel de fijación, las características principales de estos elementos se presentan a continuación.

- Tipo: NEOZED
- Marca: SIEMENS
- Numero de polos: 1
- Corriente máxima de operación: 16A

La siguiente figura muestra el tipo de porta fusible seleccionado



Figura 6.2.23.- Porta fusibles.

Las hojas características de los componentes electrónicos del transportador de cadenas se presentan en el anexo J.12.

6.3 Sistema para la apertura de forros

a) Elementos neumáticos y de fijación

Los elementos neumáticos seleccionados, así como sus características principales del sistema para la apertura de forros que interactuarán con el transportador de cadenas se presentan a continuación.

Aire a alta presión

(2) Cilindro normalizado DNGL-32-160-PPV-A

Serán necesario dos cilindros normalizados para tomar los forros por medio del arreglo de los cilindros conectores y las ventosas de sujeción, estos cilindros deben ser anti giro, ya que sería un problema potencial si el arreglo mencionado girará y saliera de la posición de trabajo, esto podría provocar que los elementos de máquina colisionarán unos con otros causando daños severos a todo el sistema, las principales características de estos cilindros son

- Tipo: DNGL-32-160-PPV-A
- Marca: FESTO
- Carrera: 160 mm
- Diámetro del émbolo: 32 mm
- Rosca del vástago: M10x1.25
- Anti giro/Guía: Vástago cuadrado
- Forma de funcionamiento: De doble efecto
- Presión de funcionamiento: 0.6 – 10 bar
- Fluido: Aire seco, lubricado o sin lubricación
- Temperatura de operación: -20 – 80°C
- Carrera de amortiguación: 19 mm
- Fuerza teórica con 6 bar, avance: 483 N
- Fuerza teórica con 6 bar, retroceso: 415N
- Conexión neumática: G1/8

La siguiente figura muestra el cilindro normalizado neumático FESTO seleccionado.



Figura 6.3.1.- Cilindro normalizado DNGL-32-160-PPV-A.

(4) Válvula de estrangulación antirretorno GRLA-1/8-QS-6-RS-D

La función de estas válvulas es no permitir que parte del flujo de aire de alta presión que es suministrado al cilindro regrese y provoque que la carrera del vástago del cilindro no complete todo su recorrido, esto provoca que los sensores de detección de posición no proporcionen la señal de fin o principio de carrera del actuador al PLC, las características principales de las válvulas de estrangulación antirretorno se presenta a continuación.

- Tipo: GRLA-1/8-QS-6-RS-D
- Marca: FESTO
- Conexión neumática 1: QS-6
- Conexión neumática 2: G1/8
- Caudal nominal normal en el sentido de la estrangulación: 185 l/min
- Caudal nominal normal en el sentido del antirretorno: 160- 240 l/min
- Presión de funcionamiento: 0.2 – 10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado, sin lubricar, grado de filtración 40 μm
- Temperatura de operación: -10 – 60 °C
- Par de apriete máximo: 3 N.m

La siguiente figura muestra la válvula de estrangulación antirretorno FESTO seleccionada

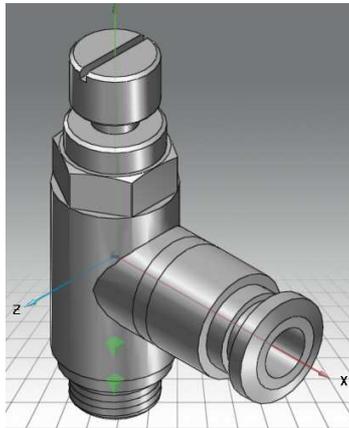


Figura 6.3.2.- Válvula de estrangulación antirretorno GRLA-1/8-QS-6-RS-D.

(4) Racor rápido roscado QS-1/8-6

Estos cuatro elementos se utilizarán para que puedan conectarse las salidas de aire de alta presión localizadas en las electroválvulas al tubo flexible PUN-6, las características principales de estos elementos se presentan a continuación.

- Tipo: QS-1/8-6
- Marca: FESTO
- Diámetro nominal: 4 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95 – 10 bar

- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -10 – 80 °C
- Par de apriete máximo: 7 N.m
- Conexión neumática: Rosca exterior R1/8 para tubo flexible 6 mm

La siguiente figura muestra el racor rápido FESTO seleccionado

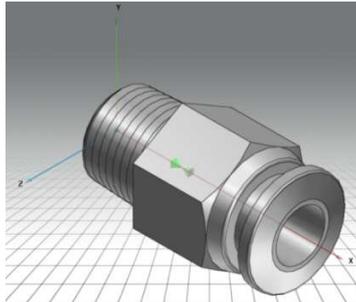


Figura 6.3.3.- Racor rápido QS-1/8-6.

(2) Racor rápido roscado QS-1/8-10

Estos elementos se utilizarán para conectar las entradas de aire de alta presión de las electroválvulas seleccionadas al tubo flexible PUN-10, las características principales de estos elementos han sido descritas en la sección 6.1, la figura 6.1.4 muestra el racor rápido QS-1/8-10 requerido.

(4) Silenciador U-1/8-B

Estos silenciadores estarán roscados a las salidas de desfogue de las electroválvulas seleccionadas, para reducir el ruido generado, las características principales de este silenciador han sido descritas en la sección 6.1, la figura 6.1.5 muestra el silenciador U-1/8-B requerido.

(4) Pieza de fijación SMBS-2

Estos elementos son utilizados para colocar los sensores de detección en los extremos del cuerpo de los cilindros normalizados seleccionados, las principales características de estas piezas son las siguientes.

- Tipo: SMBS-2
- Marca: FESTO
- Tamaño: 2
- Descripción: Pieza de fijación con cinta tensora para montaje de detectores de proximidad SMPO

La siguiente figura muestra la pieza de fijación requerida para el montaje de los sensores de proximidad.

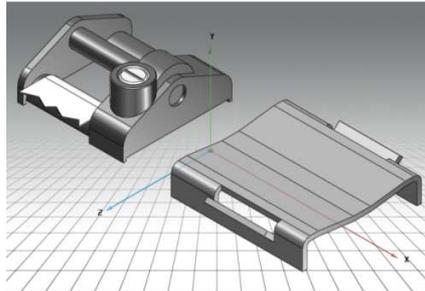


Figura 6.3.4.- Pieza de fijación SMBS-2.

(4) Brida de fijación FNG-32

Estas bridas serán colocadas en las partes superiores e inferiores de los cilindros normalizados neumáticos seleccionados con el fin de sujetarlos a los elementos que constituyen el soporte del sistema para la apertura de forros, las características principales de estos elementos se presentan a continuación

- Tipo: FNG-32
- Marca: FESTO
- Tamaño: 32
- Material: Acero cincado

La siguiente figura muestra la brida de fijación para el montaje de los cilindros normalizados seleccionados.

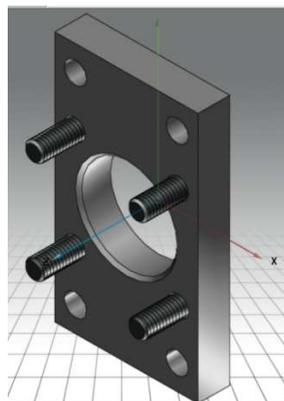


Figura 6.3.5.- Brida de fijación FNG-32.

Generación de vacío

(9) Ventosa ESS-30-SN

Estas ventosas tomarán nueve forros de los acumuladores simultáneamente, las características principales de estas ventosas son

- Tipo: ESS-30-SN
- Marca: FESTO
- Radio mínimo de la pieza: 110 mm
- Diámetro nominal: 3 mm
- Diámetro de la ventosa: 30 mm
- Volumen de la ventosa: 0.867 cm³
- Diámetro útil de la ventosa: 18.4 mm
- Temperatura de operación: -10-70°C
- Fuerza de separación con vacío de 70%: 40.8 N
- Rosca de fijación: M6x1
- Fijación de la ventosa: M6x1
- Conexión de vacío: M6x1

La siguiente figura muestra la ventosa de la marca FESTO seleccionada

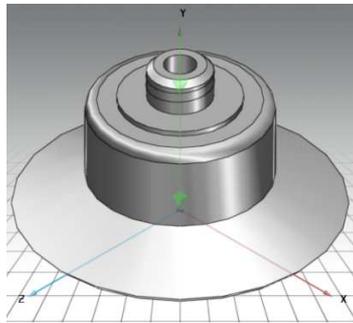


Figura 6.3.6.- Ventosa ESS-30-SN.

(18) Racor rápido roscado QS-1/8-6

Nueve racores rápidos roscados QS-1/8-6 serán utilizados para que puedan conectarse los cilindros conectores al tubo flexible PUN-6, el cual proporcionará el vacío necesario para que las ventosas de sujeción puedan adherirse a los forros, los nueve racores restantes estarán roscados a un cilindro hueco cerrado donde se almacenará el vacío generado por la tobera aspiradora, las características principales de estos elementos han sido descritas en la sección 6.3, la figura 6.3.3 muestra el racor rápido requerido.

(1) Tobera aspiradora por vacío VADM-300-N

Esta tobera generará el vacío necesario para que las ventosas puedan cumplir su función, las características principales de este elemento se presentan a continuación

- Tipo: VADM-300-N
- Marca: FESTO
- Diámetro nominal de la tobera Laval: 3 mm
- Características del eyector: Alto vacío

- Presión de funcionamiento: 2-8 bar
- Vacío máximo: 85%
- Fluido: Aire comprimido filtrado, sin lubricar, grado de filtración 40 μm
- Temperatura de operación: 0-60°C
- Conexión eléctrica: conector
- Conexión neumática 1: G1/4
- Conexión neumática 3: Sin escape común
- Conexión de vacío: G3/8

La siguiente figura muestra la tobera aspiradora por vacío de la marca FESTO seleccionada.

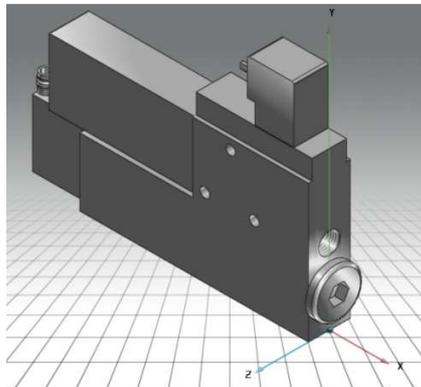


Figura 6.3.7.- Tobera aspiradora por vacío VADM-300-N.

(2) Racor rápido roscado QS-3/8-10

Un racor de este tipo será utilizado para conectar la conexión de vacío de la tobera aspiradora al tubo flexible PUN-10 y el otro racor será utilizado para conectar el tubo flexible PUN-10 a la entrada del cilindro hueco cerrado, las características principales de este racor son las siguientes

- Tipo: QS-3/8-10
- Marca: FESTO
- Diámetro nominal: 6.7 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95 – 10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -10 – 80 °C
- Par de apriete máximo: 22 N.m
- Conexión neumática: Rosca exterior R3/8 para tubo flexible de 10 mm

La siguiente figura muestra el racor rápido FESTO seleccionado

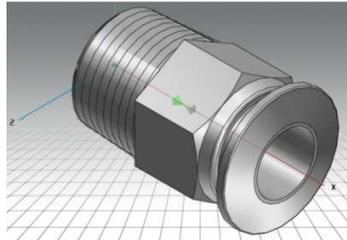


Figura 6.3.8.- Racor rápido QS-3/8-10.

(1) Racor rápido roscado QS-1/4-10

Este racor será utilizado para conectar la conexión neumática 1 de la tobera aspiradora al tubo flexible PUN-10, las características principales de este racor son las siguientes

- Tipo: QS-1/4-10
- Marca: FESTO
- Diámetro nominal: 6.7 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95 – 10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -10 – 80 °C
- Par de apriete máximo: 12 N.m
- Conexión neumática: Rosca exterior R1/4 para tubo flexible de 10 mm

La siguiente figura muestra el racor rápido FESTO seleccionado

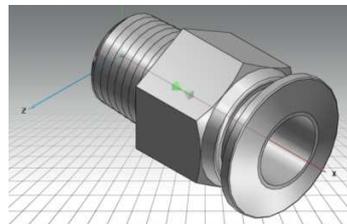


Figura 6.3.9.- Racor rápido QS-1/4-10.

Las hojas características de los elementos neumáticos que constituyen el sistema para la apertura de forros se presentan en el anexo J.13.

b) Componentes electrónicos

Los componentes electrónicos y sus características principales para manipular las electroválvulas que gobiernan la dirección de flujo de aire de alta presión para los cilindros normalizados seleccionados neumáticos DNGL-32-160-PPV-A que sujetan los forros se presentan a continuación.

(2) Electroválvula MFH-5-1/8

Las dos electroválvulas seleccionadas tienen como función el cambiar la dirección del flujo de aire de alta presión en los cilindros neumáticos seleccionados, las señales de control para realizar estos cambios de dirección serán suministradas por el PLC. Las características de este elemento han sido ya descritas en la sección 6.1, la figura 6.1.7 muestra la electroválvula MFH-5-1/8 requerida.

(4) Detector de proximidad SMPO-1-H-B

Los detectores de proximidad se utilizarán para indicar al PLC que los vástagos de los cilindros neumáticos seleccionados han llegado a su fin de carrera, cada cilindro contará con dos detectores de proximidad localizados en los extremos del cuerpo de los cilindros, las características principales de estos detectores son

- Tipo: SMPO-1-H-B
- Marca: FESTO
- Conexión neumática: PK3
- Principio de medición: Magnético
- Función de las válvulas: 3/2
- Indicación de estado: Óptico
- Presión de funcionamiento 2-6 bar
- Tiempo de desconexión: 30 ms
- Tiempo de conexión: 12 ms
- Fluido: Aire comprimido filtrado, sin lubricar
- Temperatura de operación: -15-60°C
- Reproducibilidad del valor de conmutación: +/- 0.1 mm

La siguiente figura muestra el detector de proximidad seleccionado

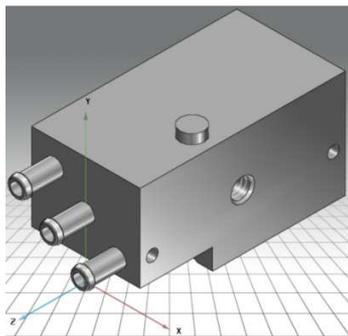


Figura 6.3.10.- Detectores de proximidad SMPO.

(3) Relevador LY2N VCD

Será necesario utilizar tres relevadores del tipo LY2N VCD para manipular el cambio en la dirección del flujo de aire de alta presión de las dos electroválvulas que gobiernan el avance o retroceso de los vástagos de los cilindros normalizados, así, como la tobera para generar vacío que gobierna las ventosas para la sujeción de forros. Las características principales de estos relevadores han sido ya descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.10 muestra el relevador LY2N VCD requerido.

(3) Bases para relevador LY2N

Serán requeridas tres bases para relevador LY2N para montar los relevadores seleccionados, en los bornes de estas bases serán conectados los cables de control que provendrán de las salidas del PLC, las principales características de estos elementos han sido descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.11 muestra el tipo de base para el relevador seleccionado.

(2) Bobina MSFG-24DC/42AC-OD

Se necesitará implementar una bobina para cada una de las dos electroválvulas MFH-5-1/8 seleccionadas para realizar el cambio de flujo de aire de alta presión en la dirección deseada, las principales características de estas bobinas han sido descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.12 muestra el tipo de bobina MSFG-24DC/42AC-OD seleccionada.

(2) Junta iluminada MF-LD-12-24DC

Las dos bobinas de las dos electroválvulas contarán con una junta iluminada para indicar que el cambio en la dirección del flujo de aire de alta presión se ha realizado, las principales características de la junta iluminada han sido descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.13 muestra el tipo de junta iluminada MF-LD-12-24DC seleccionada.

(1) Junta iluminada MEB-LD-12-24DC

La junta iluminada será instalada en la bobina de la tobera aspiradora por vacío para indicar que el vacío se ha activado o desactivado, las características principales de esta junta se presentan en seguida.

- Tipo: MEB-LD-12-24DC
- Marca: FESTO
- Indicación de la posición de conmutación: LED
- Margen de tensión de funcionamiento DC: 12-24 V
- Rendimiento nominal de junta luminosa: 0.25 W

- Temperatura de operación: -25-80°C
- Par de apriete máximo: 0.6 N.m

La siguiente figura muestra el tipo de junta iluminada para la bobina de la tobera aspiradora por vacío seleccionada.



Figura 6.3.11.- Junta iluminada MEB-LD-12-24DC.

(2) Conector MSSD-F

Cada una de las dos bobinas de las dos electroválvulas necesitan un conector para conectar los cables a los relevadores, las principales características de estos conectores han sido descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.14 muestra el tipo de conector MSSD-F seleccionado.

(1) Conector MSSD-EB

Este conector será utilizado para conectar los cables de la bobina de la tobera aspiradora por vacío a su respectivo relevador, las características principales de este elemento se presentan a continuación.

- Tipo: MSSD-EB
- Marca: FESTO
- Conexión eléctrica: 3 contactos, conector acodado tipo sócalo
- Diámetro de cable: 6-8 mm
- Diámetro nominal del conducto: 0.75 mm
- Material del cuerpo: Material sintético.

La siguiente figura muestra el tipo de conector seleccionado para ser instalado en la bobina de la tobera aspiradora por vacío.

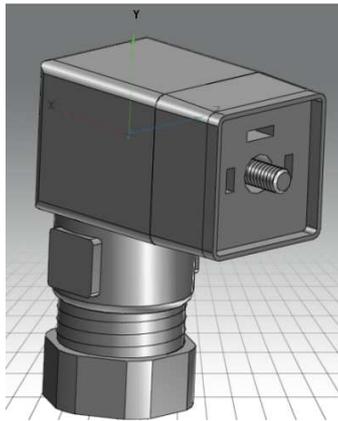


Figura 6.3.12.- Conector MSSD-EB.

Las hojas características de los componentes electrónicos que constituyen el sistema para la apertura de forros se presentan en el anexo J.14.

6.4 Sistema de inserción de lámparas en forros

a) Elementos neumáticos y de fijación

Los elementos neumáticos seleccionados, así como sus características principales del sistema de inserción de lámparas en forros que interactuarán con el transportador de cadenas se presentan a continuación.

(1) Cilindro neumático HMP-20-250-B-SL-266-KP-AD-A1

La guía para la inserción de lámparas empujará las lámparas que se encuentren en el transportador de cadenas por medio de este cilindro neumático, en los dibujos de ensamble para el sistema de inserción de lámparas en forros mostrados en el capítulo 5, solo se visualiza un solo cilindro, ya que, en función del momento de flexión y la fuerza vertical generada por la guía así como las características físicas del cilindro neumático reportadas por el fabricante con un solo cilindro es suficiente para cumplir esta tarea de forma adecuada.

Debe observarse que el cilindro neumático seleccionado es anti giro, para evitar cualquier colisión entre el transportador de cadenas, el vástago del cilindro y la guía para la inserción de lámparas. Las principales características de este cilindro son

- Tipo: HMP-20-250-B-SL-266-KP-AD-A1
- Marca: FESTO
- Carrera: 250 mm
- Diámetro del émbolo: 30 mm
- Anti giro/Guía: Guía con rodamientos de bolas
- Forma de funcionamiento: De doble efecto

- Presión de funcionamiento: 4 – 8 bar
- Fluido: Aire seco, lubricado o sin lubricación
- Temperatura de operación: 0 – 60°C
- Velocidad máxima al avanzar: ≤ 1.1 m/s
- Velocidad máxima al retroceder: ≤ 1.1 m/s
- Carrera de amortiguación: 20 mm
- Nivel de ruido: 65 dB
- Fuerza teórica con 6 bar, avance: 188 N
- Fuerza teórica con 6 bar, retroceso: 158N
- Conexión neumática: PK-4
PK-6

La siguiente figura muestra el cilindro neumático FESTO seleccionado.



Figura 6.4.1.- Cilindro neumático HMP-20-250-B-SL-266-KP-AD-A1.

(20 m) Tubo flexible PUN-6

El tubo flexible se utilizará para suministrar el flujo de aire de alta presión desde la electroválvula hasta las conexiones del cilindro neumático, las características principales del tubo flexible PUN-6 son las siguientes:

- Tipo: PUN-6x1-BL
- Marca: FESTO
- Diámetro exterior: 6 mm
- Radio de flexión relevante para el caudal: 26.5 mm
- Diámetro interior: 4 mm
- Radio máximo de curvatura: 14 mm
- Presión de funcionamiento: -0.95-10 bar
- Fluido: Aire comprimido filtrado o vacío
- Temperatura de operación: -35-60 °C

La figura del tubo flexible PUN-6 es similar a la figura 6.1.6.

(2) Racor rápido roscado QS-1/8-6

Estos dos elementos se utilizarán para que puedan conectarse las salidas de aire de alta presión localizadas en la electroválvula seleccionada al tubo flexible PUN-6, las características principales de estos elementos han sido descritas en la sección 6.3, la figura 6.3.3 muestra el racor rápido requerido.

(1) Racor rápido roscado QS-1/8-10

Este elemento se utilizará para conectar la entrada de aire de alta presión de la electroválvula seleccionada al tubo flexible PUN-10, las características principales de este elemento han sido descritas en la sección 6.1, la figura 6.1.4 muestra el racor rápido QS-1/8-10 requerido.

(2) Silenciador U-1/8-B

Estos silenciadores estarán roscados a las salidas de desfogue de la electroválvula seleccionada, para reducir el ruido generado, las características principales de este silenciador han sido descritas en la sección 6.1, la figura 6.1.5 muestra el silenciador U-1/8-B requerido.

Las hojas características de los elementos neumáticos que constituyen el sistema para la inserción de lámparas en forros se presentan en el anexo J.15.

b) Componentes electrónicos

Los componentes electrónicos y sus características principales para manipular la electroválvula que gobierna la dirección de flujo de aire de alta presión para el cilindro neumático seleccionado HMP-20-250-B-SL-266-KP-AD-A1 para el sistema de inserción de lámparas en forros se presentan a continuación.

(1) Electroválvula MFH-5-1/8

La electroválvula seleccionada tiene como función el cambiar la dirección del flujo de aire de alta presión en el cilindro neumático seleccionado, la señal de control para realizar este cambio de dirección será suministrada por el PLC. Las características de este elemento han sido ya descritas en la sección 6.1, la figura 6.1.7 muestra la electroválvula MFH-5-1/8 requerida.

(2) Detector de proximidad SME-8-K-7,5-LED-24

Los detectores de proximidad se utilizarán para indicar al PLC que el vástago del cilindro neumático seleccionado ha llegado a su fin de carrera, este cilindro neumático contará

con dos detectores de proximidad localizados en los extremos del cuerpo del cilindro, las características principales de estos detectores se presentan a continuación.

- Tipo: SME-8-K-7,5-LED-24
- Marca: FESTO
- Salida: Bipolar, con contacto
- Corriente máxima de salida: 500 mA
- Longitud de cable: 7.5 m
- Conexión eléctrica: Trefilar cable
- Principio de medición: Magnético
- Indicación de estado: LED amarillo
- Tiempo de desconexión: 0.03 ms
- Tiempo de conexión: 0.5 ms
- Temperatura de operación: -20-70°C
- Reproducibilidad del valor de conmutación: +/- 0.1 mm

La siguiente figura muestra el detector de proximidad seleccionado

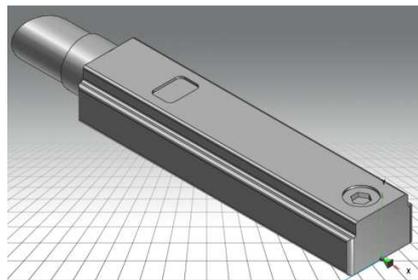


Figura 6.4.2.- Detector de proximidad SME-8-K-7,5-LED-24.

(1) Relevador LY2N VCD

Este relevador será utilizado al igual que el resto de los relevadores como etapa de potencia y de control para manipular el cambio en la dirección del flujo de aire de alta presión de la electroválvula que gobiernan el avance o retroceso del vástago del cilindro seleccionado. Las características principales de este relevador han sido ya descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.10 muestra el relevador LY2N VCD requerido.

(1) Base para relevador LY2N

Una base para relevador LY2N será utilizada para montar el relevador seleccionado, en los bornes de esta base serán conectados los cables de control que provendrán de las salidas del PLC, las principales características de estos elementos han sido descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.11 muestra el tipo de base para el relevador seleccionado.

(1) Bobina MSFG-24DC/42AC-OD

Una bobina será necesaria para realizar el cambio de flujo de aire de alta presión en la dirección deseada de la electroválvula MFH-5-1/8, las principales características de esta bobina han sido descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.12 muestra el tipo de bobina MSFG-24DC/42AC-OD seleccionada.

(1) Junta iluminada MF-LD-12-24DC

La bobina de la electroválvula seleccionada contará con una junta iluminada para indicar que el cambio en la dirección del flujo de aire de alta presión se ha realizado, las principales características de la junta iluminada han sido descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.13 muestra el tipo de junta iluminada MF-LD-12-24DC seleccionada.

(1) Conector MSSD-F

La bobina de la electroválvula seleccionada necesita un conector para conectar los cables al relevador, las principales características de este conector han sido descritas en el inciso b) de la sección 6.1, la figura 6.1.14 muestra el tipo de conector MSSD-F seleccionado.

Las hojas características de los componentes electrónicos que constituyen el sistema de inserción de lámparas en forros se presentan en el anexo J.16.

6.5 Sumario

Este capítulo ha mostrado los elementos neumáticos, componentes electrónicos y las partes eléctricas necesarias para el buen funcionamiento del sistema global. También ha marcado la lógica de programación que será implementada para la manipulación adecuada de las partes electrónicas de cada uno de los subsistemas en los que aplique, la programación de tales componentes electrónicos será presentada en el capítulo siguiente.

Se asume que las descripciones realizadas de cada componente electrónico y cada elemento neumático que constituyen el sistema empacador de lámparas incandescentes, así como su funcionamiento con los demás componentes y las hojas características de datos, son suficientes para realizar las conexiones neumáticas y eléctricas de todo el sistema, por tanto, los diagramas de conexiones neumáticas y eléctricas serán omitidos.

7

CONTROL Y PROGRAMACIÓN DEL SISTEMA PROPUESTO

Este capítulo está dedicado al control y programación que se requiere para el funcionamiento en conjunto de las partes mecánicas, elementos neumáticos, componentes electrónicos, seguridades, alarmas visuales y sonoras que constituyen el diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes.

7 CONTROL Y PROGRAMACION DEL SISTEMA PROPUESTO

Los elementos neumáticos y electrónicos necesarios para controlar de manera adecuada los sistemas que constituyen el diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes han sido presentados en el capítulo 6, por tanto, este capítulo está dedicado a la programación y la manera que serán controlados el transportador de ligas, el sistema dosificador de lámparas, el transportador de cadenas, el sistema para la apertura de forros y el sistema de inserción de lámparas en forros, así como las seguridades internas y externas con las que contará el sistema.

El control para manipular los sistemas que constituyen el diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes será ejecutado por el CPU SIMATIC S7-200, 6ES7 214-1AD23-0XB0 (PLC), cuyas características han sido descritas en el capítulo anterior.

El lenguaje propuesto para la programación del PLC será por medio de diagramas de escaleras, este lenguaje se puede convertir en código de comandos o en diagramas de compuertas lógicas según sea más cómodo para el programador.

7.1 Transportador de ligas

Los elementos electrónicos que han de manipularse del transportador de ligas son:

- Contactor dos polos un tiro 3RT10 2 que gobernará el arranque y paro del motor de dos fases.
- (R1) Relevador LY2N VCD para la señal de control que gobernará el contactor.
- (R2) Relevador LY2N VCD para la señal de control que gobernará la bobina MSFG-24DC/42AC-OD la cual a su vez gobernará el cambio de dirección del flujo de aire de alta presión a través de la electroválvula MFH-5-1/8 en el cilindro neumático compacto del sistema dosificador de lámparas.

La señal de salida que controlará el cambio del platino del relevador R1 LY2N VCD que gobernará el contactor 3RT10 2 estará localizada en la posición Q 0.0 del PLC.

La señal de salida que controlará el cambio del platino del relevador R2 LY2N VCD que gobernará la bobina MSFG-24DC/42AC-OD estará localizada en la posición Q 0.1 del PLC.

- a) Arranque y paro del motor de dos fases

Al oprimir el pulsador rasante iluminado verde, este indicará al PLC que el operador del sistema ha solicitado que este comience a operar, si el PLC no registra señales de seguridad o paro de emergencia enviará una señal de 24 VCD al relevador R1 que gobernará el contactor para que este cierre su circuito y la tensión alimente al motor de

corriente alterna de dos fases que proporcionará el movimiento mecánico requerido por el transportador de ligas.

Cuando el PLC registre alguna señal de seguridad o de paro de emergencia esté retirará la señal de 24 VCD del relevador R1, provocando que el circuito del contactor se abra y deje de fluir la tensión de alimentación del motor del CA del transportador de ligas.

b) Sistema dosificador de lámparas

Cuando el sistema este operando, el PLC enviará una señal de 24 VCD durante 5 segundos al relevador R2 que gobernará la bobina MSFG-24DC/42AC-OD para que el aire de alta presión que suministra la electroválvula MFH-5-1/8 mantenga el vástago del cilindro compacto ADVU-16-10-A-P-A extendido y las lámparas incandescentes puedan salir del transportador de ligas.

Transcurridos los 5 segundos, el PLC dejara de enviar la señal de control, para que la bobina actué sobre la electroválvula y pueda realizarse el cambio en la dirección de flujo de aire de alta presión en cilindro, provocando que el vástago del cilindro se retraiga, y el trinque del sistema dosificador de lámparas se detenga bloqueando el paso de lámparas incandescentes a los elementos subsecuentes del sistema.

En caso de que exista un paro de emergencia o una señal de seguridad, el vástago del cilindro compacto se retraerá para detener el flujo de lámparas al los elementos subsecuentes del sistema.

7.2 Transportador de cadenas

Los elementos electrónicos que han de manipularse del transportador de cadenas son:

- Contactor tres polos un tiro C 60N que gobernará el arranque y paro del motor de tres fases.
- (R3) Relevador LY2N VCD para la señal de control que gobernará el contactor.
- (R8) Relevador LY2N VCD para la señal de control que gobernará el piloto luminoso color verde.
- (R9) Relevador LY2N VCD para la señal de control que gobernará el piloto luminoso color rojo.
- (R10) Relevador LY2N VCD para la señal de control que gobernará el elemento sonoro.

La señal de salida que controlará el cambio del platino del relevador LY2N VCD que gobernará el contactor C 60N estará localizada en la posición Q 0.2 del PLC.

La señal de salida que controlará el cambio del platino del relevador LY2N VCD que gobernará el piloto luminoso color verde estará localizada en la posición Q 0.7 del PLC.

La señal de salida que controlará el cambio del platino del relevador LY2N VCD que gobernará el piloto luminoso color rojo estará localizada en la posición Q 1.0 del PLC.

La señal de salida que controlará el cambio del platino del relevador LY2N VCD que gobernará el elemento sonoro estará localizada en la posición Q 1.1 del PLC.

a) Arranque y paro del motor de tres fases

Al igual que el arranque y paro del motor de dos fases del transportador de ligas, al oprimir el pulsador rasante iluminado verde, este indicará al PLC que el operador del sistema ha solicitado que este comience a operar, si el PLC no registra señales de seguridad o paro de emergencia enviará una señal de 24 VCD al relevador R3 que gobernará el contactor para que este cierre su circuito y la tensión alimente al motor de corriente alterna de tres fases que proporcionará el movimiento mecánico del sistema motriz requerido por el transportador de cadenas.

Cuando el PLC registre alguna señal de seguridad o de paro de emergencia esté retirará la señal de 24 VCD del relevador R3, provocando que el circuito del contactor se abra y deje de fluir la tensión de alimentación del motor del CA del transportador de cadenas.

b) Señales de seguridad y paro de emergencia

Las señales de seguridad serán emitidas por los detectores de posición de fin e inicio de carrera de los vástagos de los tres cilindros neumáticos que corresponden al sistema para la apertura de forros y del sistema para la inserción de lámparas, si los vástagos de los cilindros de estos sistemas se encuentran extendidos el motor del sistema motriz del transportador de cadenas no podrá arrancar ya que de hacerlo los vástagos colisionarán con las cadenas y tablillas del transportador.

El paro de emergencia que será emitido por el pulsador tipo hongo solicitará al PLC que se detengan por completo los motores de los sistemas motrices de los transportadores de ligas y cadenas, así como también los vástagos que se encuentren extendidos del sistema para la apertura de forros y el sistema para la inserción de lámparas sean retraídos.

Cuando el pulsador tipo hongo sea oprimido el PLC desactivará las señales de 24 VCD que suministra a los relevadores R1 y R3 que controlan los contactores de los motores, enviará las señales de 24 VCD a los relevadores R9 y R10 para que el piloto luminoso color rojo y el elemento sonoro sean activados, las señales de 24 VCD de los relevadores R4, R5, R6 y R7 que gobiernan las bobinas de las electroválvulas serán desactivadas para que los vástagos de los sistemas para la apertura de forros, inserción de lámparas y la tobera de aspiración sean desconectados, por tanto, los vástagos serán retraídos y el vacío será detenido.

La señal de entrada del pulsador tipo hongo estará conectado a la entrada I 1.2 del PLC.

La señal de entrada del pulsador rasante luminoso color rojo estará conectado a la entrada I 1.3 del PLC.

La señal de entrada del pulsador rasante luminoso color verde estará conectado a la entrada I 1.4 del PLC.

c) Revoluciones requeridas del eje motriz

Los elementos mecánicos del sistema han sido diseñados para cumplir un ciclo de trabajo en ocho segundos, de los cuales, cinco segundos serán destinados para que las lámparas que se encuentren sobre el transportador de cadenas recorran una distancia de 36 pulgadas y los tres segundos restantes para que las actividades de apertura de forros e inserción de lámparas sean ejecutadas.

Para que el motor del sistema motriz del transportador de cadenas se detenga de manera normal, será necesario que el encoder registre 720°, ya que las ruedas dentadas seleccionadas requieren de dos vueltas completas para que el transportador avance la distancia requerida y puedan posicionarse de manera adecuada paralelamente a los forros abiertos.

Las señales que envía el encoder incremental por medio de los tres cables de comunicación estarán conectados al las entradas IO.0, IO.1 e IO.2 del PLC.

7.3 Sistema para la apertura de forros

Los elementos electrónicos que han de manipularse del sistema para la apertura de forros son los siguientes

- (R5) Relevador LY2N VCD para la señal de control que gobernará la bobina MSFG-24DC/42AC-OD la cual a su vez gobernará el cambio de dirección del flujo de aire de alta presión a través de la electroválvula MFH-5-1/8 de uno de los cilindros neumáticos DNGL-32-160-PPV-A.
- (R6) Relevador LY2N VCD para la señal de control que gobernará la bobina MSFG-24DC/42AC-OD la cual a su vez gobernará el cambio de dirección del flujo de aire de alta presión a través de la electroválvula MFH-5-1/8 del otro cilindro neumático DNGL-32-160-PPV-A.
- (R7) Relevador LY2N VCD para la señal de control que gobernará la bobina MSFG-24DC/42AC-OD la cual a su vez gobernará la activación de vacío de la tobera aspiradora.

La señal de salida que controlará el cambio del platino del relevador R5 LY2N VCD que gobernará la bobina MSFG-24DC/42AC-OD estará localizada en la posición Q 0.4 del PLC.

La señal de salida que controlará el cambio del platino del relevador R6 LY2N VCD que gobernará la bobina MSFG-24DC/42AC-OD estará localizada en la posición Q 0.5 del PLC.

La señal de salida que controlará el cambio del platino del relevador R7 LY2N VCD que gobernará la bobina MSFG-24DC/42AC-OD estará localizada en la posición Q 0.6 del PLC.

a) Actuadores neumáticos DNGL-32-160-PPV-A y tobera aspiradora de vacío

Como ya se ha mencionado, los actuadores neumáticos seleccionados para el sistema de apertura de forros contarán con dos sensores de proximidad localizados en los extremos de la superficie del cuerpo de los cilindros, estos sensores enviarán señales de 24 VCD a las entradas del PLC para avisar que los vástagos están retraídos o extendidos.

La señal del sensor de proximidad que indicará que uno de los vástagos de los cilindros seleccionados se encuentra retraído estará localizado en la entrada I0.4 del PLC.

La señal del sensor de proximidad que indicará que uno de los vástagos de los cilindros seleccionados se encuentra extendido estará localizado en la entrada I0.5 del PLC.

La señal del sensor de proximidad que indicará que el otro vástago del cilindro seleccionado se encuentra retraído estará localizado en la entrada I0.6 del PLC.

La señal del sensor de proximidad que indicará que el otro vástago del cilindro seleccionado se encuentra extendido estará localizado en la entrada I0.7 del PLC.

Cuando el sistema motriz del transportador de cadenas se detenga el PLC enviara la señal de 24 VCD a los relevadores R5 y R6 para que el cambio en la dirección de flujo de aire de alta presión en las electroválvulas sea activado y los vástagos puedan extenderse, los vástagos estarán extendidos por un lapso de 0.25 segundos.

Una vez que los vástagos de los cilindros neumáticos seleccionados se encuentren extendidos el PLC enviará la señal de 24 VCD al relevador R7 para que el vacío sea generado y las ventosas puedan sujetar los forros, transcurridos los 0.25 segundos las señales de 24 VCD de los relevadores R5 y R6 serán desactivadas para que el flujo de aire de alta presión cambie de dirección y los vástagos de los cilindros sean retraídos.

Cuando los sensores de proximidad registren que los vástagos de los cilindros neumáticos seleccionados estén retraídos, el PLC retirará la señal de 24 VCD que suministra al relevador R7 para que el vacío se detenga y las ventosas de sujeción suelten los forros y pueda iniciarse el proceso de la inserción de lámparas.

7.4 Sistema para la inserción de lámparas en forros

El componente electrónico que han de manipularse del sistema para la inserción de lámparas en forros es

- (R4) Relevador LY2N VCD para la señal de control que gobernará la bobina MSFG-24DC/42AC-OD la cual a su vez gobernará el cambio de dirección del flujo de aire de alta presión a través de la electroválvula MFH-5-1/8 del cilindro neumático HMP-20-250-B-SL-266-KP-AD-A1

La señal de salida que controlará el cambio del platino del relevador R4 LY2N VCD que gobernará la bobina MSFG-24DC/42AC-OD estará localizada en la posición Q.0.3 del PLC.

- a) Actuador neumático HMP-20-250-B-SL-266-KP-AD-A1

Al igual que los cilindros neumáticos seleccionados para el sistema de apertura de forros, el actuador neumático para el sistema de inserción de lámparas en forros contará con dos sensores de proximidad localizados en los extremos de la superficie del cuerpo del cilindro, estos sensores enviarán señales de 24 VCD a las entradas del PLC para avisar que el vástago está retraído o extendido.

La señal del sensor de proximidad que indicará que el vástago del cilindro neumático seleccionado se encuentra extendido estará localizado en la entrada I1.0 del PLC.

La señal del sensor de proximidad que indicará que el vástago del cilindro neumático seleccionado se encuentra retraído estará localizado en la entrada I1.1 del PLC.

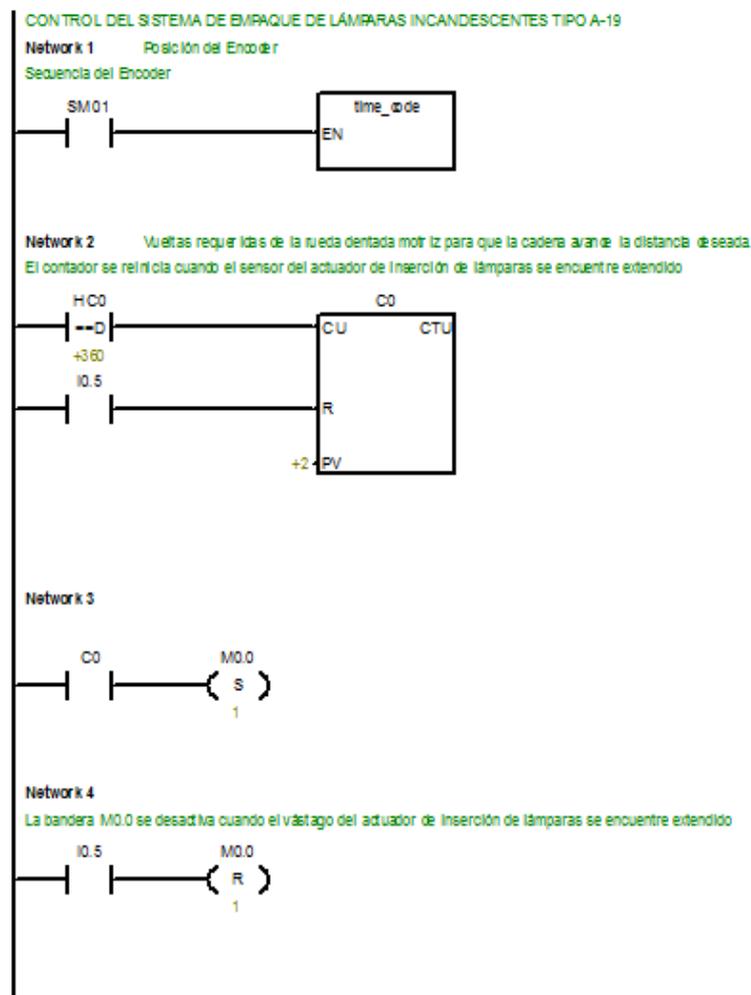
Cuando el sistema motriz del transportador de cadenas se encuentre detenido y los forros se encuentren en las pinzas de sujeción del transportador de cadenas, el PLC enviara la señal de 24 VCD al relevador R4 para que el cambio en la dirección de flujo de aire de alta presión en la electroválvula sea activado y el vástago pueda extenderse empujando las lámparas hacia los forros por medio de la guía para lámparas que estará fija a este.

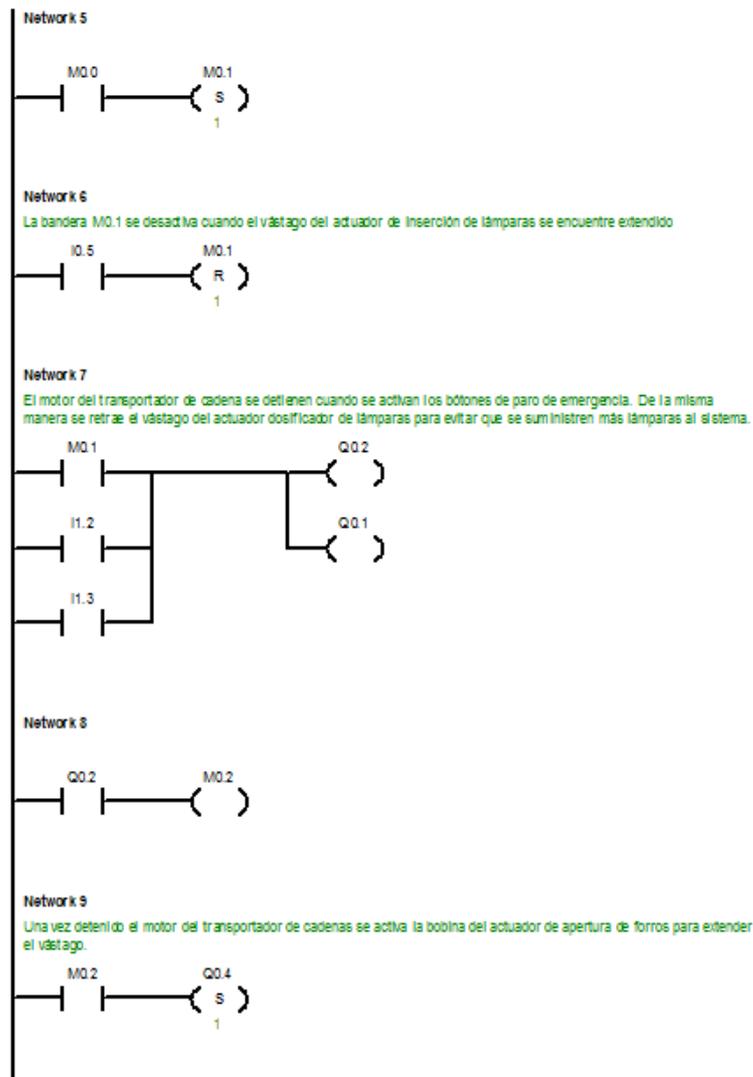
Una vez que el detector de proximidad registre que el vástago del cilindro seleccionado ha completado su trayectoria este enviara la señal de fin de carrera al PLC, entonces, el PLC desactivará la señal de 24 VCD del relevador R4 para que el cambio en la dirección del flujo de aire de alta presión sea ejecutado y el vástago del cilindro sea retraído.

Cuando el vástago del cilindro sea retraído el sensor de proximidad avisara al PLC que el vástago esta fuera de las tabillas del transportador de cadenas, de esta manera, el PLC reiniciara el contador de grados del encoder y arrancará nuevamente el motor de tres fases del sistema motriz del transportador de cadenas, comenzando así un nuevo ciclo de trabajo.

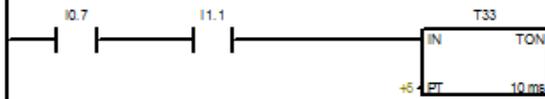
7.5 Programa para el control del sistema empacador de lámparas incandescentes

Como se menciona al inicio de este capítulo, el programa para el control de los sistemas que constituyen el diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes ha sido desarrollado en diagrama de escalera, se entiende que la forma en que operarán los componentes electrónicos que intervienen en el control del sistema y las entradas y salidas a las que estarán conectadas en el PLC son suficiente información para entender el programa de control. Se asume que el técnico que programará el PLC está familiarizado con los elementos de bloque que se han utilizado para el desarrollo del programa de control.



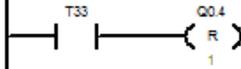


Ya que el vástago ha llegado al final de carrera se detiene medio segundo para asegurar una buena adherencia de los forros a las verticales



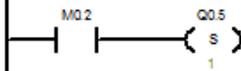
Network 11

Después del medio segundo transcurrido la bobina del actuador de la apertura de forros se desactiva permitiendo así que el vástago sea retraído

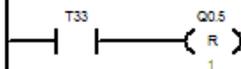


Network 12

El mismo criterio anterior se aplica para la bobina del actuador gemelo de la apertura de forros

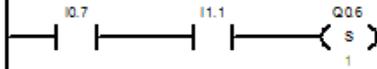


Network 13



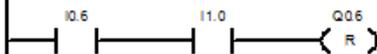
Network 14

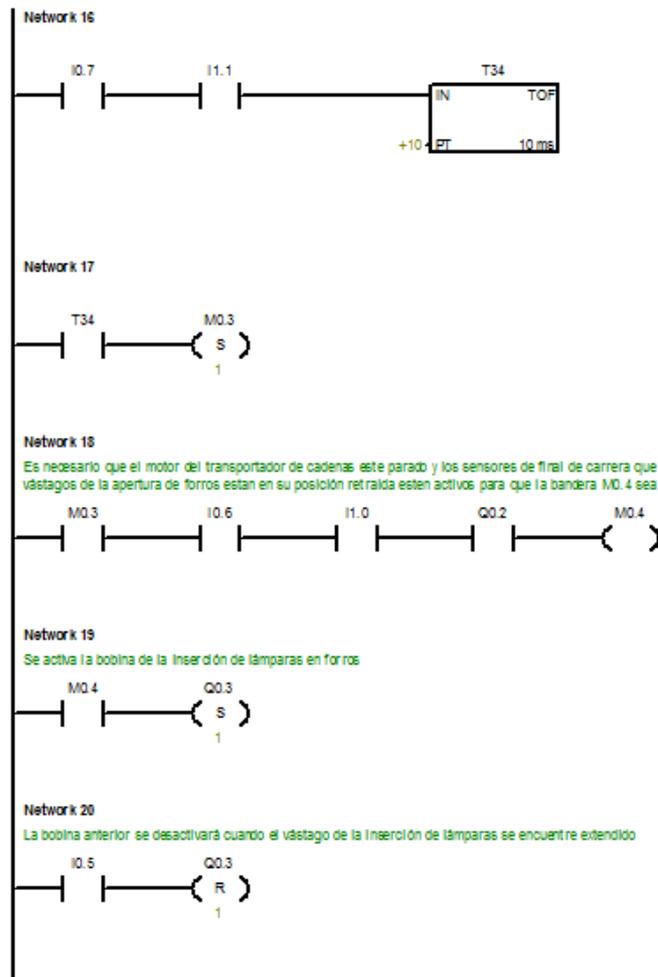
En el momento en que los vástagos de los dos actuadores de la apertura de forros llegan al final de su carrera se activa la bobina de la tobera de vacío para sujetar los forros



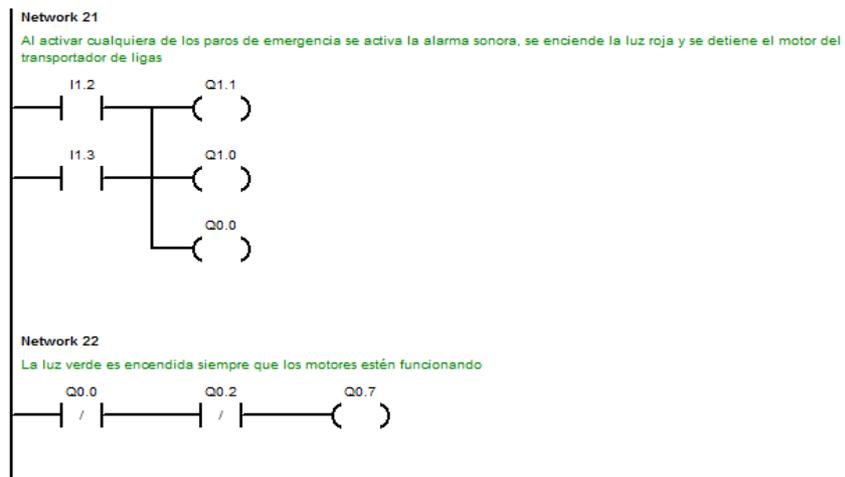
Network 15

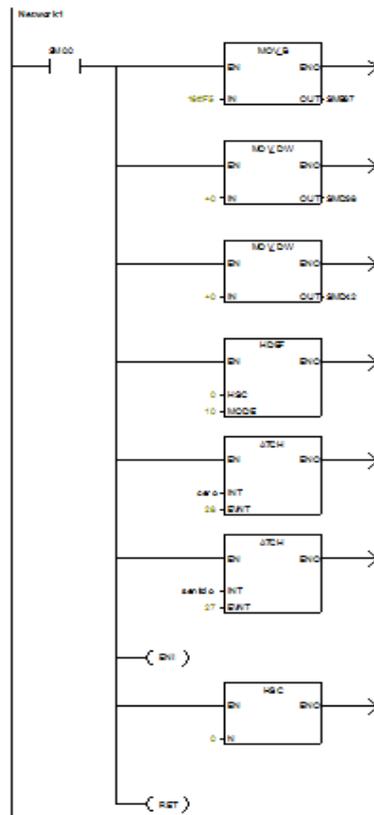
Cuando los sensores indican que los dos vástagos de la apertura de forros han llegado a su posición de retracción se desactiva la bobina de la tobera para cortar el vacío





Control maq. lámparas encoder / MAIN (OB1)





7.6 Sumario

El presente capítulo ha mostrado la lógica de programación y el código de programa para el control de los componentes electrónicos de los subsistemas, con el fin de tener un correcto funcionamiento de estos.

Se debe enfatizar que el programa está realizado en lenguaje de escalera y se asume que el técnico que este encargado de introducir este código en el PLC estará familiarizado con este lenguaje.

8

ANÁLISIS ECONÓMICO

Este último capítulo presenta el análisis económico del sistema propuesto desarrollado en los capítulos tres a seis, muestra el costo de las partes mecánicas, elementos neumáticos y componentes eléctricos/electrónicos requeridos para el ensamble y funcionamiento del sistema empacador de lámparas incandescentes propuesto.

8 ANÁLISIS ECONÓMICO

Aún cuando la parte referente a costos normalmente la cubre el departamento de contabilidad, el ingeniero debe tener conocimientos sobre los factores que intervienen en la determinación de estos, ya que debe estar capacitado, para establecer con aproximación el costo de un producto, pues comúnmente y sobre todo cuando se trabaja en la fabricación de maquinaria sobre pedido, es el ingeniero el que calcula los costos de los productos a fabricar, con objeto de presentar cotizaciones a posibles compradores, dichas cotizaciones se hacen tomando como base planos proporcionados por el cliente, o bien especificaciones de la máquina requerida.

Se ha hablado en el párrafo anterior de dos términos, el primero es “costo” el segundo es “cotización”, mercantilmente hablando; costo de un producto es la suma de los pagos efectuados para hacerlo disponible en el lugar donde se va a usar o vender.

El segundo término es cotización, es de hecho el precio de venta del producto, como se observa, para determinar el precio de venta, hay necesidad de obtener el costo del producto y además tomar en cuenta una serie de elementos del costo que son adicionales a este para establecer el precio de venta. En la fabricación de maquinaria como la diseñada, los elementos que se deben tomar en cuenta para determinar el precio de venta son:

1. Costo de producto manufacturado

El costo de fabricación de un producto es la suma de los egresos por: materiales, trabajo y otros factores empleados en su producción. Los factores del costo en la producción pueden dividirse en dos grupos:

El primero comprende los egresos por materiales y trabajo, los cuales pueden ser directamente identificados con el producto final. Estos dos factores son llamados costo directo o primo.

El segundo grupo se designa de diversas maneras, como por ejemplo: “gastos de fabricación”. Los egresos incluidos en este grupo se refieren a materiales y servicios esenciales en la fabricación de producto, pero de tal naturaleza que su costo deba prorratearse sobre varios productos o varias fases del proceso de fabricación. Ejemplo de estos costos son: Renta de fábrica (o su equivalencia en forma de impuestos, depreciación de edificios, reparaciones a los mismos, etc.), calefacción, luz, fuerza, superintendencia, etc. De hecho los elementos que intervienen para determinar los gastos de fabricación son los siguientes:

- Mano de obra indirecta
- Abastecimiento
- Alquiler de la fábrica

- Calefacción
- Luz
- Fuerza
- Seguros
- Depreciación de maquinaria
- Varios

2. Costos de administración

Los gastos de administración comprenden aquellos desembolsos que no imputarse a un solo departamento o a una sola fase del negocio, sino que benefician o se aplican a todo el negocio en conjunto. Como gastos de administración puede citarse:

- Sueldos en dirección
- Sueldo de personal
- Alquiler de oficina
- Teléfono
- Depreciación de equipo de oficina
- Papelería y artículos de escritorio
- Varios

Por lo regular estas partidas constituyen gastos fijos, aún cuando en casos determinados pueden ser variables bajo condiciones especiales.

3. Costos de venta

Hay la necesidad de reconocer varias clases de gastos de ventas. Los gastos de promoción, se refieren a aquellas actividades que tienen por objeto generar nuevos clientes, producir nuevos negocios, introducir nuevos productos e incrementar las ventas.

Otros gastos de ventas se refieren a la atención que se da a las solicitudes y respuestas derivadas de la propaganda. También debe considerarse los gastos de administración de ventas, que comprende la remuneración del personal de ventas, así como gastos de viaje pertenecientes a fases puramente administrativas de la venta, gastos de movilización de vendedores, etc. En resumen los gastos de venta son:

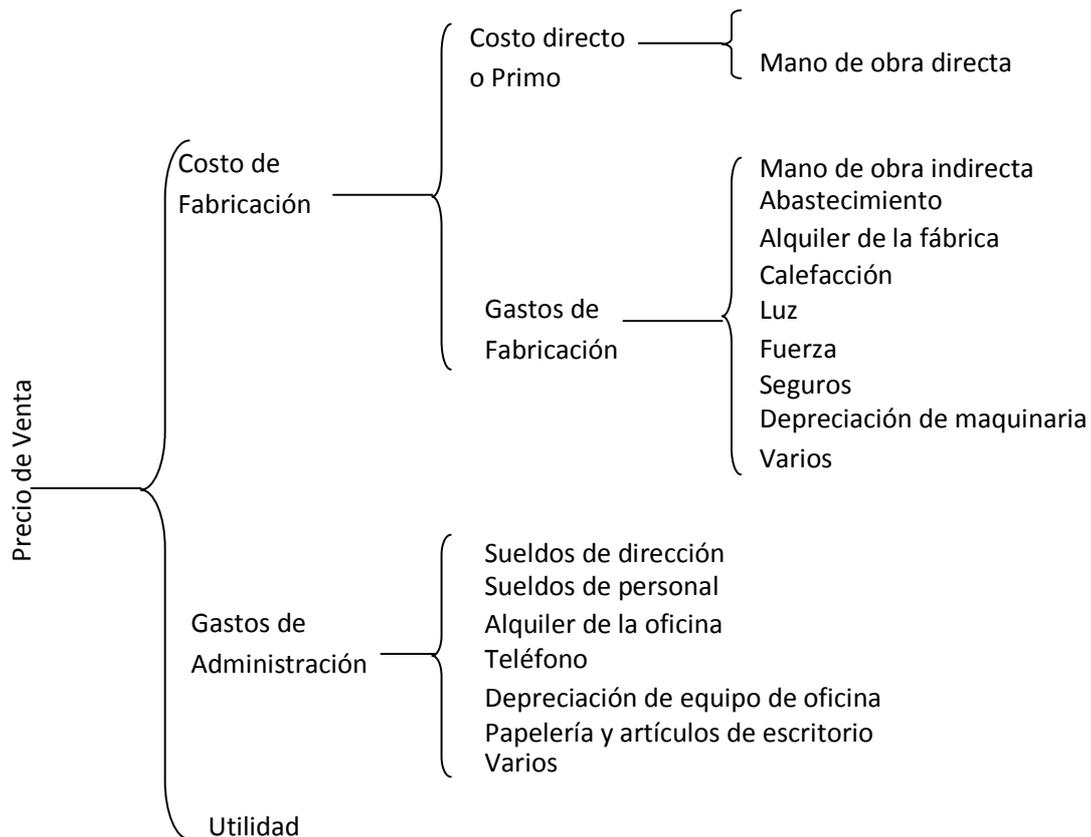
- Sueldos de vendedores
- Comisiones
- Gastos de viaje
- Propaganda
- Varios

4. Utilidad

Para operar provechosamente una compañía debe vender sus productos por una cantidad adicional mayor que la suma de sus costos de obtención y disposición. Esta cantidad adicional que se ha mencionado, es llamada contablemente hablando “utilidad” o “ganancia”.

La meta de cualquier negocio es la ganancia y el objeto de esta ganancia es recompensar a los inversionistas para el uso de su capital y proveer un margen contra las contingencias que constantemente ponen en riesgo la existencia del negocio.

Para fijar el valor de la utilidad, intervienen muchos factores, el principal es la competencia, pero hay elementos que deben tomarse en cuenta como son, la calidad del producto y la política económica que se siga; en base con lo anterior, puede fijar el siguiente diagrama, del cual deriva el precio de venta de un producto.



Como se puede apreciar en el diagrama anterior, el llegar al precio de venta, requiere seguir un procedimiento que es algo complicado, pero se ha simplificado bastante, procediendo en la forma siguiente.

- A) Costo de materia prima
- B) Dimensiones de la pieza base
- C) Procesos de maquinado necesarios.

Con los datos "A" y "B" se pueden obtener los tiempos de maquinado y con estos tiempos el costo de fabricación, según sea la máquina que lo fabrique. La suma de este costo y el de la materia prima, dan el costo probable. A este costo se le suma un porcentaje del mismo, que está en función de las políticas económicas de la compañía que lo fabrica; este porcentaje toma en cuenta los incisos 3 y 4 y aparte considera un factor especial debido a la mayor o menor dificultad que tenga la pieza a elaborar en cuanto a diseño a detalle de la misma.

8.1 Costos de los elementos mecánicos

La siguiente tabla presenta los costos de los elementos mecánicos que constituirán el sistema empacador de lámparas incandescentes diseñado.

Elementos mecánicos del transportador de ligas					
Pos.	Artículo	Cantidad	Unidad	Precio	Total MXN
1	Polea para cable de 8 mm de 3 pulg de diámetro sin rodamiento	2	pza	\$ 71.42	\$ 5,463.02
2	Polea para cable de 8 mm de 3 pulg de diámetro con rodamiento de 5/8"	14	pza	\$ 730.80	
3	Rueda dentada N° 35BS30	1	pza	\$ 170.00	
4	Rueda dentada N° 35BS17			\$ 88.00	
5	Caja de cadena P-35-1 CON 3.05 MTS XCAJA	1	pza	\$ 299.00	
6	Rodamiento montados DODGE 124049	2	pza	\$ 400.00	
7	Ligas color verde fabricadas en poliuretano	20	m	\$ 3,703.80	

Tabla 8.1.1.- Costo de los elementos mecánicos del transportador de ligas.

Elementos mecánicos del transportador de cadenas					
Pos.	Artículo	Cantidad	Unidad	Precio	Total MXN
1	Reductor de 900 a 24 rpm	1	pza	\$ 2,723.41	
2	Engrane recto TS624	2	pza	\$ 756.56	
3	Rueda dentada D40B36	4	pza	\$ 1,072.92	
4	Rueda dentada N° 40B36	3	pza	\$ 793.38	
5	Caja de cadena D-40-1/2 CON 3.05 MTS XCAJA	2	pza	\$ 2,736.54	
6	Rodamiento montados SKF YAR 212-204-2F	2	pza	\$ 2,101.24	
7	Rodamiento suelto SKF YAR 209- 108-2F	4	pza	\$ 3,133.64	
8	Rueda dentada N° 40A36	8	pza	\$2,027.28	
9	Rodamiento montados SKF YAR 209-108-2F	2	pza	\$2,537.40	
10	Caja de cadena P-40-1/2 CON 3.05 MTS XCAJA	4	pza	\$7,036.00	
11	Lubricante SAE 30	1	galon	\$547.00	
12	Canal de acero tipo estandar C6X8.2	2	pza	425.34*	
13	Acero estructural PTR de 2x2x1/4 de pulgada	20	m	\$3,744.80	
14	Electródos E6010 de 3/32"	10	pza	\$752.40	
15	Placa de acero AISI 1018 de 1/2"	1	pza	\$2,865.00	

17	Redondo C-1018 de 3/16"	1	m	\$35.00	\$ 41,754.57
18	Solera C-1018 de 1/4" de espesor, 1" de ancho	5.5	m	\$276.00	
19	Solera 1018, de 3/8" de espesor, 1 3/4" de ancho	2	m	\$558.00	
20	Solera 1018, de 1/4" de espesor, 4" de ancho	4.5	m	\$858.00	
21	Placa A36 de 3/8" de espesor, 10" de ancho y 20" de largo	0.5	m	\$211.00	
22	Placa A36 de 3/8" de espesor, 10" de ancho y 20" de largo	0.5	m	\$211.00	
23	Redondo C-1018 de 5/8"	1	m	\$29.00	
24	Solera 1018, de 1/4" de espesor, 3" de ancho	2	m	\$645.00	
25	Cuadrado C-1018 de 1 1/2"	0.5	m	\$44.00	
26	Redondo C-1018 de 1/2"	1	m	\$29.00	
27	Solera 1018, de 1/4" de espesor, 1" de ancho	2	m	\$278.00	
28	Ángulo C-1018 de 1/8" de espesor, 5/8" lados iguales	2	m	\$99.00	
29	Barra cuadrada sólida, de 5/16"	6.5	m	\$50.00	
30	Solera 1018, de 1/8" de espesor, 5/8" de ancho	1.5	m	\$154.00	

31	Cuadrado C-1018, de 1/2"	1	m	\$46.00
32	Redondo C-1018, de 5/16"	0.5	m	\$65.00
33	Solera C-1018, de 3/16" de espesor, por 1/2" de ancho	0.5	m	\$154.00
34	Redondo C-1018, de 1 1/4"	0.5	m	\$29.00
35	Redondo C-1018, de 1/2"	0.5	m	\$29.00
36	Solera 1018, de 3/8" de espesor, 2" de ancho	0.5	m	\$683.00
37	Solera 1018, de 3/16" de espesor, 2" de ancho	0.5	m	\$369.00
38	Solera 1018, de 3/16" de espesor, 5/8" de ancho	0.5	m	\$165.00
39	Solera 1018, de 1 1/4" de espesor, 1 1/4" de ancho	0.5	m	\$310.00
40	Solera 1018, de 3/16" de espesor, 3/4" de ancho	0.5	m	\$186.00
41	Redondo C-1018, de 3/8"	0.5	m	\$29.00
42	Solera 1018, de 1/4" de espesor, 4 1/2" de ancho	1.5	m	\$1,140.00
43	Redondo C-1018, de 1 5/8"	1	m	\$29.00
44	Redondo C-1018, de 2 3/4"	1	m	\$32.00
45	Redondo C-1018, de 2 1/2"	1	m	\$30
46	PTR cuadrado de 3", pared .080 "	20	m	\$369.00
47	Lámina de aluminio, calibre N° 14	4	Pieza	\$1,785.00

Elementos mecánicos del orientador de lámparas					
Pos.	Artículo	Cantidad	Unidad	Precio	Total MXN
1	Rueda dentada N° 40B48	1	pza	\$ 343.14	\$ 7,191.12
2	Engrane cónico recto HMK624A	2	pza	\$ 850.00	
3	Rodamientos montados SKF, YAR 1.1/2 N	3	pza	\$ 2,506.98	
4	Placa Nylamid de 1 1/2"	1	pza	\$ 1,528.00	
5	Placa Nylamid de 3 5/32"	1	pza	\$ 1,963.00	

Tabla 8.1.2.- Costo de los elementos mecánicos del transportador de cadenas y del orientador de lámparas.

El costo total de los elementos mecánicos que constituirán el sistema empacador de lámparas incandescentes diseñado es de **\$54,408.71 Pesos.**

8.2 Costos de los elementos neumáticos

La siguiente tabla presenta los costos de los elementos neumáticos que constituirán el sistema empacador de lámparas incandescentes diseñado.

Elementos neumáticos del dosificador de lámparas					
Pos.	Artículo	Cantidad	Unidad	Precio	Total MXN
1	Cilindro compacto ADVU-16-10-A-P-A	1	pza	\$ 1,200.00	\$ 1,861.28
2	Válvula de estrangulación antirretorno GRLA-M5-QS-4-RS-D	2	pza	\$ 338.72	
3	Racor rápido roscado QS-1/8-4	2	pza	\$ 51.20	
4	Racor rápido roscado QS-1/8-10	1	pza	\$ 25.60	
5	Silenciador U-1/8-B	2	pza	\$ 204.80	
6	Tubo flexible PUN-4	10	m	\$ 40.96	
Elementos neumáticos y de fijación del transportador de cadenas					
Pos.	Artículo	Cantidad	Unidad	Precio	Total MXN
7	Placa de alimentación PRS-M5-4	1	pza	\$ 675.10	\$ 2,757.11
8	Tubo flexible PUN-10x1-BL	10	m	\$ 40.96	
9	Tapón ciego B-1/8	3	pza		
10	Racor rápido roscado QS-1/8-10	3	pza	\$ 72.96	
11	Racor rápido roscado QS-1/2-12	3	pza	\$ 72.96	
12	Racor rápido QS-12-10	1	pza	\$ 25.73	
13	Racor rápido QS-10-T	1	pza	\$ 24.65	
14	Unidad de mantenimiento MSB6-1/2:C3J3M1-WP	1	pza	\$ 1,824.27	
15	Tubo flexible PUN-12x2-BL	5	m	\$ 20.48	

Tabla 8.2.1.- Costo de los elementos neumáticos del dosificador de lámparas y del transportador de cadenas.

Elementos neumáticos y de fijación del sistema para la apertura de forros					
Pos.	Artículo	Cantidad	Unidad	Precio	Total MXN
1	Cilindro normalizado DNGL-32-160-PPV-A	2	pza	\$ 3,840.00	\$ 14,554.83
2	Válvula de estrangulación antirretorno GRLA-1/8-QS-6-RS-D	4	pza	\$ 677.44	
3	Racor rápido roscado QS-1/8-6	22	pza	\$ 563.20	
4	Racor rápido roscado QS-1/8-10	2	pza	\$ 48.64	
5	Silenciador U-1/8-B	4	pza	\$ 409.60	
6	Pieza de fijación SMBS-2	4	pza	\$ 476.56	
7	Brida de fijación FNG-32	4	pza	\$ 674.52	
8	Ventosa ESS-30-SN	9	pza	\$1,038.96	
9	Tobera aspiradora por vacío VADM-300-N	1	pza	\$6,743.62	
10	Racor rápido roscado QS-3/8-10	2	pza	\$54.86	
11	Racor rápido roscado QS-1/4-10	1	pza	\$27.43	
Elementos neumáticos y de fijación del sistema para la inserción de lámparas en forros					
Pos.	Artículo	Cantidad	Unidad	Precio	Total MXN
1	Cilindro neumático HMP-20-250-B-SL-266-KP-AD-A1	1	pza	\$ 1,342.47	\$ 1,704.71
2	Tubo flexible PUN-6	20	m	\$ 81.92	
3	Racor rápido roscado QS-1/8-6	2	pza	\$ 51.20	
4	Racor rápido roscado QS-1/8-10	1	pza	\$ 24.32	
5	Silenciador U-1/8-B	2	pza	\$ 204.80	

Tabla 8.2.2.- Costo de los elementos neumáticos de los subsistemas para la apertura de forros e inserción de lámparas.

El costo total de los elementos neumáticos que constituirán el sistema empacador de lámparas incandescentes diseñado es de **\$19,016.65 Pesos.**

8.3 Costos de los componentes electrónicos

La siguiente tabla presenta los costos de los componentes electrónicos que constituirán el sistema empacador de lámparas incandescentes diseñado.

Componentes eléctricos/electrónicos del transportador de ligas					
Pos.	Artículo	Cantidad	Unidad	Precio (pesos)	Total MXN
1	Motor eléctrico CA de dos fases con reductor	1	pza	\$ 8,204.00	\$10,901.77
2	Electroválvula MFH-5-1/8	1	pza	\$ 964.00	
3	Interruptor termo magnético C 60N de dos polos a 5 Amp	1	pza	\$ 125.00	
4	Contactador de dos polos 3RT10 2 de 9 Amp	1	pza	\$ 354.00	
5	Relevador LY2N 24 VCD	2	pza	\$ 330.00	
6	Base para relevador LY2N	2	pza	\$ 120.00	
7	Bobina MSFG-24DC/42 AC-OD	1	pza	\$ 385.74	
8	Junta iluminada MF-LD-12-24DC	1	pza	\$ 234.78	
9	Conector MSSD-F	1	pza	\$ 184.25	

Tabla 8.3.1.- Costo de los componentes eléctricos/electrónicos del transportador de ligas.

Componentes eléctricos/electrónicos del transportador de cadenas					
Pos.	Artículo	Cantidad	Unidad	Precio	Total MXN
1	Motor eléctrico CA de tres fases sin reductor	1	pza	\$ 17,645.00	
2	Interruptor termo magnético C 60N de tres polos a 25 Amp	1	pza	\$ 178.24	
3	Interruptor termo magnético C 60N de dos polos a 15 Amp	1	pza	\$ 135.28	
4	Fuente de poder LOGO POWER 6EP1332-1SH42	1	pza	\$ 2,279.00	
5	CPU SIMATIC S7-200, 6ES7 214-1AD23-0XB0	1	pza	\$ 3,612.00	
6	Contactador de tres polos 3RT1033 de 25 Amp	1	pza	\$ 456.00	
7	Relevador LY2N 24 VCD	4	pza	\$ 660.00	
8	Base para relevador LY2N	4	pza	\$ 240.00	

9	Encoder incremental E6B2-CWZ6C	1	pza	\$ 3,917.00	\$43,730.02
10	Resistores de 2.2 kilo ohms	3	pza	\$ 4.50	
11	Cable FLEXANEL color rojo, calibre 18 AWG	50	m	\$ 92.00	
12	Cable FLEXANEL color negro, calibre 12 AWG	50	m	\$ 260.50	
13	Gabinete HIMEL de 80x120x30	1	pza	\$ 1,934.00	
14	Gabinete HIMEL de 80x60x20	1	pza	\$ 1,175.00	
15	Riel defijación estandar, marca MOELLER	15	m	\$ 536.00	
16	Canaleta de 37.5x37.5	20	m	\$ 3,500.00	
17	Pulsador tipo hongom marca Telemecanique	1	pza	\$ 657.00	

18	Pulsador rasante ATEX M22-DL-V, marca MOELLER	1	pza	\$ 189.00
19	Pulsador rasante ATEX M22-DL-R, marca MOELLER	1	pza	\$ 189.00
20	Lámpara de señalización M22-LH- R	1	pza	\$ 411.00
21	Lámpara de señalización M22-LH- V	1	pza	\$ 411.00
22	Sirena, marca Telemecanique	1	pza	\$ 918.00
23	Base, tapa y tubo para torre de señalización	1	pza	\$ 353.00
24	Tablillas terminales 8WA1011-3DF21	100	pza	\$ 3,400.00
25	Unión para clemas 8WA 1898	15	pza	\$ 465.00
26	Fusible tipo europeo de 0.5 mA	3	pza	\$ 7.50
27	Porta fusible para fusible tipo europeo SIEMENS	3	pza	\$ 105.00

Tabla 8.3.2.- Costo de los componentes eléctricos/electrónicos del transportador de cadenas.

Componentes electrónicos del sistema para la apertura de forros					
Pos.	Artículo	Cantidad	Unidad	Precio	Total MXN
1	Electroválvula MFH-5-1/8	2	pza	\$ 1,892.92	\$ 8,302.74
2	Detector de proximidad SMPO-1-H-B	4	pza	\$ 3,697.04	
3	Relevador LY2N 24 VCD	3	pza	\$ 495.00	
4	Base para relevador LY2N	3	pza	\$ 180.00	
5	Bobina MSFG-24DC/42 AC-OD	2	pza	\$ 771.48	
6	Junta iluminada MF-LD-12-24DC	2	pza	\$ 469.56	
	Junta iluminada MEB-LD-12-24DC	1	pza	\$ 234.78	
7	Conector MSSD-F	2	pza	\$ 368.50	
8	Conector MSSD-EB	1	pza	\$ 193.46	

Componentes electrónicos del sistema para la inserción de lámparas en forros					
Pos.	Artículo	Cantidad	Unidad	Precio	Total MXN
1	Electroválvula MFH-5-1/8	1	pza	\$ 964.46	\$ 2,800.15
2	Detector de proximidad SME-8-K-7,5-LED-24	2	pza	\$ 805.92	
3	Relevador LY2N 24 VCD	1	pza	\$ 165.00	
4	Base para relevador LY2N	1	pza	\$ 60.00	
5	Bobina MSFG-24DC/42 AC-OD	1	pza	\$ 385.74	
6	Junta iluminada MF-LD-12-24DC	1	pza	\$ 234.78	
7	Conector MSSD-F	1	pza	\$ 184.25	

Tabla 8.3.3.- Costo de los componentes electrónicos de los subsistemas para la apertura de forros e inserción de lámparas.

El costo total de los componentes eléctricos/electrónicos que constituirán el sistema empacador de lámparas incandescentes diseñado es de **\$65,734.68 Pesos**.

El costo total del sistema empacador de lámparas incandescentes diseñado es de **\$139,160.04 Pesos**. Es importante considerar el costo de los maquinados para las piezas mecánicas que constituyen el sistema. El autor del presente trabajo considera que el costo total de la máquina será de **\$250,000.00 Pesos**

8.4 Sumario

Este último capítulo ha sido dedicado al costo de los elementos mecánicos, neumáticos, eléctricos y electrónicos que constituirán el sistema empacador de lámparas incandescentes.

Los costos de cada uno de los componentes seleccionados han sido plasmados en función de las cotizaciones que los proveedores han emitido, debe considerarse que estas cotizaciones deberán ser actualizadas para tener una mayor certeza en cuanto al costo final del sistema.

Las cotizaciones que han emitido los proveedores de los elementos requeridos para el sistema no serán presentados en este trabajo, ya que dichas cotizaciones son muy extensas y por esa razón se han concentrado los costos de cada elemento y componentes en las tablas de costos que han sido presentadas a la largo de este capítulo.

Para afirmar categóricamente que es costeable la fabricación de la máquina diseñada, habría necesidad de efectuar un estudio económico completo. (No obstante, considero que es costeable fabricarla.)

CONCLUSIONES FINALES

El diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes se ha enfocado a satisfacer las necesidades de una de las actividades del proceso de empaque para lámparas incandescentes tipo A-17 de una de las compañías dedicadas a la iluminación más importante a nivel mundial.

En el diseño del sistema propuesto se ha considerado la versatilidad del sistema para poder efectuar los menores cambios posibles en cuanto a la manipulación de lámparas diferentes al tipo A-17 para la inserción de lámparas en forros.

Los materiales, componentes electrónicos, elementos neumáticos y elementos mecánicos seleccionados para formar parte de los diferentes subsistemas que conformarán el sistema global, han sido seleccionados en cuanto a los requerimientos solicitados por el cliente, estos componentes y elementos cumplen con las normas estándares de muchas compañías, por tanto, el sistema diseñado no se limita exclusivamente a trabajar para la compañía para el que fue solicitado.

El material utilizado para la fabricación de los forros, debe presentar un buen control de calidad en cuanto a la apertura de estos, es decir, se requiere que los forros no tengan pegadas sus caras internas, ya que de no ser así el forro no podrá ser abierto por el subsistema para la apertura de forros, provocando que la lámpara salga del sistema y colisione con alguna de las partes o con el piso, pudiéndose romper ésta.

Es importante resaltar que la alimentación de forros en el subsistema acumulador y la alimentación de lámparas en la parte inclinada del transportador de ligas se llevarán a cabo de forma manual

La metodología aplicada a lo largo del desarrollo para el diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes me ha proporcionado las herramientas necesarias para poder diseñar los subsistemas necesarios que conforman el sistema global propuesto, así como identificar y analizar las partes más críticas de cada uno de los subsistemas propuestos.

Los análisis de las partes críticas de cada uno de los subsistemas propuestos han sido analizados por dos métodos; el analítico y el numérico. El método de análisis experimental no se presenta en este trabajo, debido a los altos costos de fabricación para un prototipo del sistema propuesto. Considero que los dos métodos aplicados son suficiente base técnica para poder fabricar el sistema diseñado.

El análisis económico presentado en el último capítulo muestra una estimación muy cercana del costo real total del sistema diseñado, este costo deberá ser actualizado al momento de considerar la fabricación del sistema propuesto, debido al aumento de precios de los tiempos de maquinados y los gastos de importación de ciertos componentes electrónicos y elementos neumáticos.

Es importante considerar de igual manera que algunos de los elementos de máquina seleccionados para los diferentes subsistemas que conforman el sistema global hasta este momento son los más actuales que los fabricantes distribuyen, en lo futuro, deberá consultarse con cada uno de los fabricantes de los elementos de máquina seleccionados para conocer si el elementos propuesto necesita ser actualizado o remplazado por uno más reciente.

El diseño del sistema empacador de lámparas incandescentes tipo A-17, cumple con las velocidades de producción y orientación de las lámparas requeridas por la compañía para la inserción de lámparas en forros. Debe considerarse que el sistema ha sido diseñado para operar bajo estas dos condiciones, por tanto, en caso de ser necesario un aumento considerable de velocidad, es necesario realizar nuevamente un estudio de la capacidad de operación de los diferentes elementos de máquina seleccionados.

De igual manera, las dimensiones del sistema diseñado están en función de la plantilla de la línea de producción donde se requiere que el sistema opere, de esta manera, el espacio no es limitante para las dimensiones establecidas para los diferentes subsistemas que constituirán el sistema empacador de lámparas incandescentes.

TRABAJOS FUTUROS

Los trabajos futuros que pueden desarrollarse en torno al sistema empacador de lámparas incandescentes que el autor de este trabajo propone está dividido en dos proyectos:

1. Sistema de visión artificial para la inspección de lámparas armadas.
2. Sistema automático para el arreglo 5X2 y emplayado de lámparas A-17.

Estos proyectos son considerados para la empresa de iluminación que ha solicitado el diseño propuesto, debido a las condiciones de operación para el empaque de lámparas tipo A-17 que la empresa lleva a cabo actualmente.

1. Sistema de visión artificial para la inspección de lámparas armadas.

Como se menciona en el punto 2.4 del capítulo dos, en la parte final del transportador de salida se localiza un operador que inspecciona la calidad del armado de cada una de la lámparas producidas, si el operador detecta cualquier anomalía las lámparas son separadas y rechazadas.

El sistema de inspección de calidad con el que se cuenta para realizar esta operación depende de la habilidad visual del operador para distinguir las lámparas defectuosas. Factores como el cansancio y la distracción afecta de manera considerable el buen desempeño del operador para cumplir con esta operación, de tal manera, que una cantidad considerable de lámparas armadas defectuosas pasan a la etapa de empaque, cuyo resultado impacta en el usuario final que adquiere este producto.

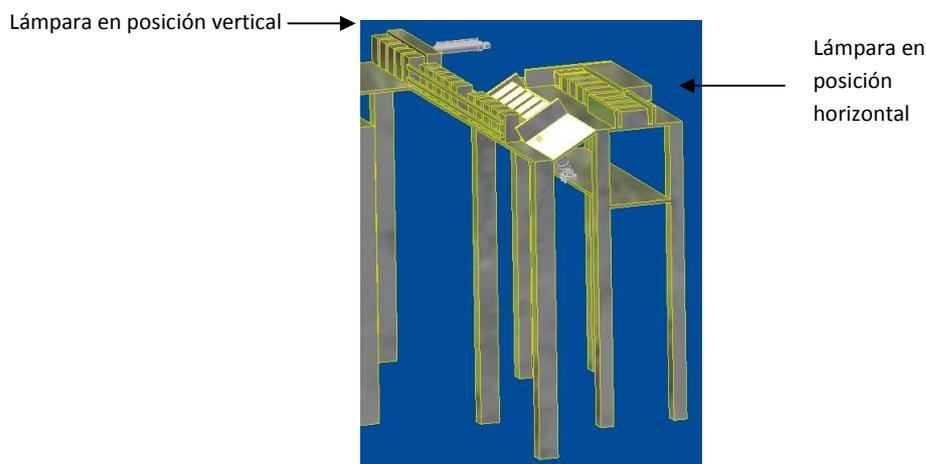
El primer trabajo a futuro que se propone es la implementación de un sistema de visión artificial para la inspección de lámparas armadas, tal proyecto se sugiere abordarlo en dos etapas principales; la primera de estas, es implementar un sistema de visión artificial, el cual, por medio de una comparación de patrones previamente registrados y considerados como aceptables ejecutará la inspección de las lámparas terminadas que sales de la línea de ensamble. Tal sistema de visión consiste en cámaras fotográficas de alta resolución que tiene un rango de operación de 2000 a 5000 imágenes por minuto, proveedores como FESTO y HITACHI, entre otros, cuentan con este tipo de tecnologías.

La segunda etapa de este proyecto es el diseño de un mecanismo capaz de depositar las lámparas que superen la inspección de calidad en el transportador de ligas del sistema empacador de lámparas incandescentes y separa las lámparas que estén defectuosas.

2. Sistema automático para el arreglo 5X2 y emplayado de lámparas A-17.

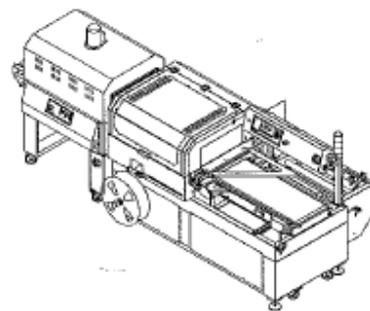
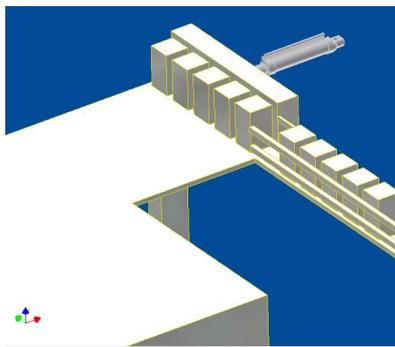
El segundo trabajo a futuro que se propone es la implementación de un sistema capaz de realizar el arreglo 5X2 final de lámparas y colocarles la película de plástico como se muestra en la figura 1.3.9 del capítulo uno. Tal sistema deberá estar localizado a la salida del transportador de cadenas del sistema empacador de lámparas incandescentes.

Este sistema estará diseñado para cambiar el sentido de orientación horizontal a vertical de las lámparas provenientes del transportador de cadenas para llevar a cabo el arreglo de 5x2 deseado y dejar listo el arreglo para el proceso de envoltura de plástico. La siguiente figura presenta un bosquejo general del sistema propuesto.



Bosquejo general del sistema de posicionamiento.

Como paso final se debe suministrar el arreglo de 5x2 al equipo de sellado. La transferencia y el equipo se muestran en las figuras siguientes.



Bosquejo general de la transferencia del arreglo de 5X2 a la máquina de sellado y equipo de sellado.

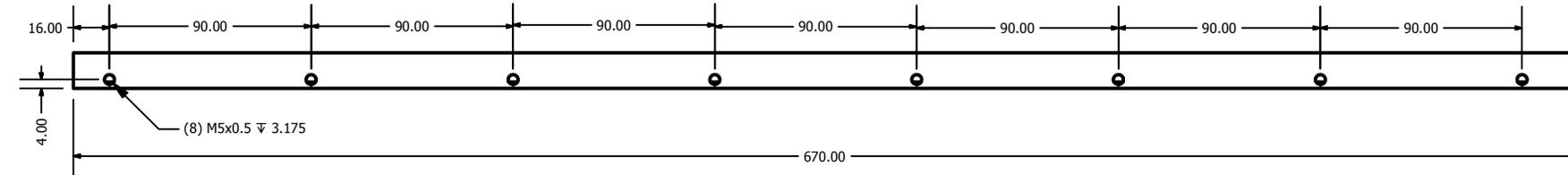
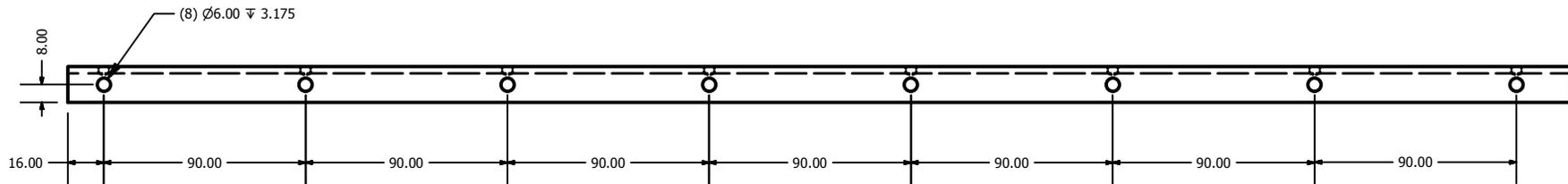
**ANEXO A.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL TRANSPORTADOR DE
LIGAS**

2

1

B

B



A

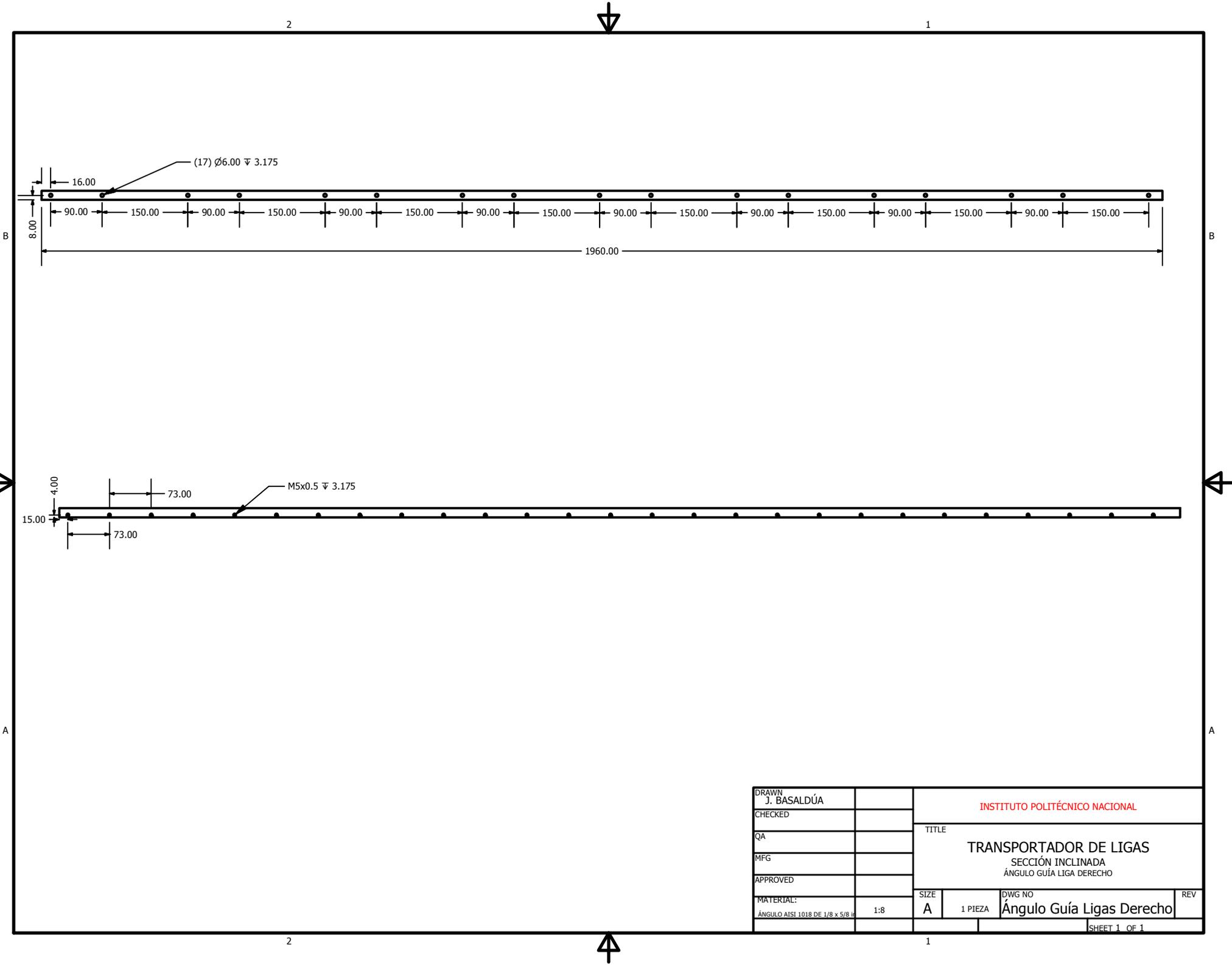
A

2

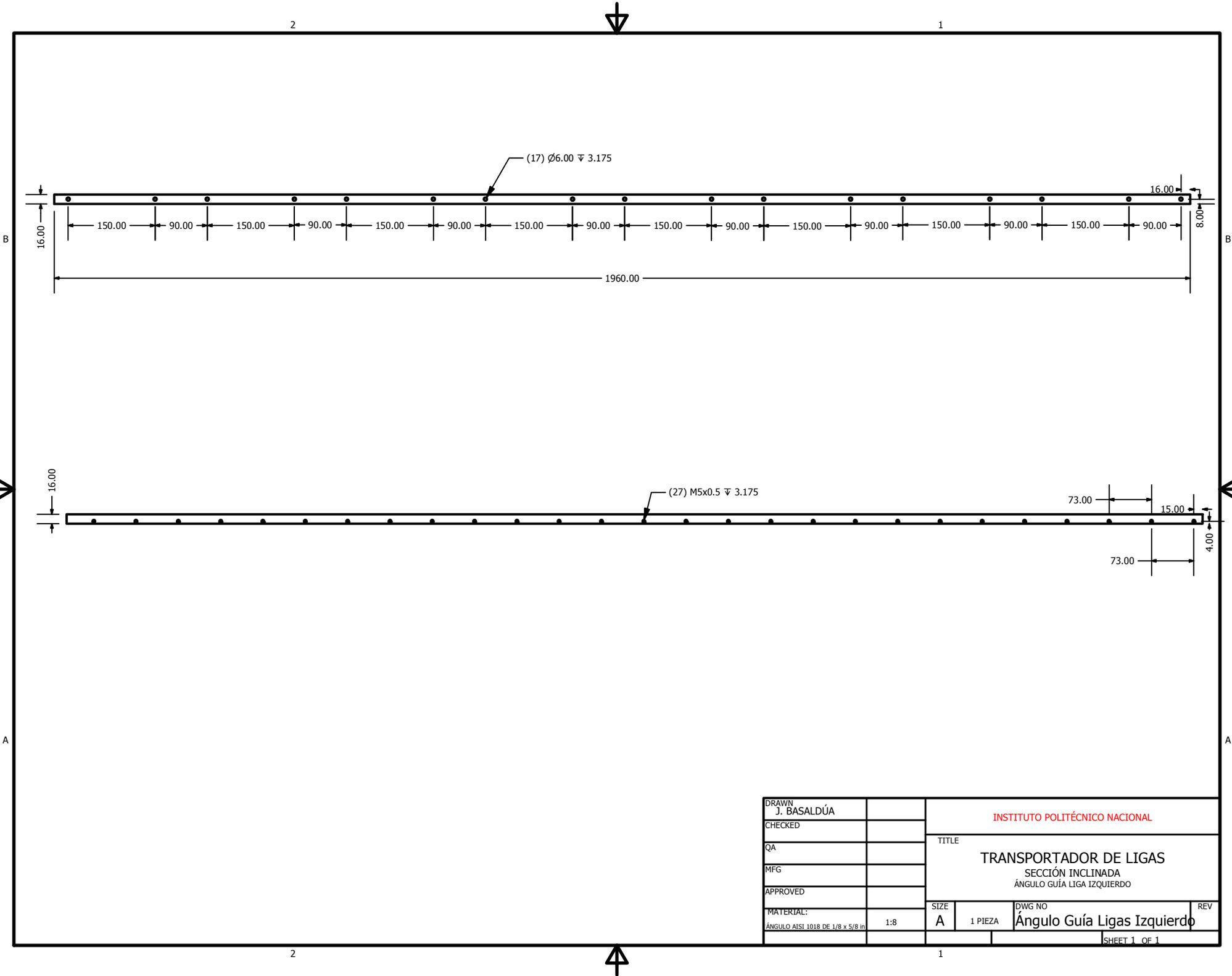
1

DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL			
CHECKED					
QA		TITLE TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL ANGULO DERECHO			
MFG					
APPROVED					
MATERIAL: ANGULO AISI 1018 DE 1/8 x 5/8		1:3	SIZE A	DWG NO 1 PIEZA	REV
SHEET 1 OF 1					

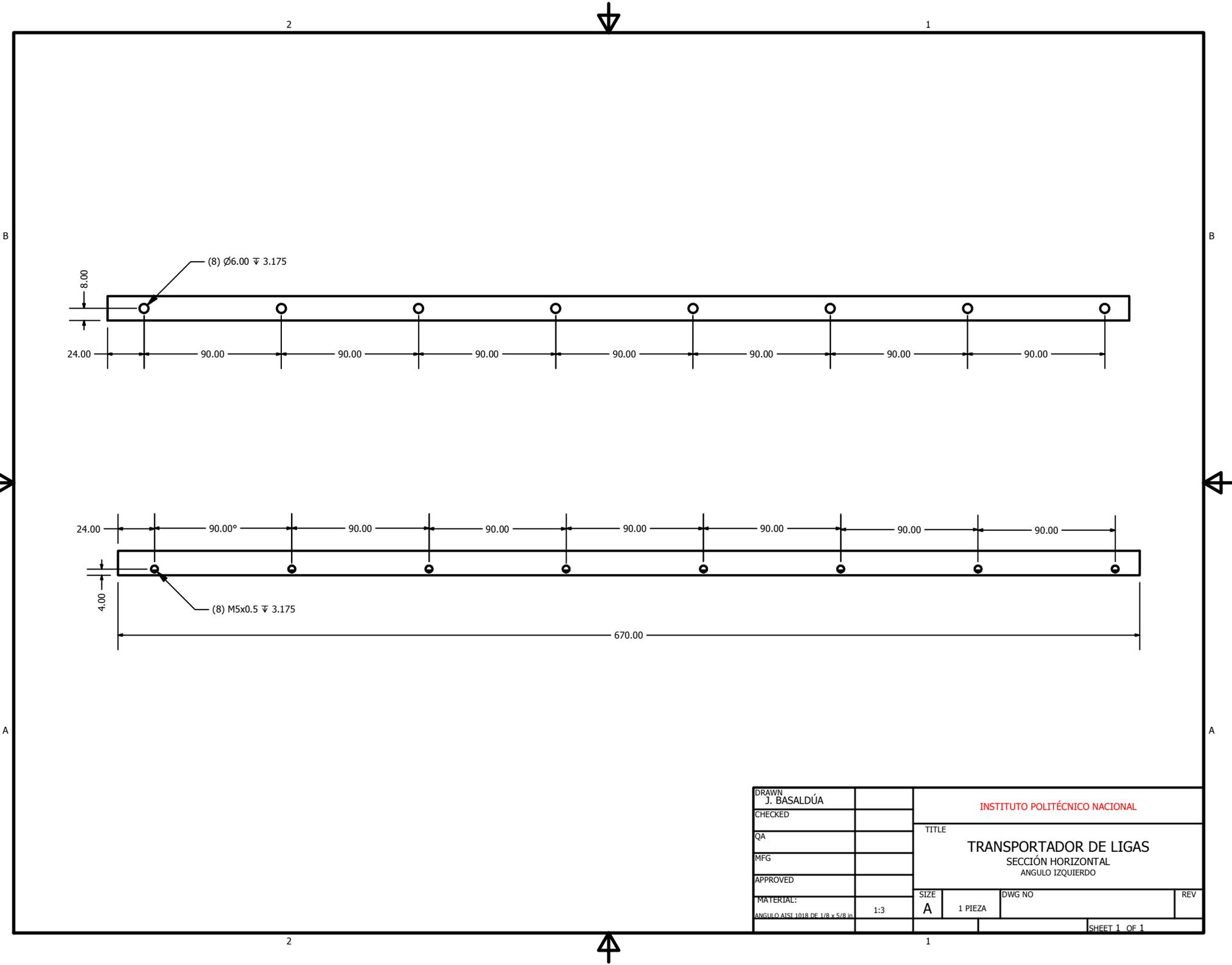
1



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA ÁNGULO GUÍA LIGA DERECHO		
APPROVED		SIZE	DWG NO	REV
MATERIAL: ÁNGULO AISI 1018 DE 1/8 x 5/8 in		1:8	1 PIEZA	Ángulo Guía Ligas Derecho
		SHEET 1 OF 1		



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS		
APPROVED		SECCIÓN INCLINADA		
MATERIAL:		SIZE	DWG NO	REV
ÁNGULO AISI 1018 DE 1/8 x 5/8 in		1:8	1 PIEZA	Ángulo Guía Ligas Izquierdo
		SHEET 1 OF 1		



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS		
APPROVED		SECCIÓN HORIZONTAL		
MATERIAL:		SIZE	DWG NO	REV
ANGULO AISI 1018 DE 1/8 x 5/8 in		1:3	A 1 PIEZA	
		SHEET 1 OF 1		

2

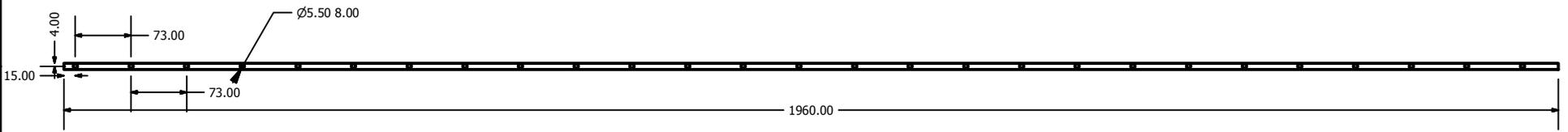
1

B

B

A

A



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA BARRA GUÍA		
APPROVED		REV		
MATERIAL:	SIZE	DWG NO	REV	
BARRA CUADRADA AISI 1018 DE 8mm	1:8	A	2 PIEZAS	Barra guía
		SHEET 1 OF 1		

2

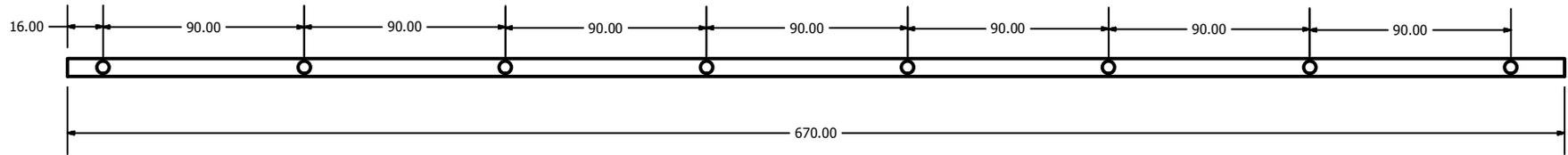
1

2

1

B

B



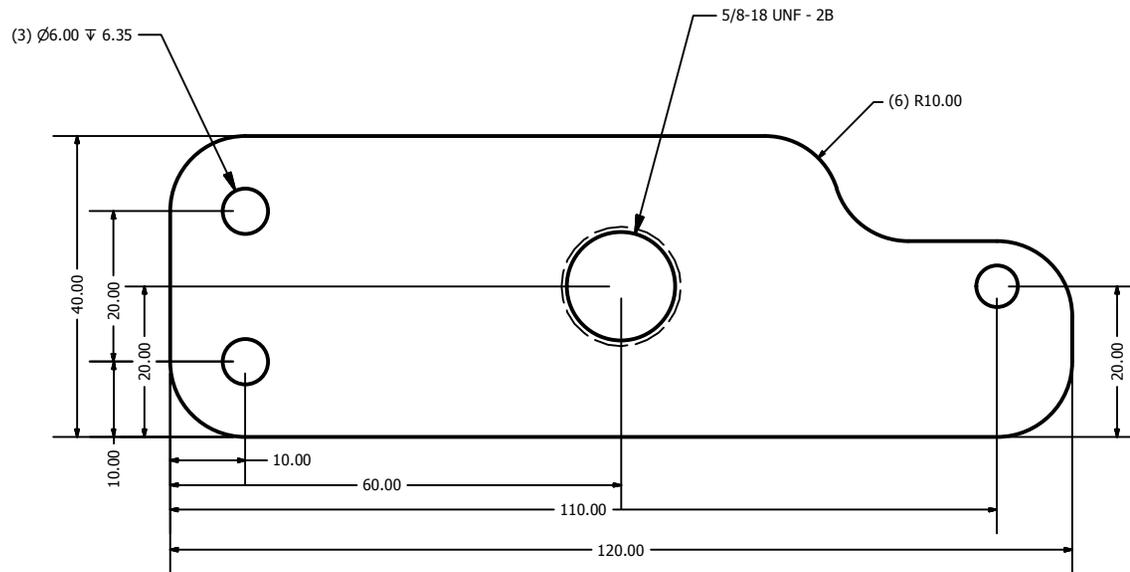
A

A

2

1

DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL BARRA GUÍA		
APPROVED		SIZE	DWG NO	REV
MATERIAL: BARRA CUADRADA AISI 1018 DE 8mm		1:3	A 2 PIEZAS	Barra guía
		SHEET 1 OF 1		



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL BARRA UNIÓN		
APPROVED		SIZE	DWG NO	REV
MATERIAL: PLACA AISI 1018 DE 6.35 mm		1:1	A 2 PIEZAS	Barra Unión
		SHEET 1 OF 1		

2

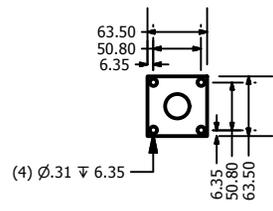
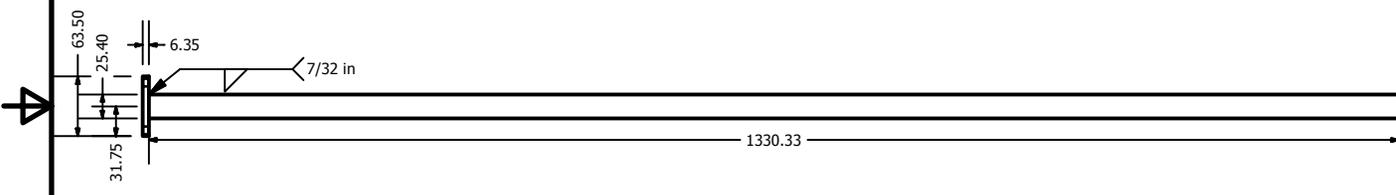
1

B

B

A

A



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA COLUMNA DOS		
MFG				
APPROVED				
MATERIAL: AISI 1018	1:8	SIZE A	DWG NO 1 PIEZA	REV Columna dos
		SHEET 1 OF 1		

2

1

2

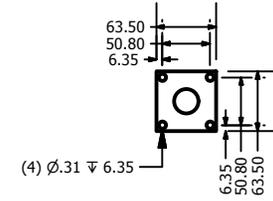
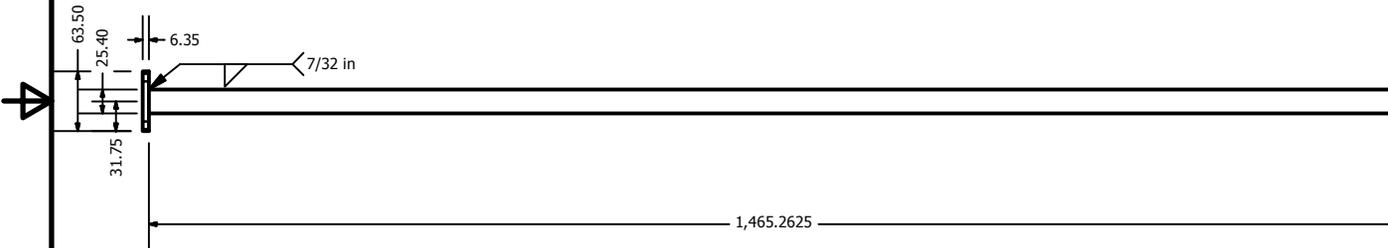
1

B

B

A

A



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL COLUMNA TRES		
APPROVED		REV		
MATERIAL:	SIZE	DWG NO	REV	
AISI 1018	1:8	A	1 PIEZA	Columna tres
		SHEET 1 OF 1		

2

1

2

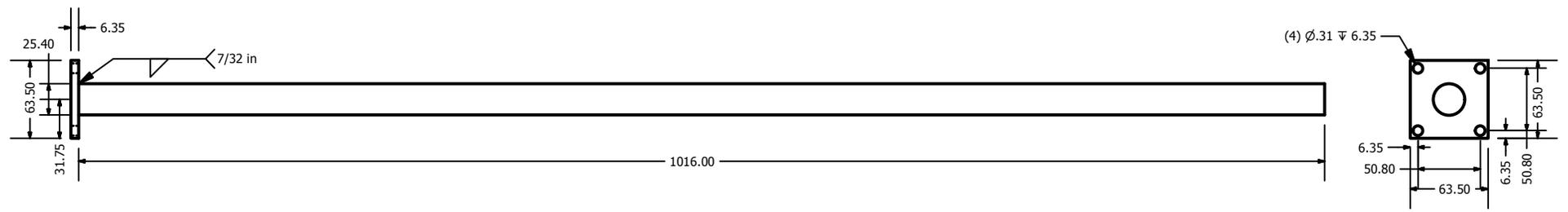
1

B

B

A

A



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA COLUMNA UNO		
MFG				
APPROVED				
MATERIAL:	SIZE	DWG NO	REV	
AISI 1018	1:5	A	1 PIEZA	Columna uno
		SHEET 1 OF 1		

2

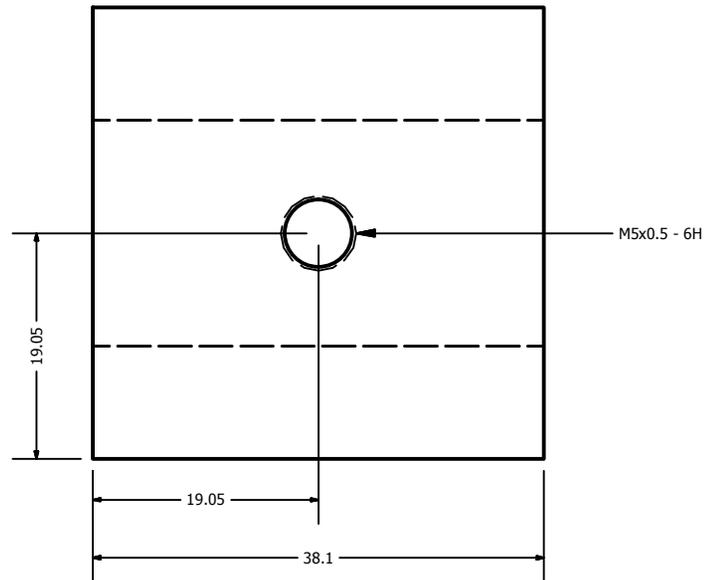
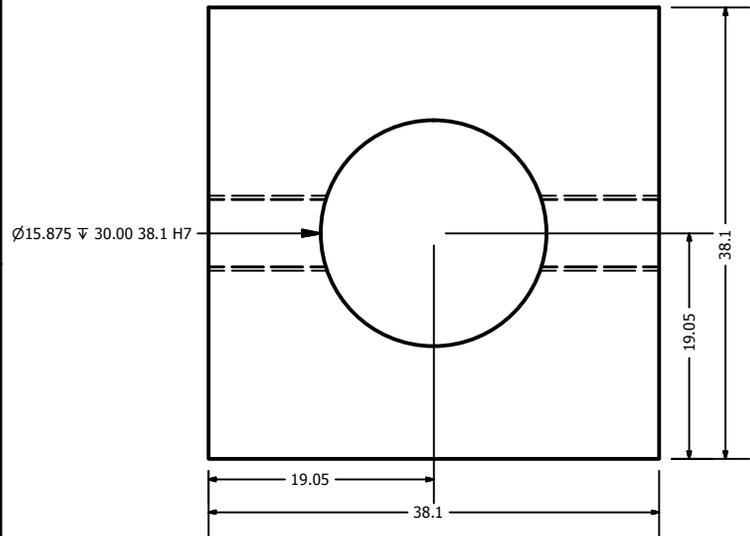
1

2

1

B

B



A

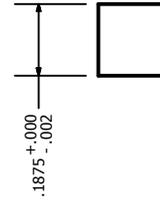
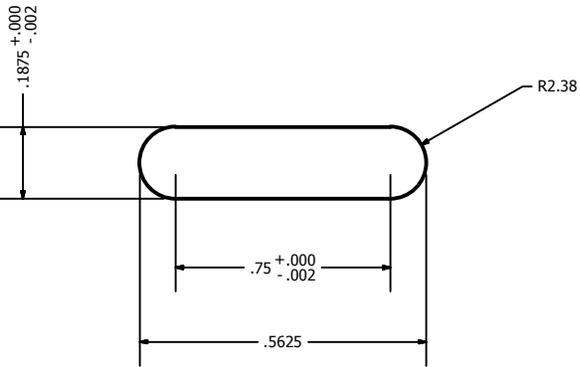
A

DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA CUBO APRISIONADOR		
MFG				
APPROVED		SIZE A		
MATERIAL: CUADRADO AISI 1018		2:1		DWG NO 4 PIEZAS
				REV Cubo Aprisionador
				SHEET 1 OF 1

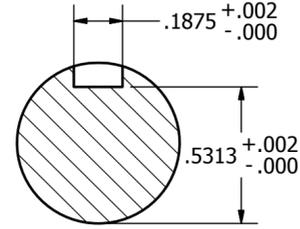
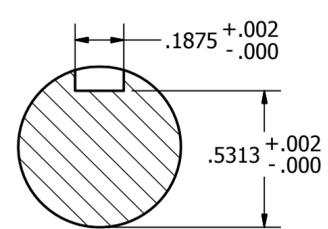
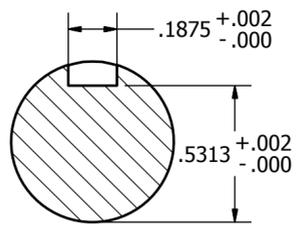
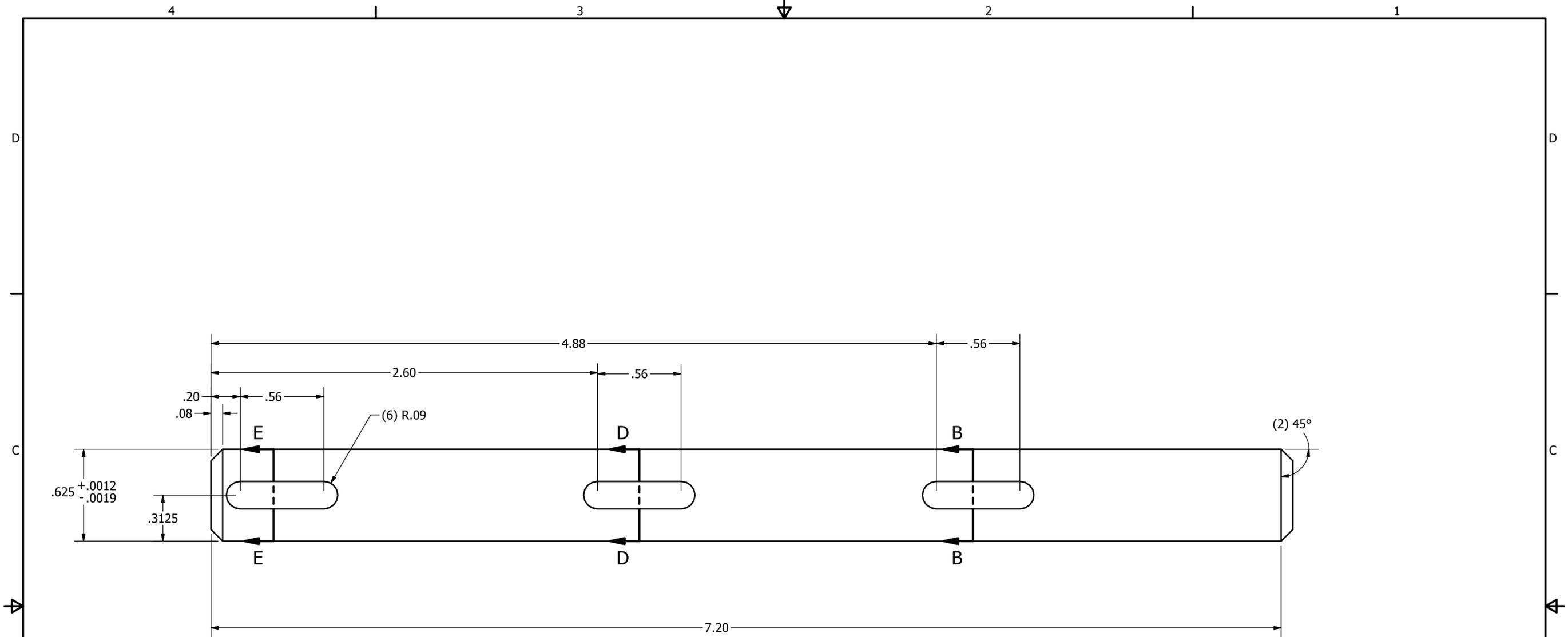
2

1

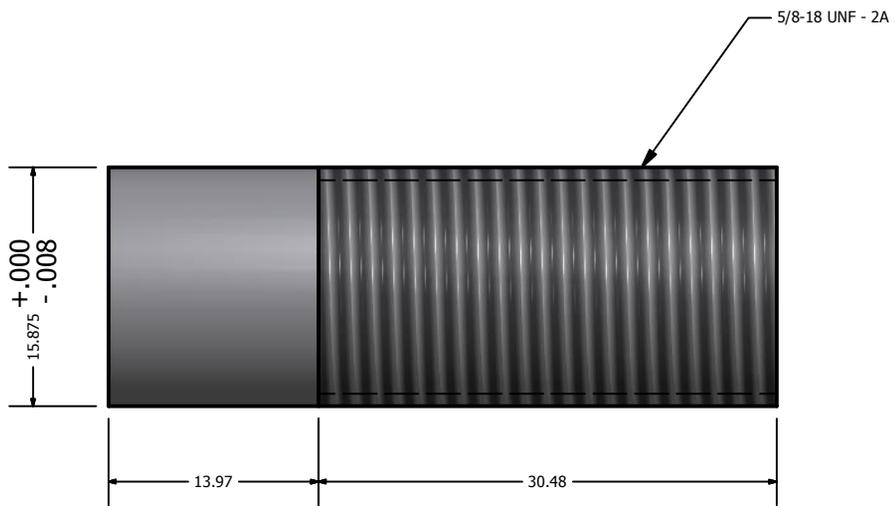




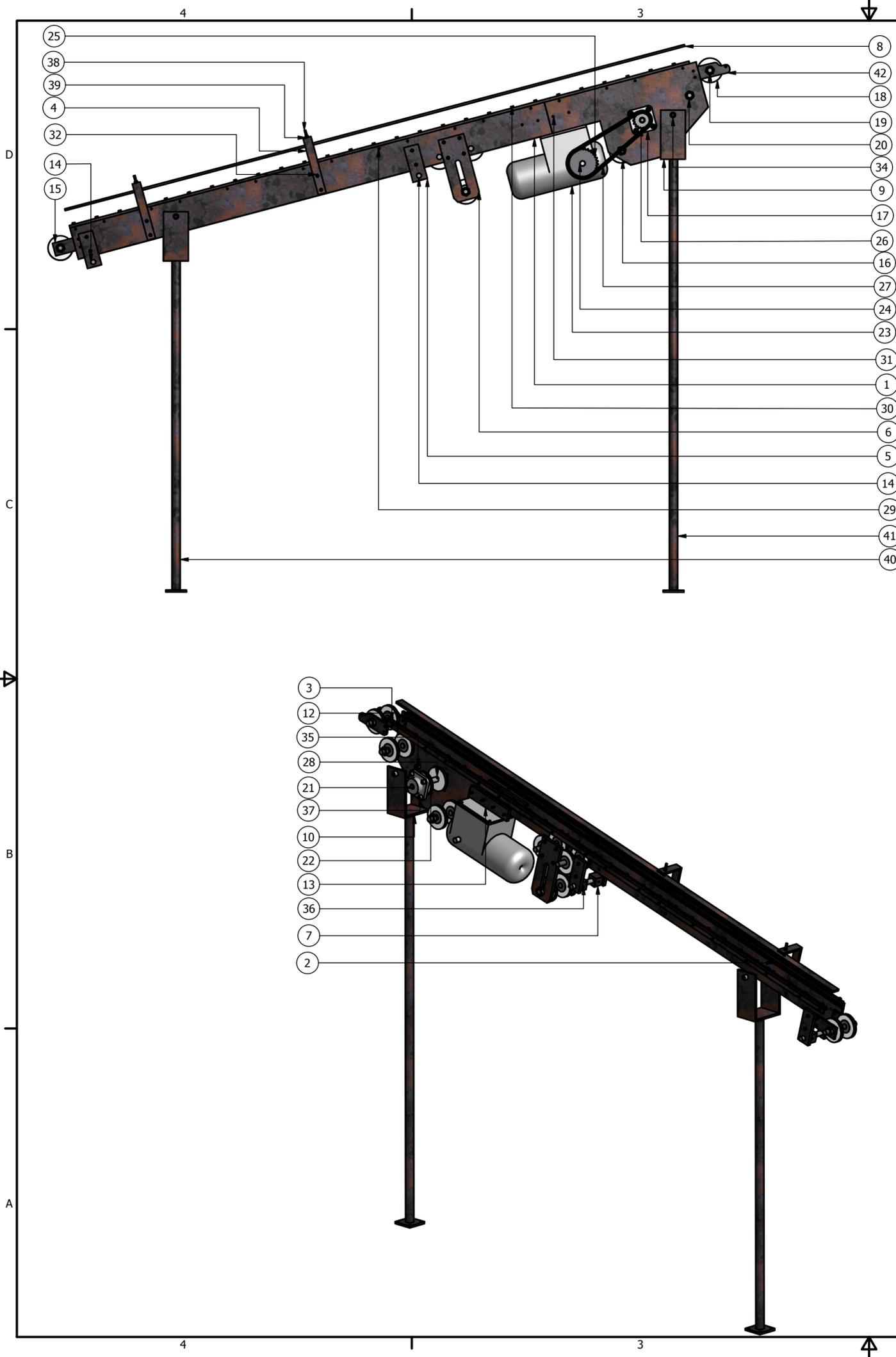
DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL			
CHECKED					
QA		TITLE TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA CUÑA			
MFG					
APPROVED					
MATERIAL: AISI 1018		SIZE 2:1	SIZE A	DWG NO 3 PIEZAS	REV Cuña
		SHEET 1 OF 1			



DRAWN J. BASALDÚA CHECKED		INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL		
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS		
APPROVED		SECCIÓN INCLINADA		
MATERIAL AISI 1020 HR		EJE MOTRIZ		
		SIZE C	DWG NO 1 PIEZA	REV
		SCALE 2:1 (in)	SHEET 1 OF 1	

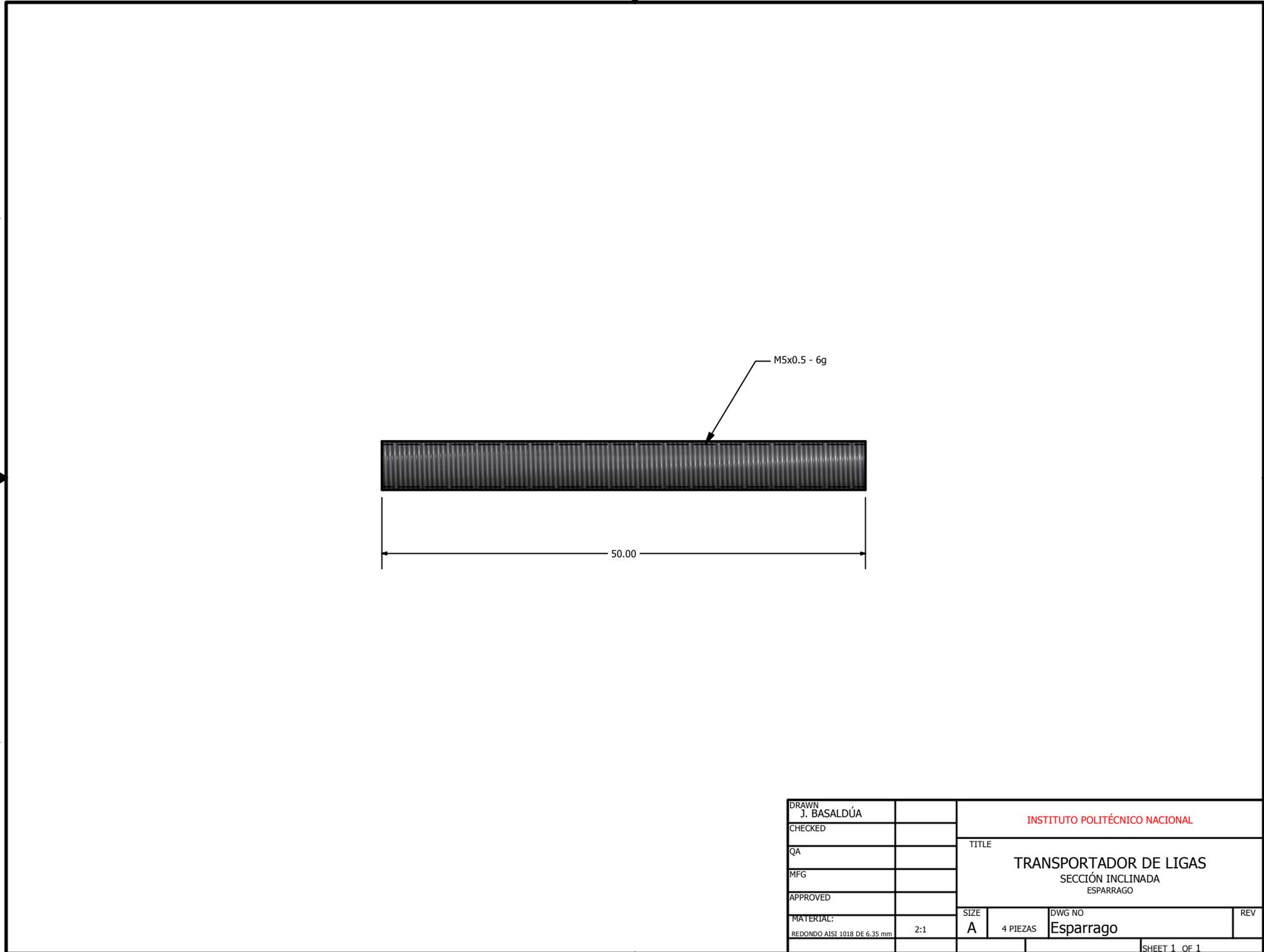


DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA EJE ROSCADO		
APPROVED		SIZE	DWG NO	REV
MATERIAL: REDONDO AISI 1018		2:1	A 16 PIEZAS	Eje Roscado
		SHEET 1 OF 1		



LISTA DE PARTES		
ITEM	CANTIDAD	PARTE
1	1	Placa principal
2	1	Ángulo Guía Liga Derecho
3	2	Barra guía
4	2	Poste para guía superior
5	4	Placa de sujección
6	2	Placa Tensión Poleas
7	4	Cubo Aprisionador
8	1	Guía Superior
9	4	Placa Lateral
10	2	Placa Base
11	1	Placa principal izquierda
12	1	Ángulo Izquierdo
13	2	Unión Placas Principales-Secundarias
14	2	Perno de Fijación
15	2	Placa para poleas
16	2	Placa Secundaria
17	2	Rodamiento Montado
18	14	Polea con rodamiento
19	14	Eje Roscado
20	13	ANSI B18.2.2 - 5/8 - 18
21	1	Eje Motriz
22	2	Polea Mayor Flecha
23	1	Ensamble motor
24	1	Flecha motor
25	1	Catarina mayor
26	1	Catarina menor
27	1	Cadena Tres Octavos
28	2	Cuña
29	35	ISO 4762 - M5 x 10
30	53	ISO 4762 - M5 x 12
31	26	ISO 4762 - M5 x 20
32	6	ISO 4762 - M5 x 16
34	4	ISO 4762 - M10 x 25
35	4	JIS B 1181 - C M 10
36	8	DIN 913 - M5 x 8
37	8	ISO 4762 - M8 x 20
38	2	Esparrago
39	2	ANSI B 18.2.4.1 M - M5 x 0.8
40	1	Columna
41	1	Columna dos
42	2	Barra de unión

DIBUJÓ: J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA ENSAMBLE	
MATERIAL		ESCALA 1:10	REV
		UNIDADES	Nº PIEZAS: 1



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED		TITLE		
QA		TRANSPORTADOR DE LIGAS		
MFG		SECCIÓN INCLINADA		
APPROVED		ESPARRAGO		
MATERIAL:	2:1	SIZE	DWG NO	REV
REDONDO AISI 1018 DE 6.35 mm		A	4 PIEZAS	Esparrago
		SHEET 1 OF 1		

2

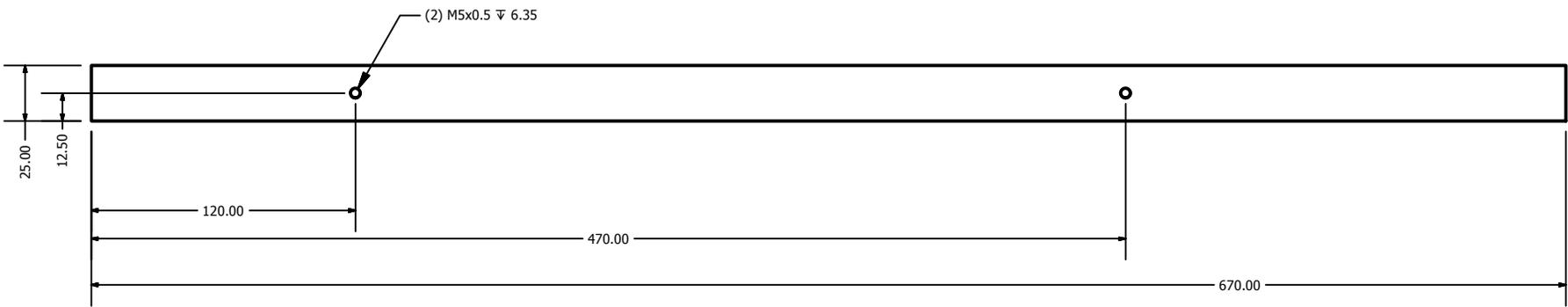
1

B

B

A

A



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL GUÍA SUPERIOR		
APPROVED		SIZE	DWG NO	REV
MATERIAL: SOLERA AISI 1018 DE 6.35 mm		1:3	A 1 PIEZA	Guía Superior
		SHEET 1 OF 1		

2

1

2

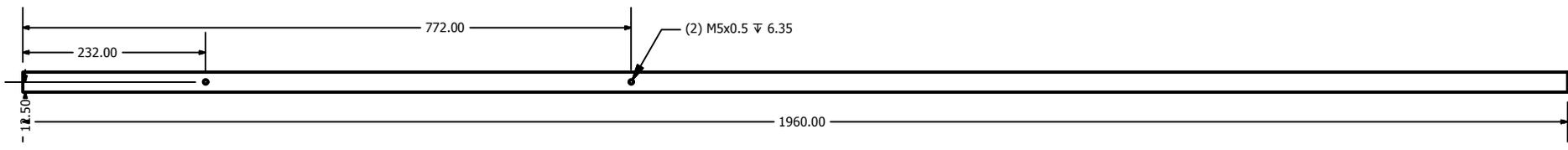
1

B

B

A

A



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA GUÍA SUPERIOR		
APPROVED		SIZE	DWG NO	REV
MATERIAL: SOLERA DE 6.35 mm AISI 1018		1:8	A 1 PIEZA	Guía Superior
		SHEET 1 OF 1		

2

1

1

2

1

B

B

140.00

15.875 96

A

A

DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED		TITLE		
QA		TRANSPORTADOR DE LIGAS		
MFG		SECCIÓN INCLINADA		
APPROVED		PERNO DE FIJACIÓN		
MATERIAL:	SIZE	DWG NO	REV	
AISI 1018	1:1	A 2 PIEZAS	Perno De Fijación	
				SHEET 1 OF 1

2

1

1

2

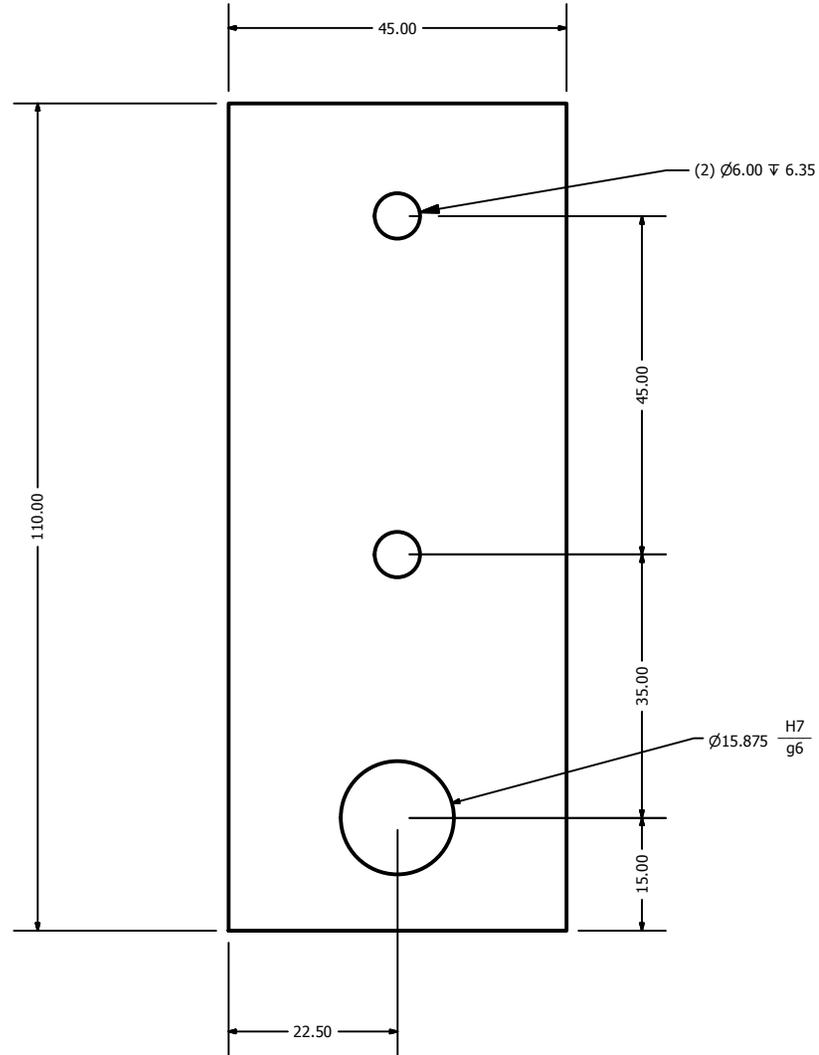
1

B

B

A

A

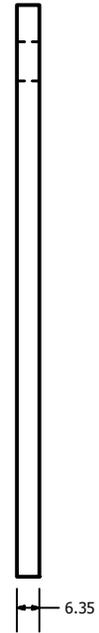
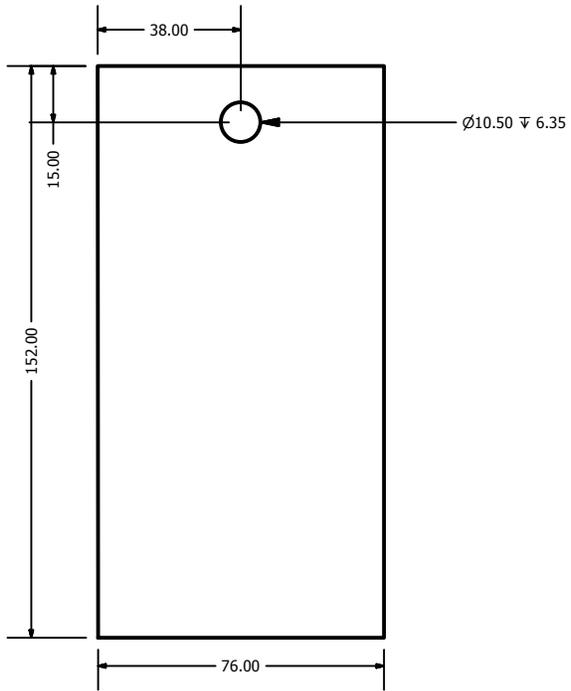


DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA PLACA DE SUJECCIÓN		
MFG				
APPROVED				
MATERIAL: PLACA AISI 1018 DE 6.35 mm		SIZE A	DWG NO 4 PIEZAS	REV
		1:1	Placa de Sujeción	

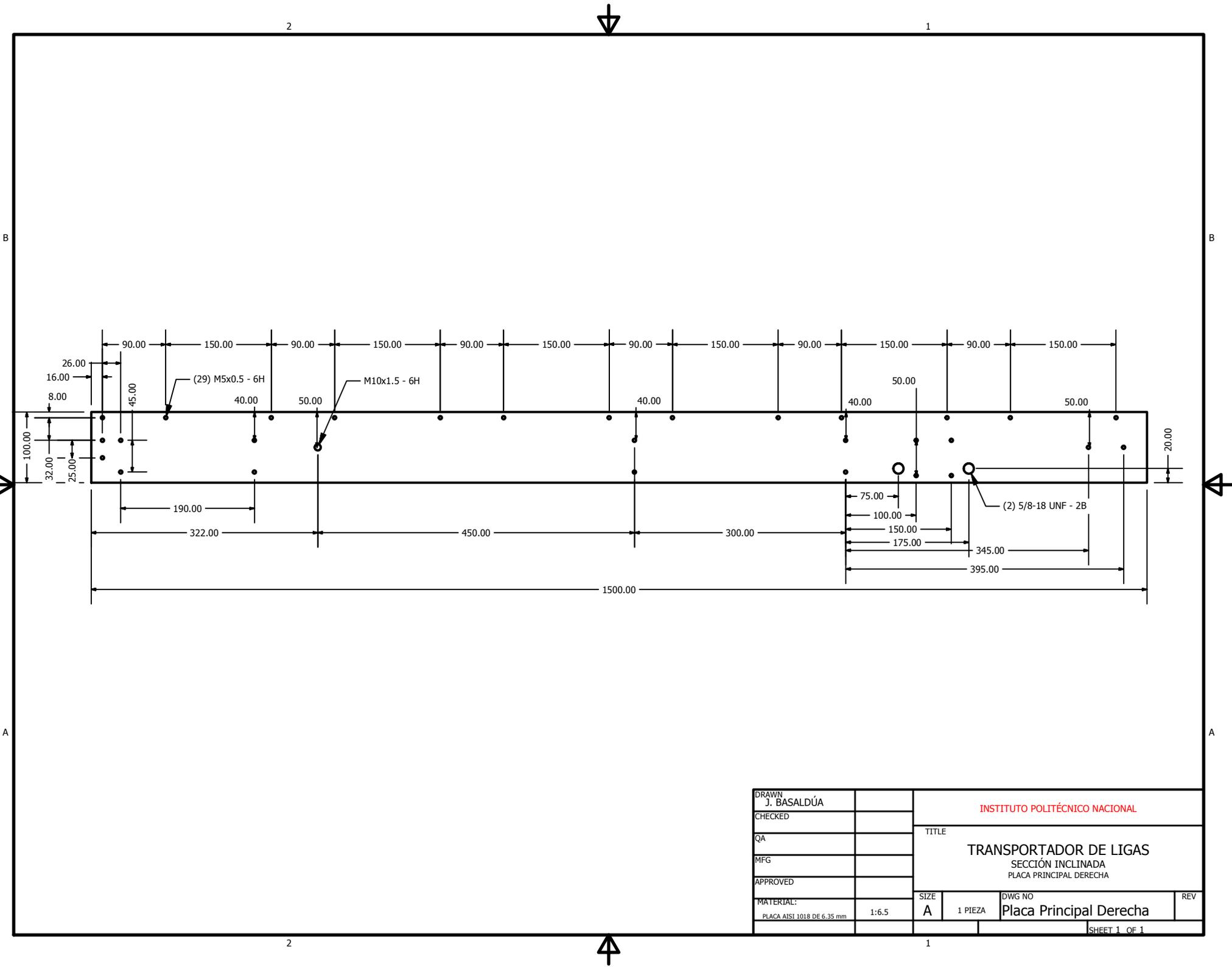
2

1

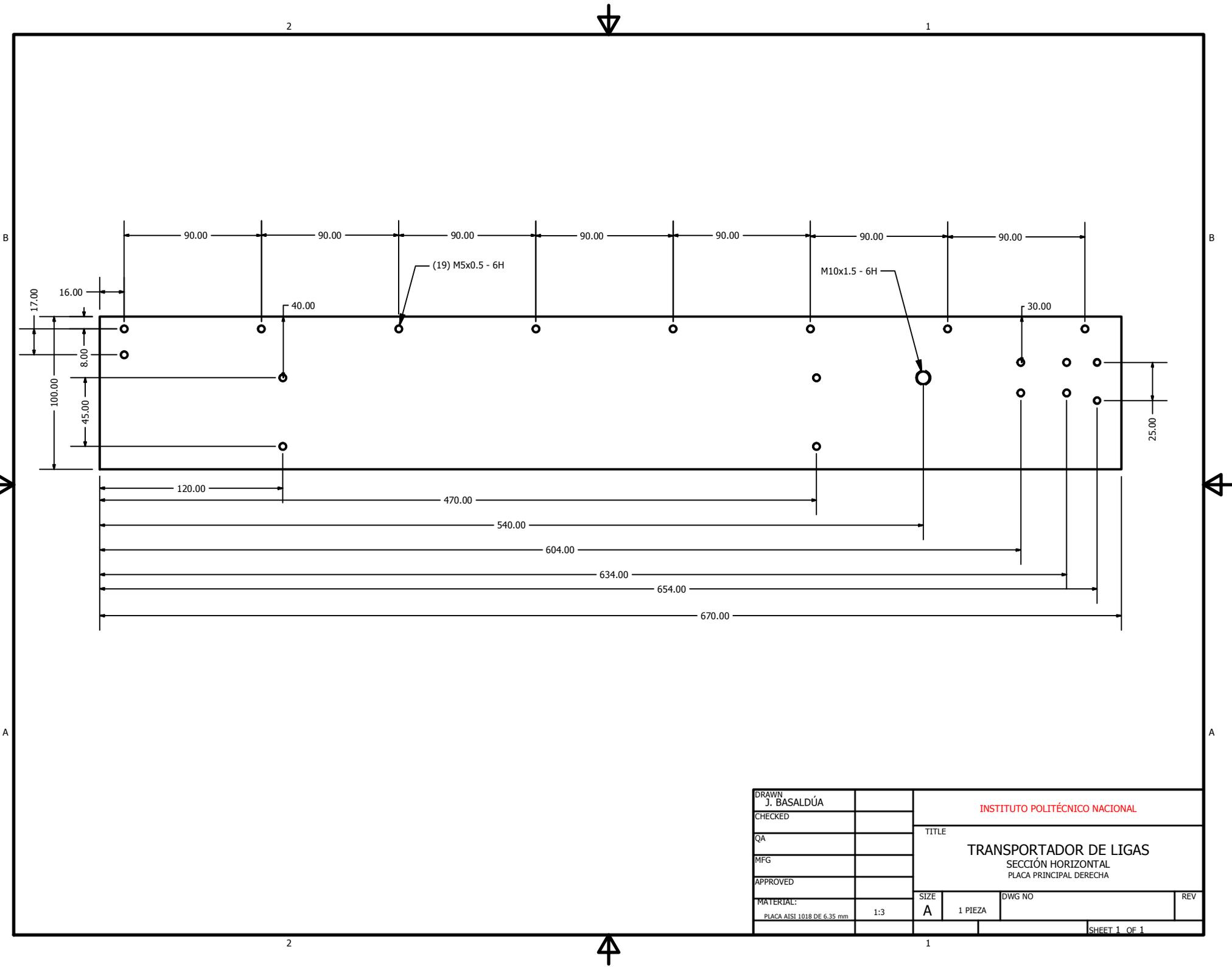
1

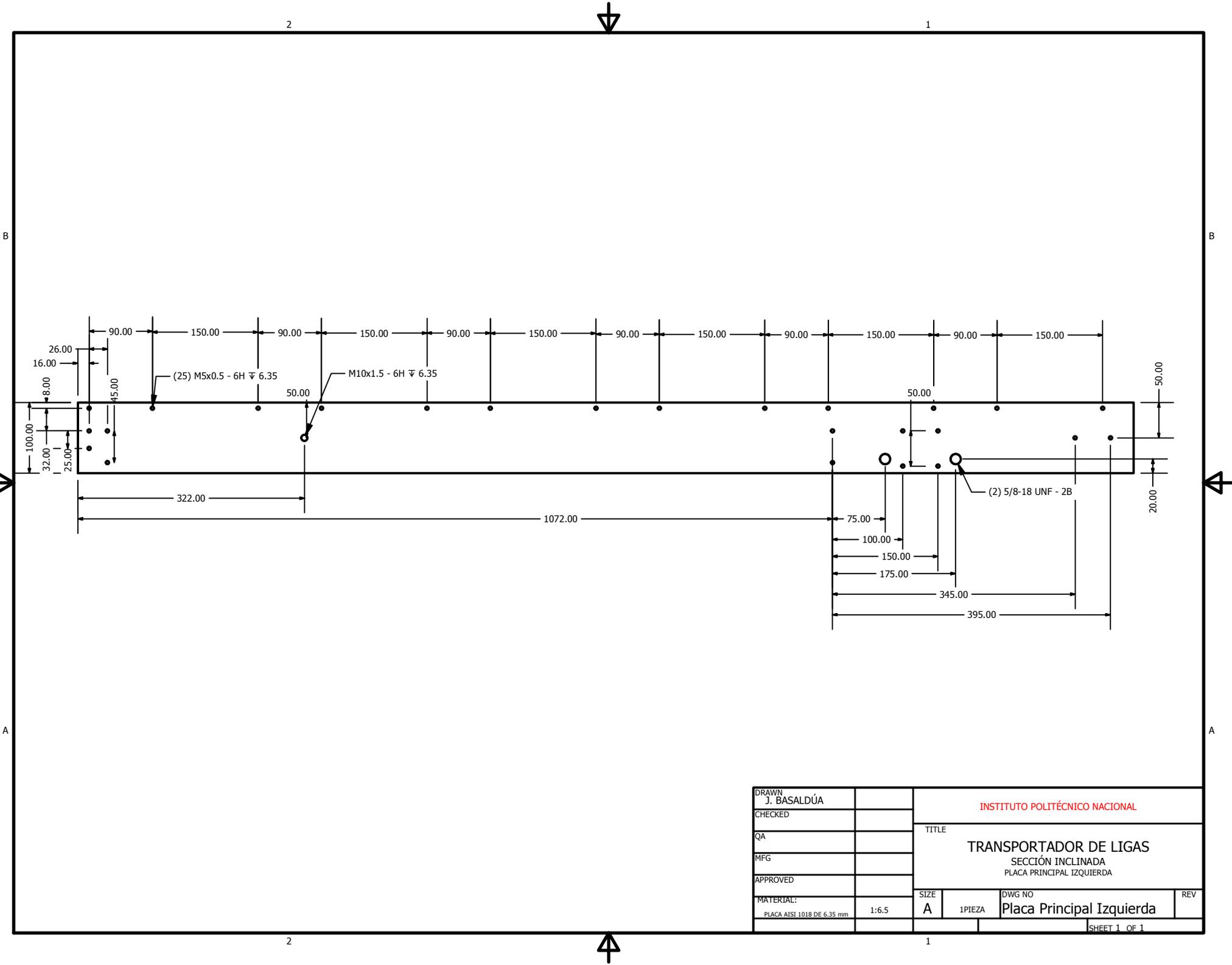


DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA PLACA LATERAL		
APPROVED		DWG NO		
MATERIAL: PLACA AISI 1018 DE 6.35 mm		SIZE A	6 PIEZAS	REV
		Placa Lateral		
		SHEET 1 OF 1		

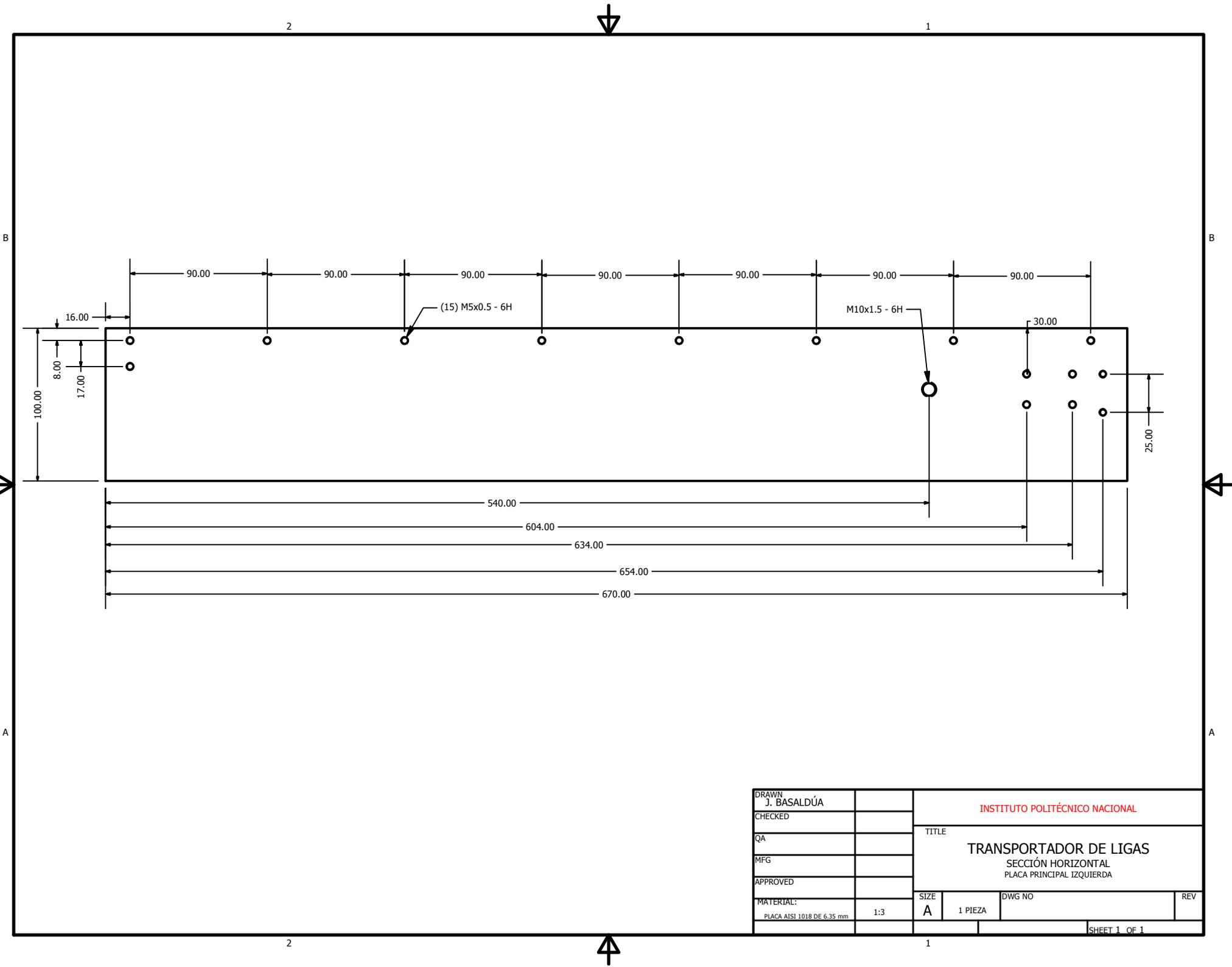


DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA PLACA PRINCIPAL DERECHA		
APPROVED		SIZE	DWG NO	REV
MATERIAL: PLACA AISI 1018 DE 6.35 mm		1:6.5	A 1 PIEZA	Placa Principal Derecha
		SHEET 1 OF 1		

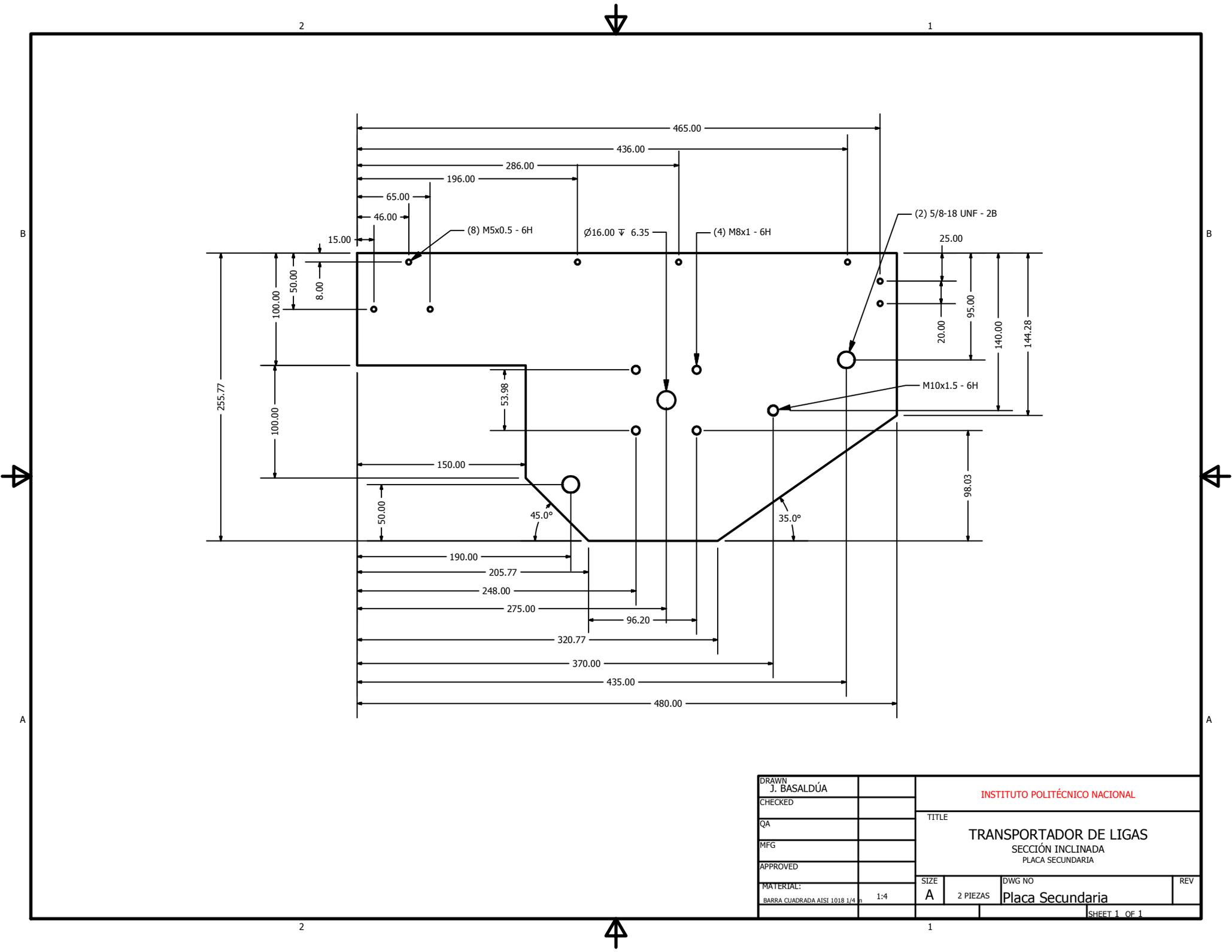




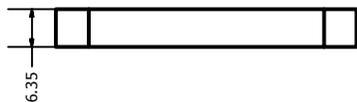
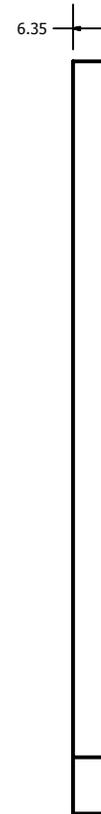
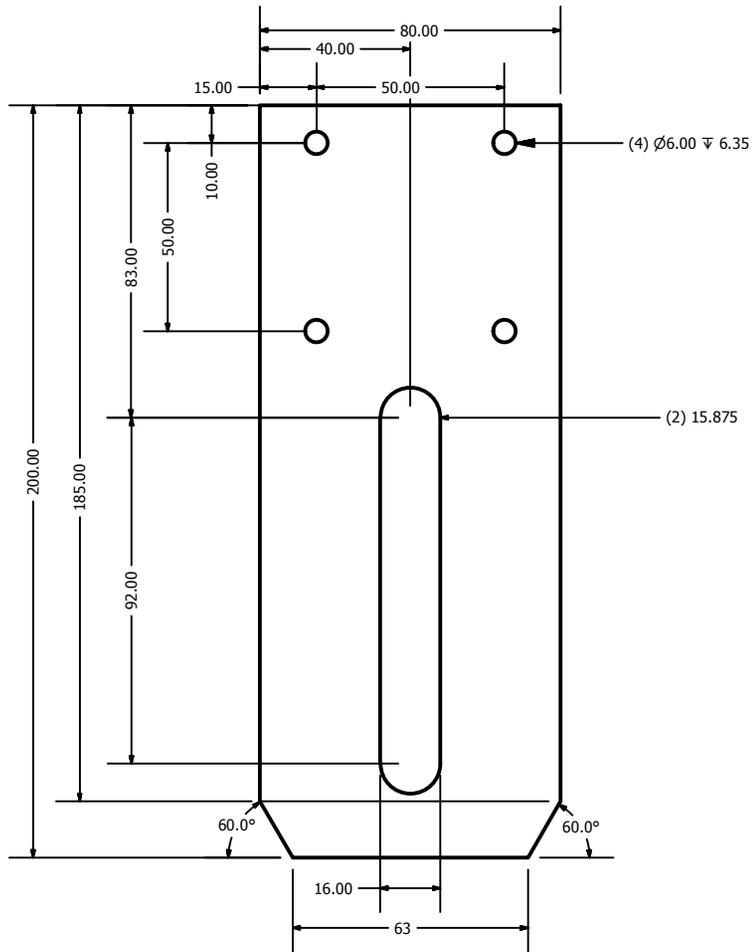
DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS		
APPROVED		SECCIÓN INCLINADA		
MATERIAL: PLACA AISI 1018 DE 6.35 mm		SIZE A	DWG NO 1PIEZA	REV
1:6.5		Placa Principal Izquierda		
		SHEET 1 OF 1		



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS		
APPROVED		SECCIÓN HORIZONTAL		
MATERIAL:		SIZE	DWG NO	REV
PLACA AISI 1018 DE 6.35 mm		1:3	A	1 PIEZA
		SHEET 1 OF 1		



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA PLACA SECUNDARIA		
APPROVED				
MATERIAL:		SIZE	DWG NO	REV
BARRA CUADRADA AISI 1018 1/4 in		A	2 PIEZAS	Placa Secundaria
				SHEET 1 OF 1



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED		TITLE		
QA		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA PLACA TENSION POLEAS		
MFG		REV		
APPROVED		SIZE	DWG NO	REV
MATERIAL: PLACA AISI 1018 DE 6.35 mm		1:2	A 2 PIEZAS	Placa Tensión Poleas
		SHEET 1 OF 1		

2

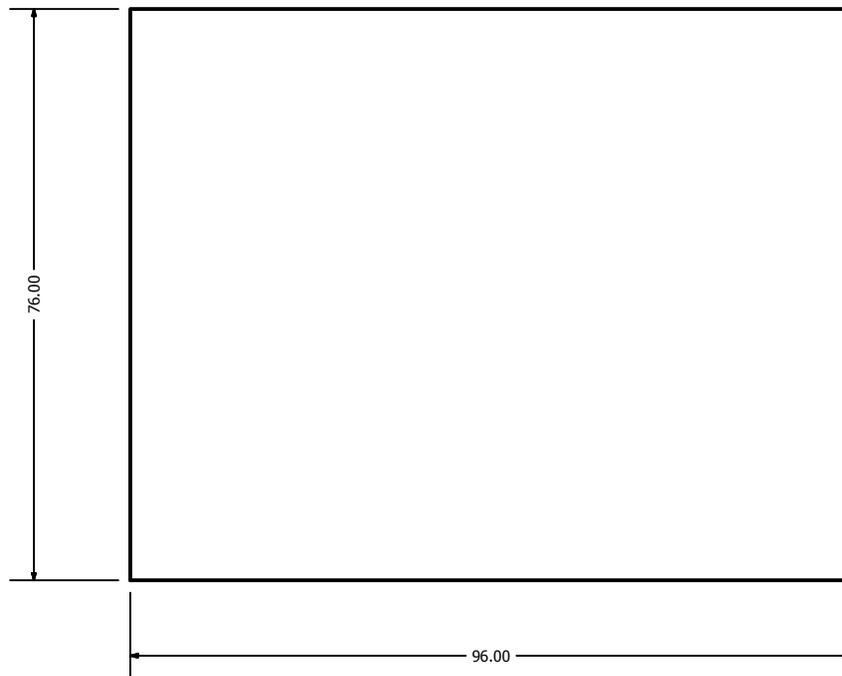
1

B

B

A

A

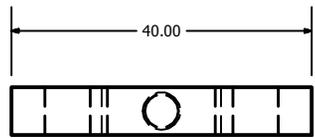
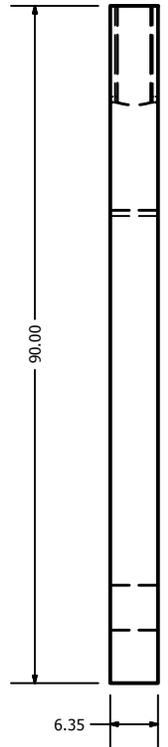
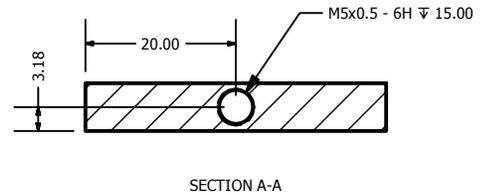
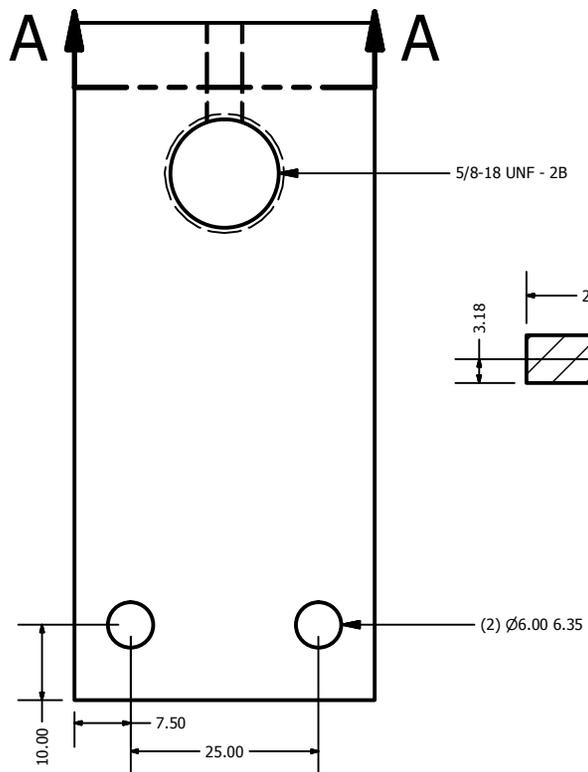


DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA PLACA BASE		
APPROVED		SIZE	DWG NO	REV
MATERIAL: PLACA AISI 1018 DE 6.35 mm		1:1	A 3 PIEZAS	
		SHEET 1 OF 1		

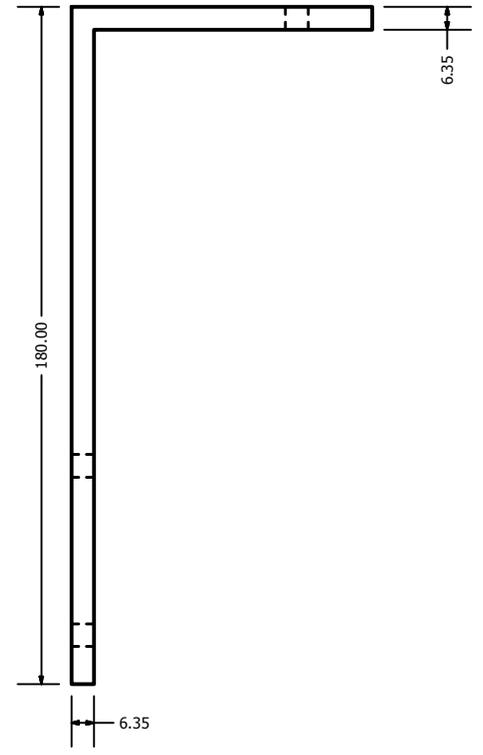
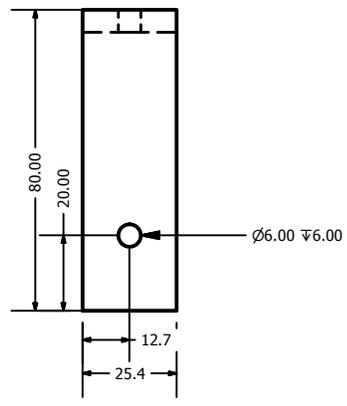
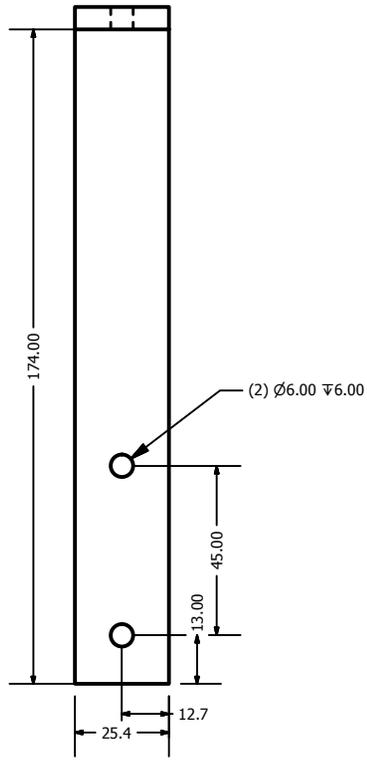
2

1

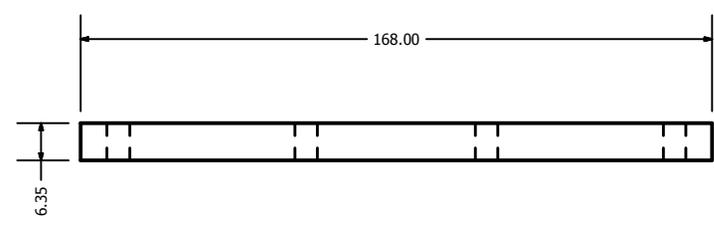
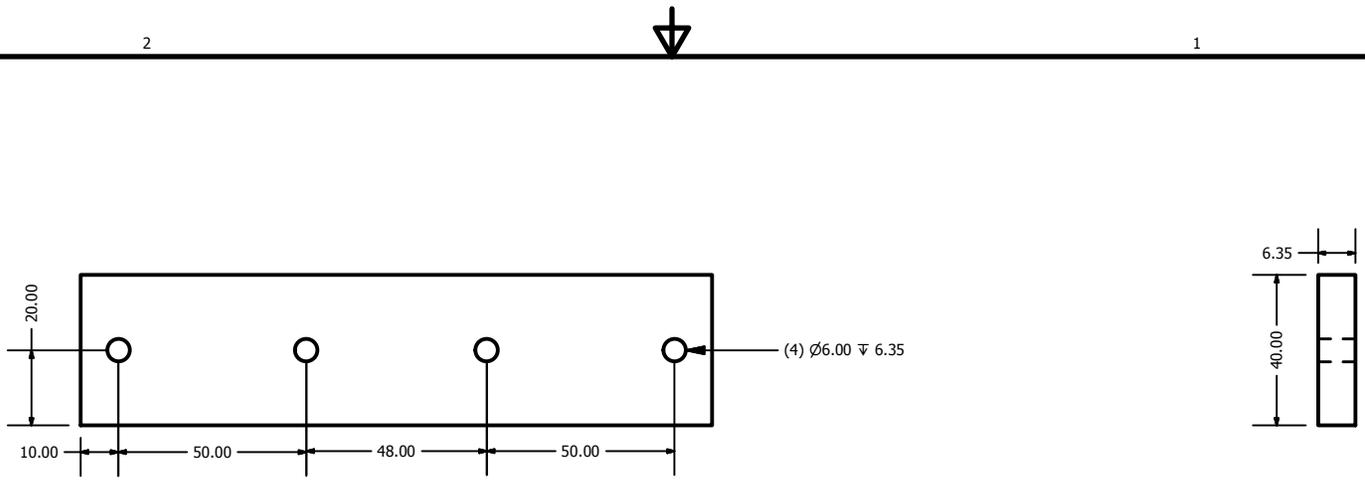
1



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA PLACA PARA POLEAS		
MFG				
APPROVED				
MATERIAL: AISI 1018	1:1	SIZE A	DWG NO 4 PIEZAS	REV Placas Poleas
		SHEET 1 OF 1		



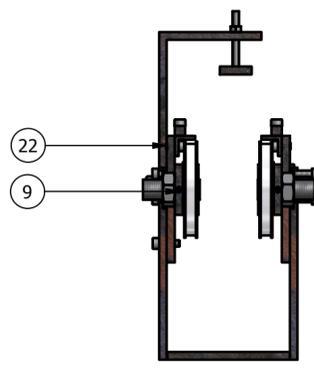
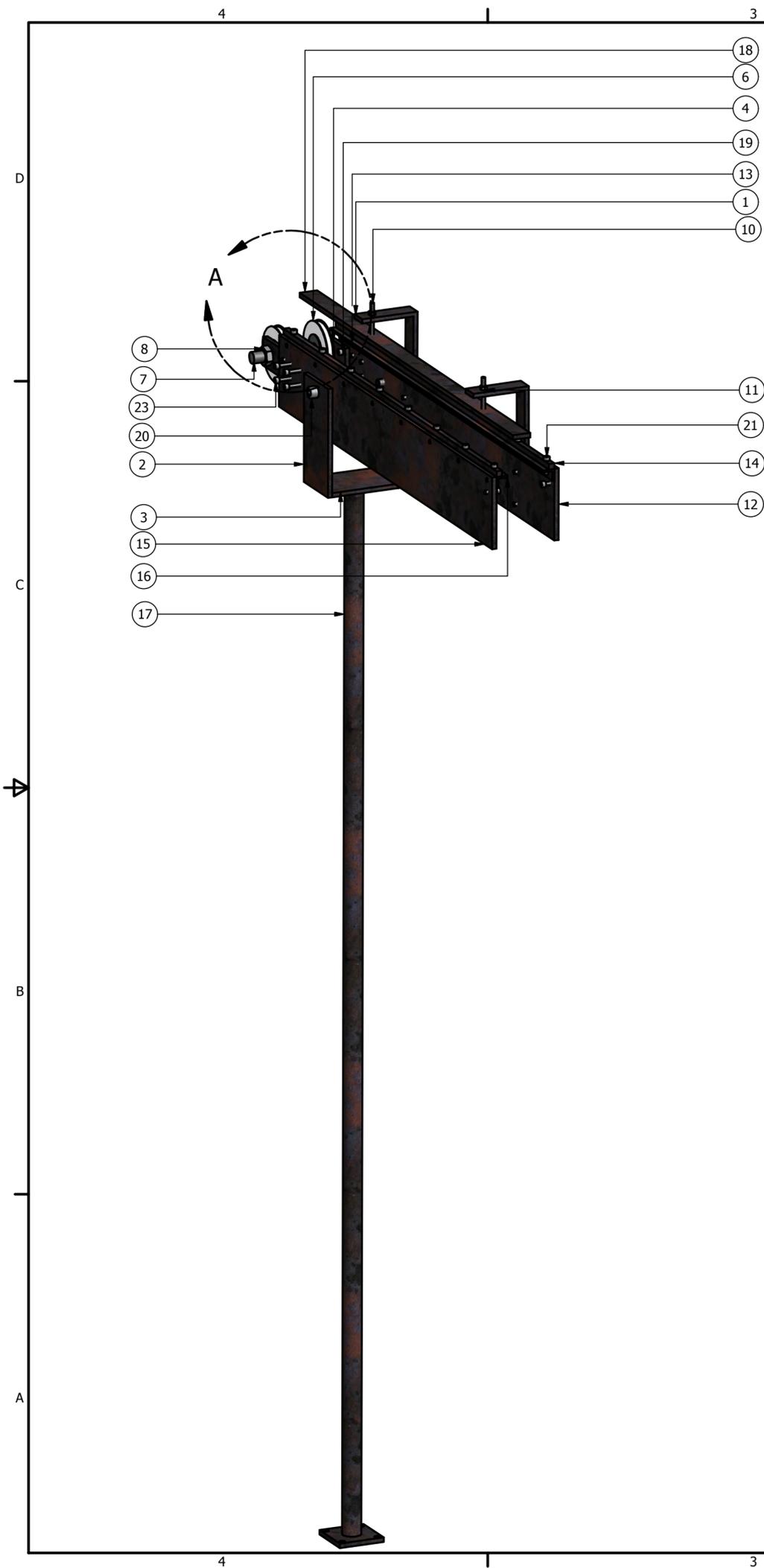
DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS		
APPROVED		SECCIÓN INCLINADA		
MATERIAL:		SIZE	DWG NO	REV
AISI 1018		1:2	A 4 PIEZAS	Poste Guía Superior
		SHEET 1 OF 1		



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN INCLINADA UNION PLACAS PRINCIPALES-SECUNDARIAS		
MFG				
APPROVED				
MATERIAL: SOLERA AISI 1018 DE 6.35 mm		SIZE A	DWG NO 2 PIEZAS	REV
		SHEET 1 OF 1		

ANEXO A.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL TRANSPORTADOR DE LIGAS

Anexo A.32.- Ensamble sección horizontal

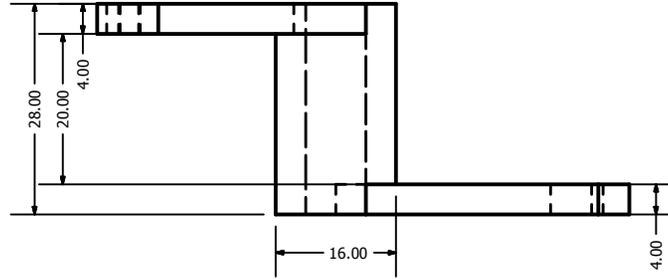
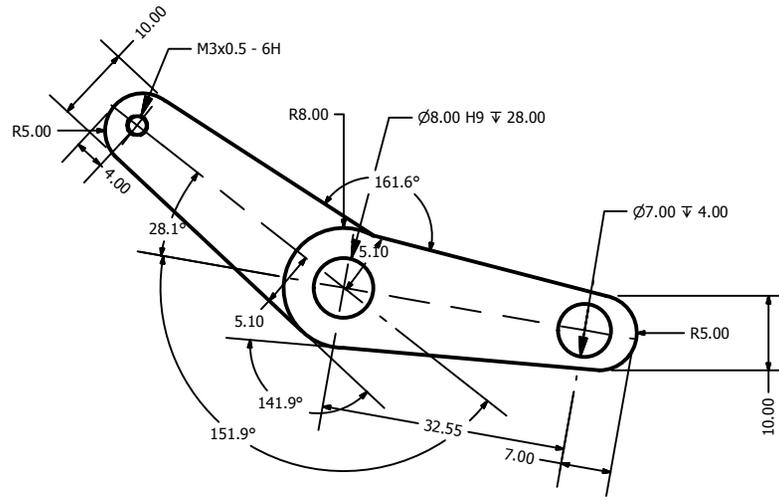


DETALLE A
ESCALA 1:4

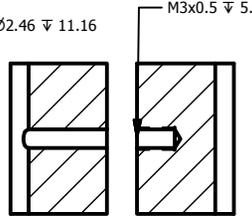
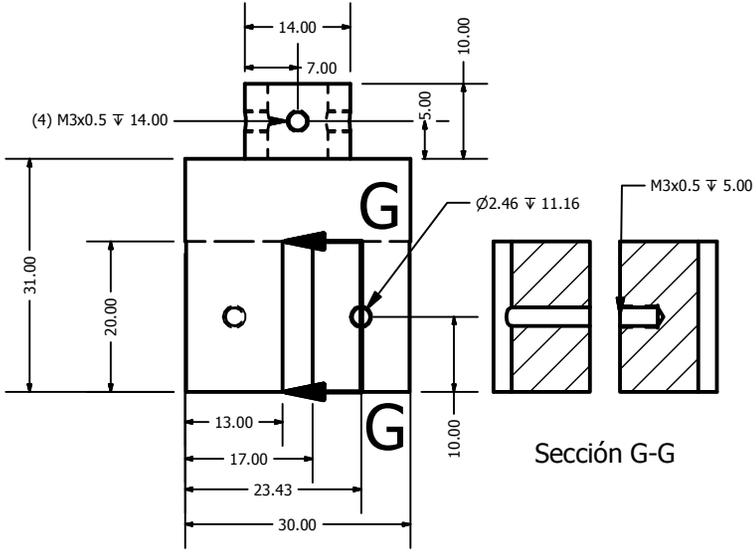
LISTA DE PARTES		
ITEM	CANTIDAD	PARTE
1	2	Poste para guía superior
2	2	Placa Lateral
3	1	Placa Base
4	2	Placa para poleas
6	2	Polea con rodamiento
7	2	Eje Roscado
8	3	ANSI B18.2.2 - 5/8 - 18
9	2	DIN 913 - M5 x 12
10	2	Esparrago
11	2	ANSI B 18.2.4.1 M - M5 x 0.8
12	1	Placa Principal Derecha
13	1	Ángulo Derecho
14	2	Barra guía ligas
15	1	Placa Principal Izquierda
16	1	Ángulo Izquierdo
17	1	Columna tres
18	1	Guía Superior
19	14	ISO 4762 - M5 x 16
20	2	ISO 4762 - M10 x 20
21	16	ISO 4762 - M5 x 12
22	16	ISO 4762 - M5 x 10
23	4	ISO 4762 - M5 x 25

DIBUJÓ: J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL		
REVISÓ:				
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL ENSAMBLE		
MATERIAL		ESCALA 1:5		REV
		UNIDADES	Nº PIEZAS: 1	

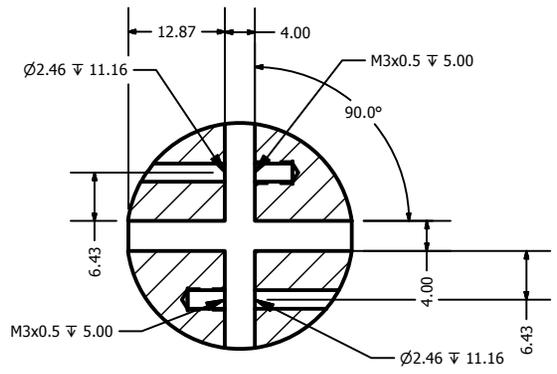
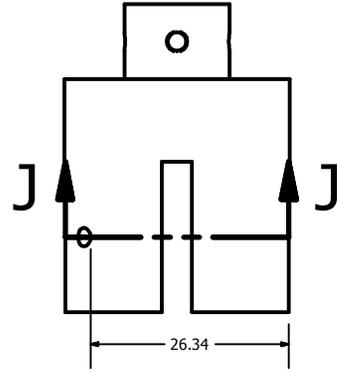
**ANEXO B.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL DOSIFICADOR DE
LÁMPARAS**



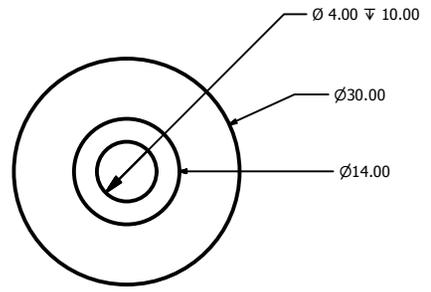
DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL BRAZO		
APPROVED		SIZE	DWG NO	REV
MATERIAL: AISI 1018		1:1	A 1 PIEZA	Brazo
		SHEET 1 OF 1		



Sección G-G



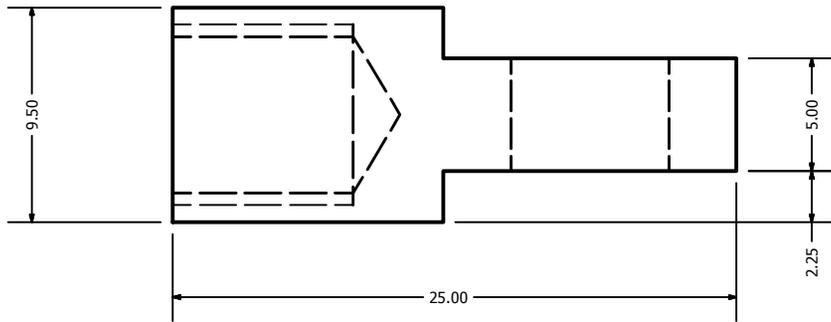
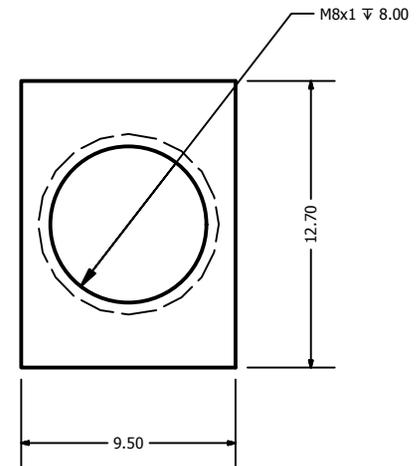
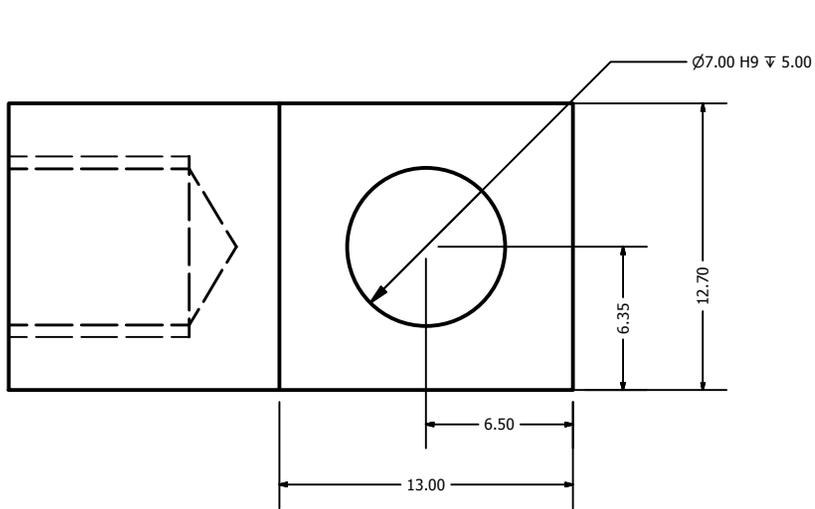
Sección J-J



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED		TITLE		
QA		TRANSPORTADOR DE LIGAS		
MFG		SECCIÓN HORIZONTAL		
APPROVED		CAMISA INSERCIÓN PALETAS		
MATERIAL:	SIZE	DWG NO	REV	
AISI 1018	1:1	A	1 PIEZA	Camisa Inserción Paletas
SHEET 1 OF 1				

2

1



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL CONECTOR CILINDRO		
APPROVED		DWG NO		
MATERIAL: AISI 1018		SIZE A	1 PIEZA	REV
		3:1		Conector Cilindro
		1		SHEET 1 OF 1

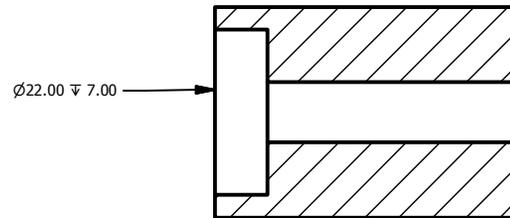
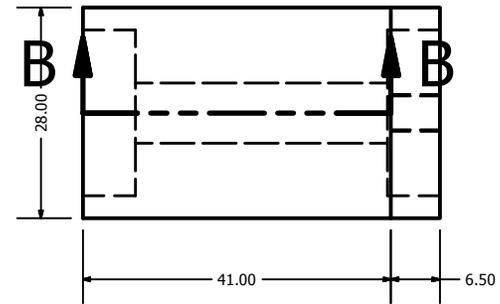
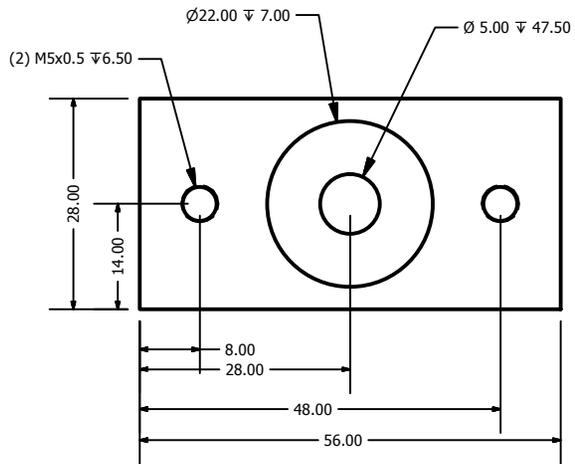
2

1



2

1

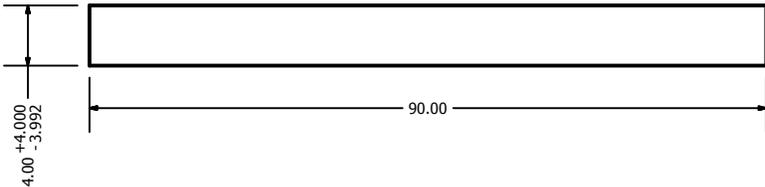
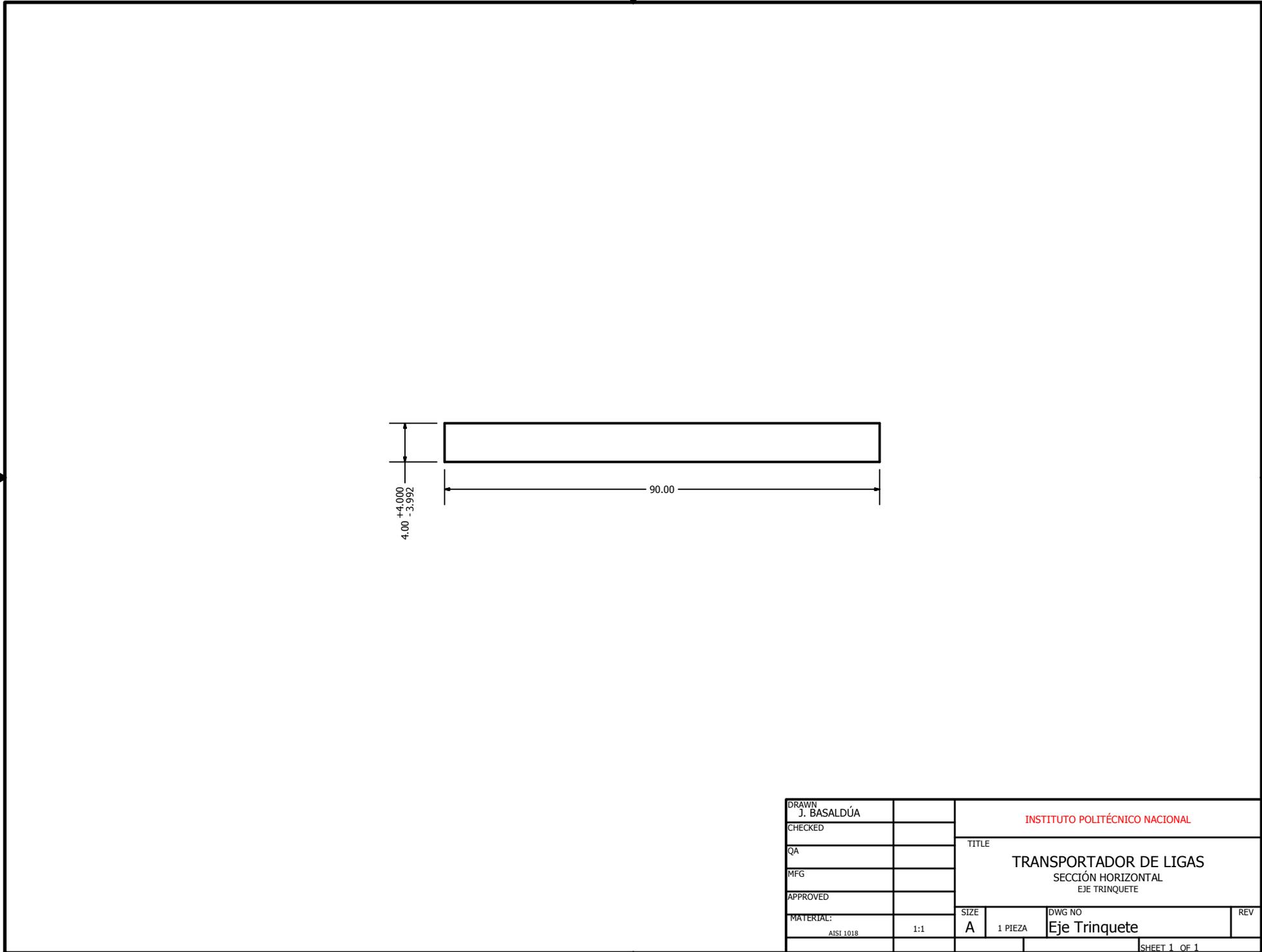


Sección B-B

DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED		TITLE		
QA		TRANSPORTADOR DE LIGAS		
MFG		SECCIÓN HORIZONTAL		
APPROVED		CUERPO PALETAS		
MATERIAL:	SIZE	DWG NO	REV	
AISI 1018	1:1	A	1 PIEZA	Cuerpo Paletas
				SHEET 1 OF 1

2

1



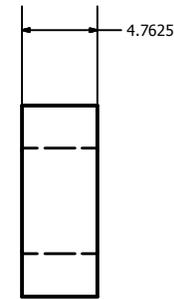
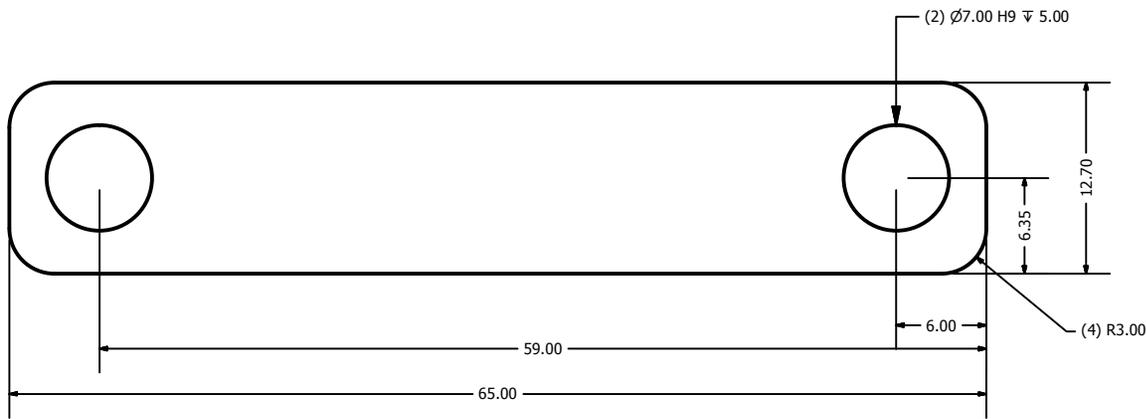
DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL EJE TRINQUETE		
MFG				
APPROVED				
MATERIAL: AISI 1018		SIZE A	DWG NO 1 PIEZA	REV
		1	SHEET 1 OF 1	

2

1

B

B



A

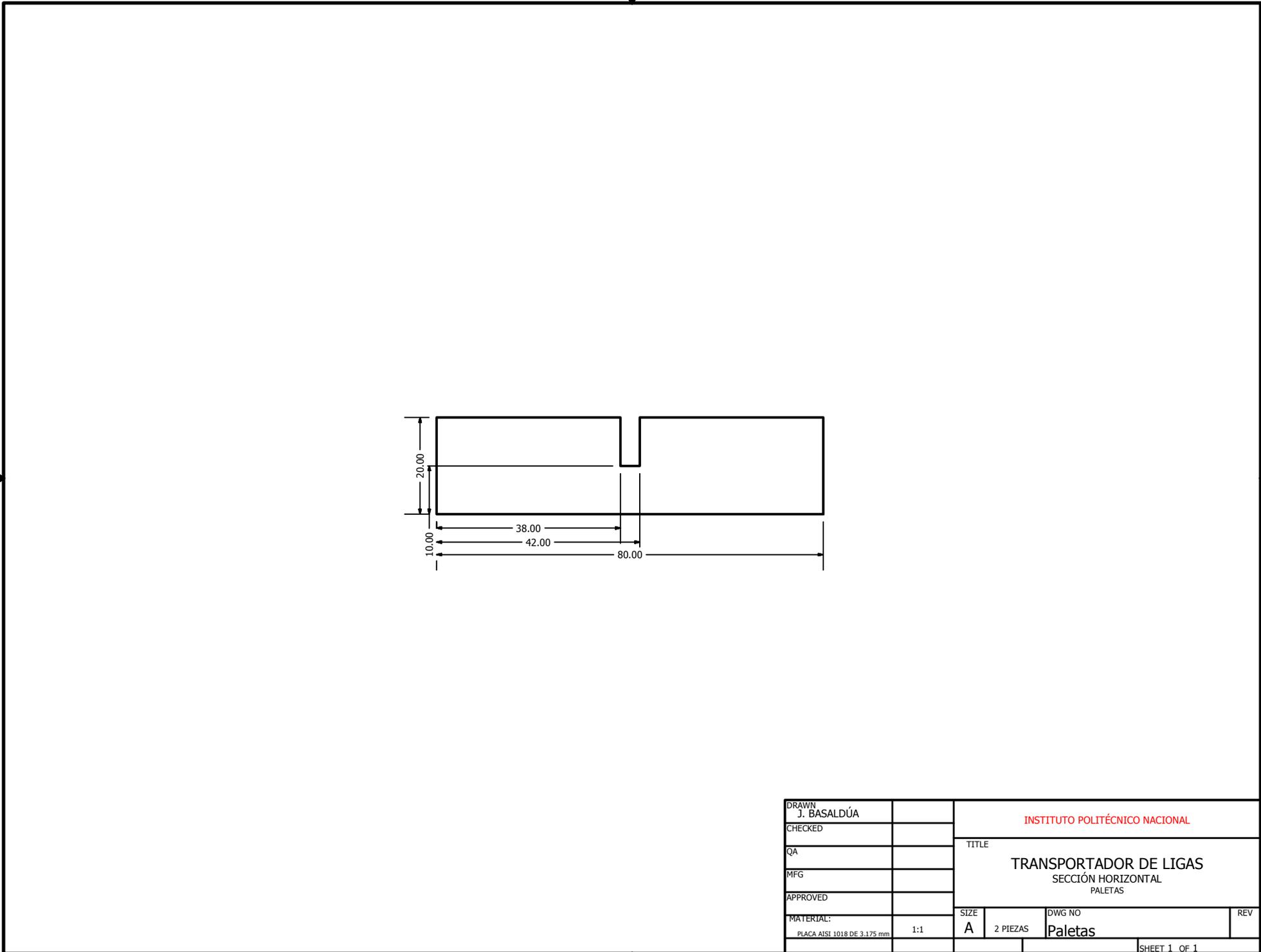
A

DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL EXTENSIÓN CONECTOR		
MFG				
APPROVED				
MATERIAL: AISI 1018	2:1	SIZE A	DWG NO 1 PIEZA	REV
		SHEET 1 OF 1		

2

1





2

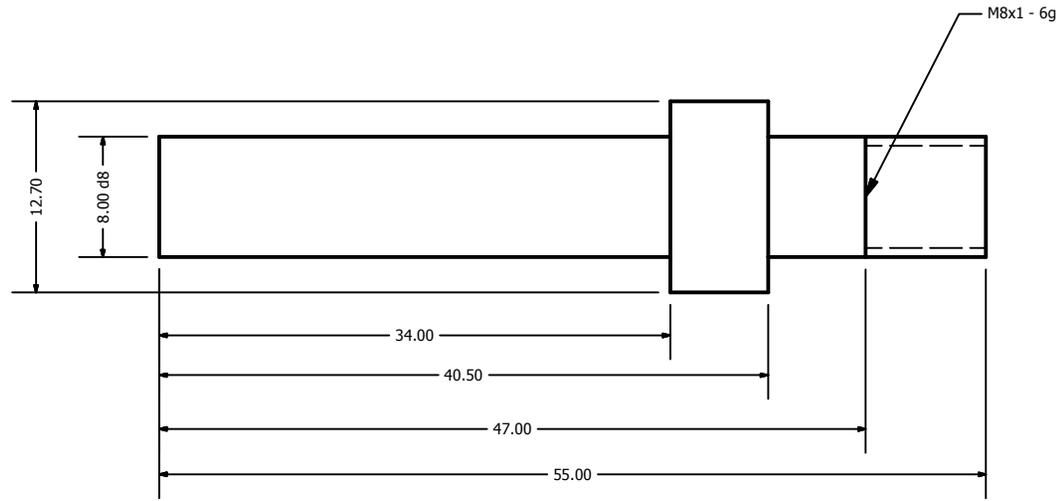
1

B

B

A

A

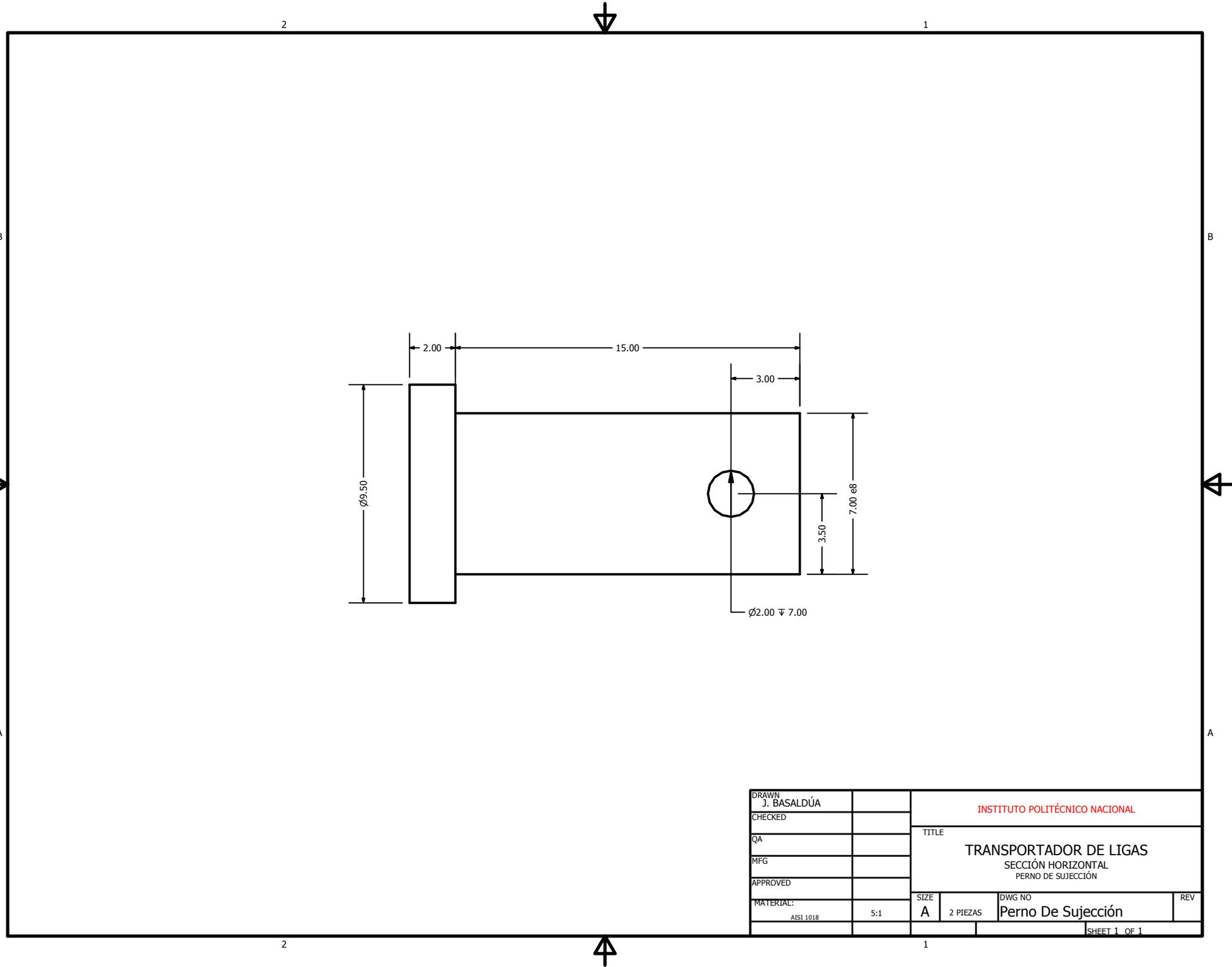


DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL PERNO BRAZO		
MFG				
APPROVED				
MATERIAL: AISI 1018	2:1	SIZE A	DWG NO 1 PIEZA	REV Perno Brazo
				SHEET 1 OF 1

2

1

1

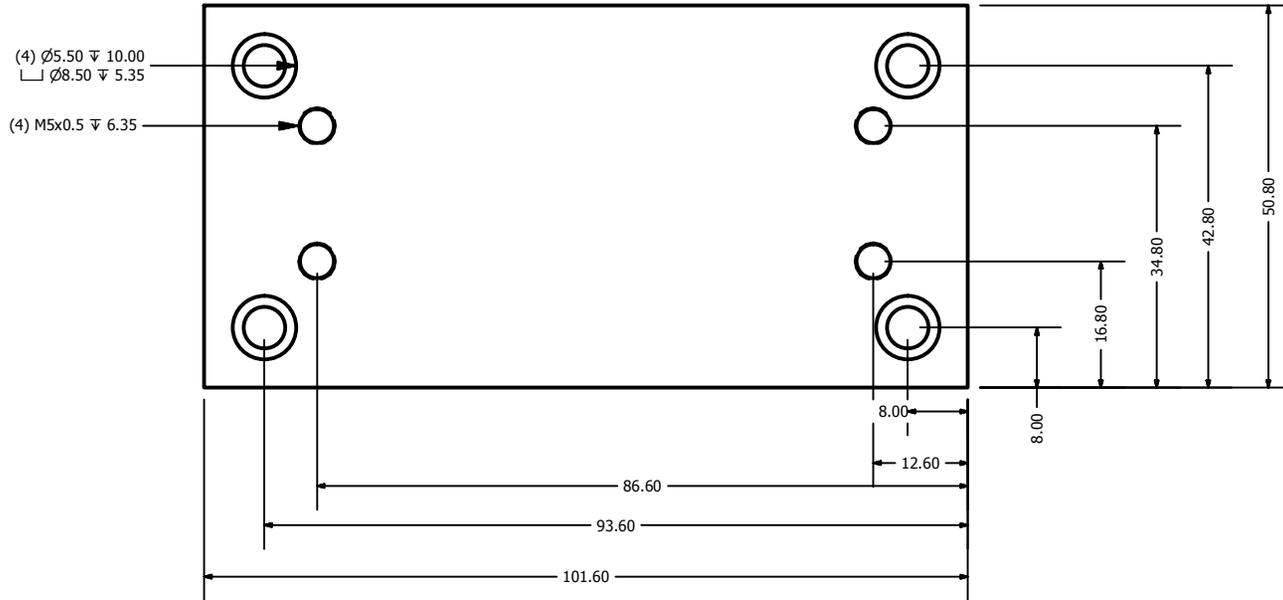


2

1

B

B



A

A

DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL PLACA CILINDRO		
APPROVED		REV		
MATERIAL: PLACA AISI 1018 DE 6.35 mm		SIZE A	DWG NO 1 PIEZA	REV
1:1		Placa Cilindro		
		SHEET 1 OF 1		

2

1

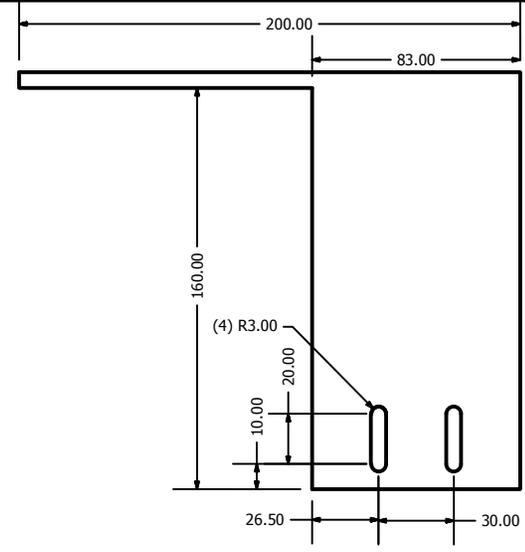
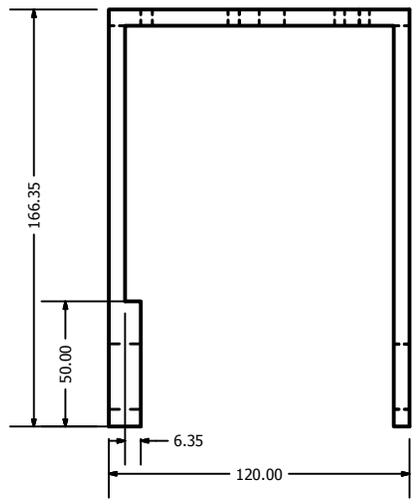
1

2

1

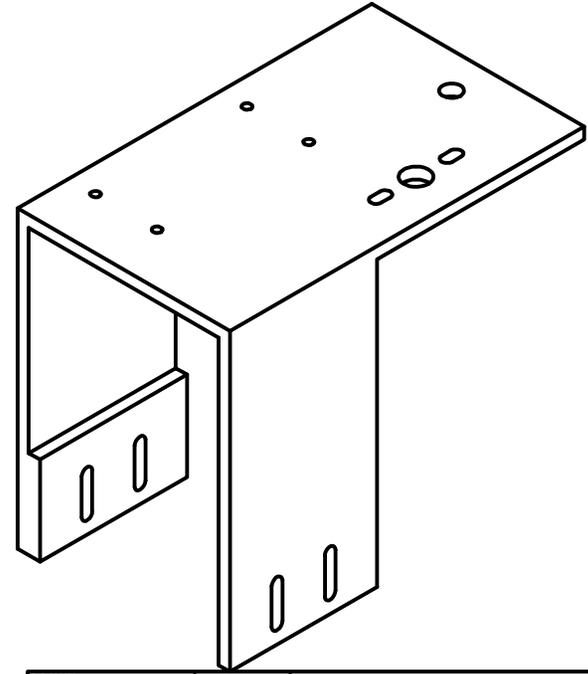
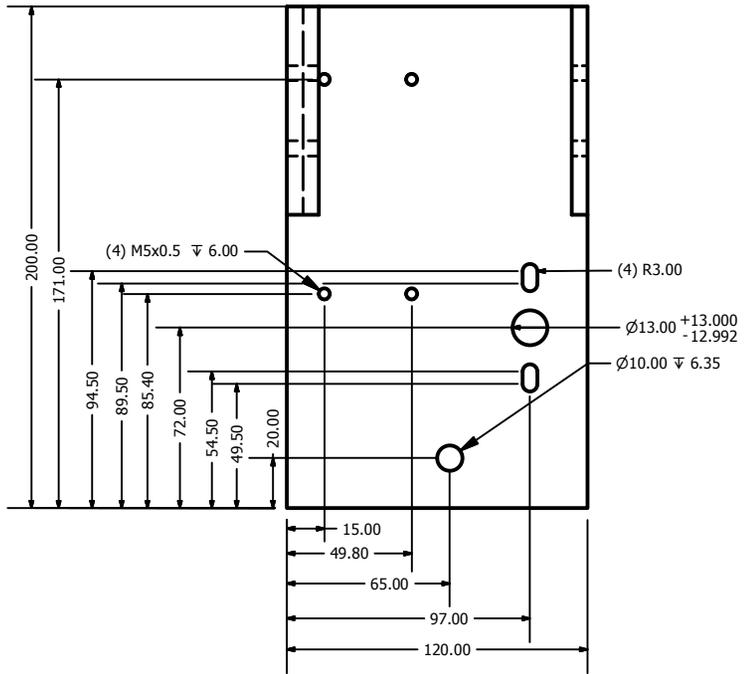
B

B



A

A

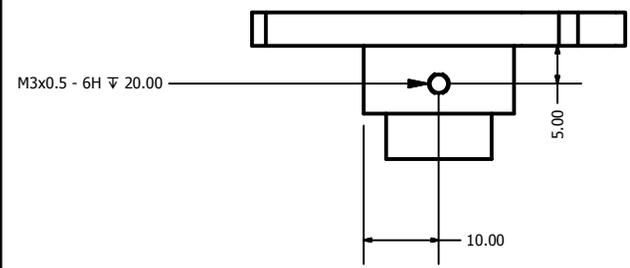
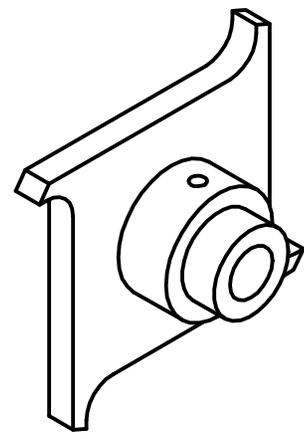
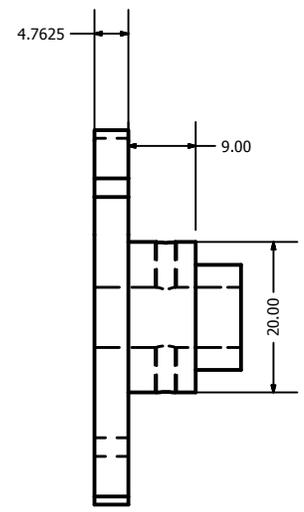
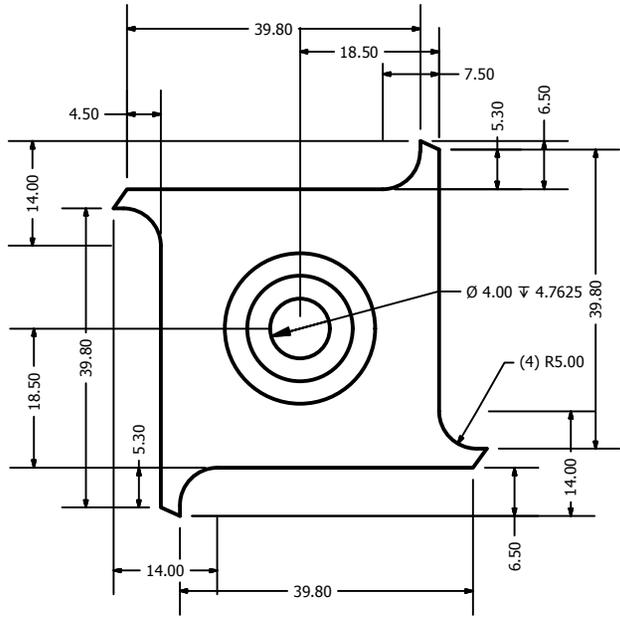


2

1

A

DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED				
QA		TITLE		
MFG		TRANSPORTADOR DE LIGAS SECCIÓN HORIZONTAL SOPORTE PRINCIPAL		
APPROVED		REV		
MATERIAL: PLACA AISI 1018 DE 6.35 mm		SIZE A	DWG NO 1 PIEZA	REV
1:3		Soporte Principal		
SHEET 1 OF 1				



DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED		TITLE		
QA		TRANSPORTADOR DE LIGAS		
MFG		SECCIÓN HORIZONTAL		
APPROVED		TRINQUETE		
MATERIAL:	SIZE	DWG NO	REV	
AISI 1018	1:1	A	1 PIEZA	Trinquete
				SHEET 1 OF 1

ANEXO B.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL DOSIFICADOR DE LÁMPARAS

Anexo B.13.- Ensamble

2

1

LISTA DE PARTES

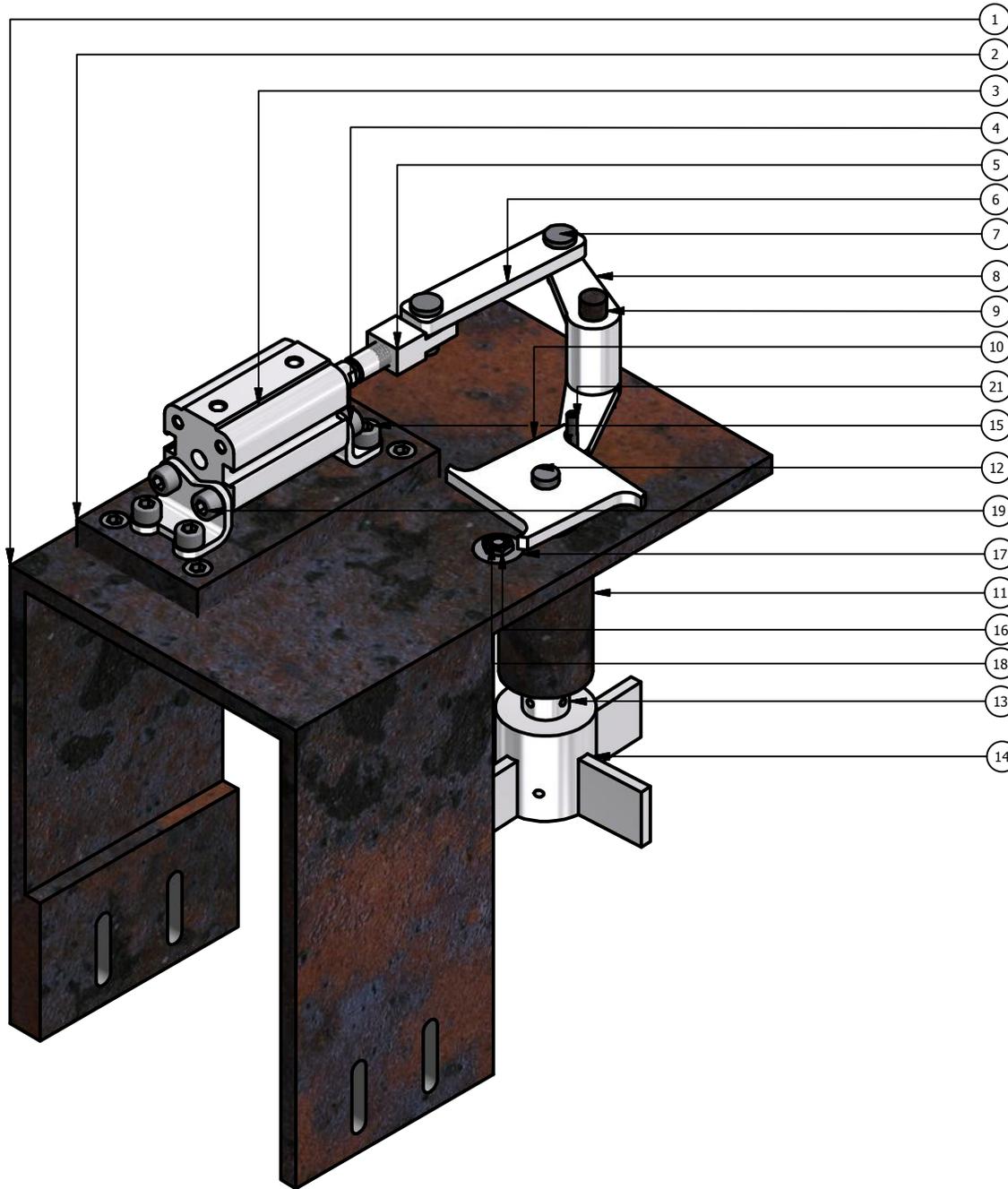
ITEM	CANTIDAD	PORTE	DESCRIPCIÓN
1	1	Soporte Principal	
2	1	Placa Cilindro	
3	1	Cilindro Paso de Focos	ADVU-16-10-A-P-A FESTO
4	2	Placa Fijación Cilindro	HUA-12/16 FESTO
5	1	Conector Cilindro-Brazo	
6	1	Extensión De Conector	
7	2	Perno De Sujeción	
8	1	Brazo	
9	1	Perno Brazo	
10	1	Trinquete	
11	1	Cuerpo Paletas	
12	1	Eje Trinquete	
13	1	Camisa Inserción Paletas	
14	2	Paleta	
15	8	ISO 4762 - M5 x 12	
16	2	ISO 4035 - M5	
17	2	ISO 7093 C - ST 5 - 100 HV	
18	2	ISO 4762 - M5 x 16	
19	4	ISO 4762 - M5 x 10	
20	1	ISO 4032 - M8	Tuerca para el perno brazo
21	1	DIN 913 - M3 x 16	

B

B

A

A



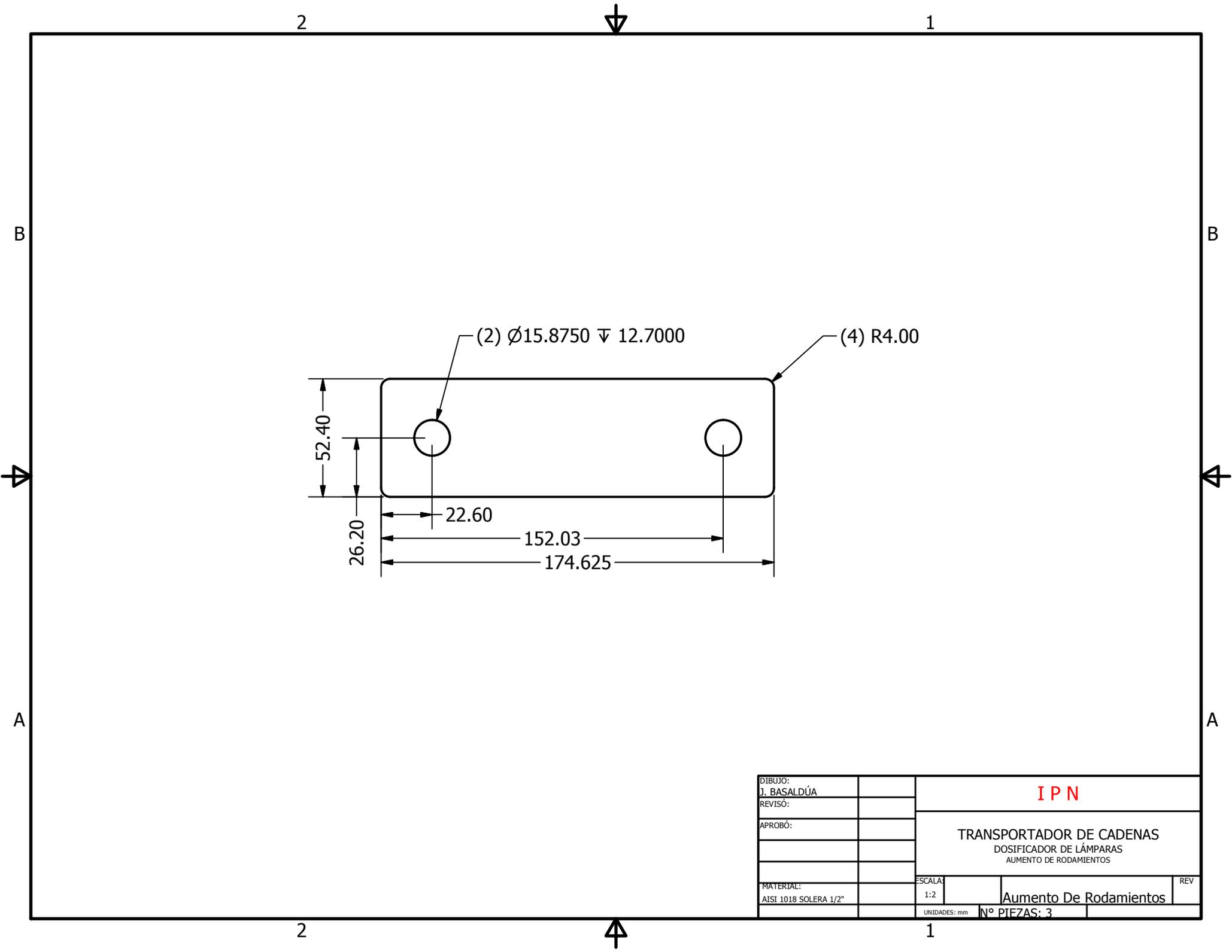
2

1

DRAWN J. BASALDÚA		INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL		
CHECKED		TITLE		
QA		TRANSPORTADOR DE LIGAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS ENSAMBLE		
MFG				
APPROVED				
MATERIAL:	1:2	SIZE A	DWG NO 1 PIEZA	REV Ensamble

SHEET 1 OF 1

**ANEXO C.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL ORIENTADOR DE
LÁMPARAS**



2

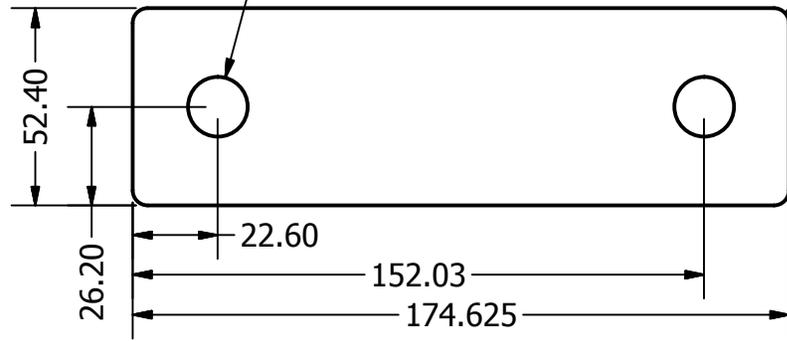
1

B

B

(2) Ø15.8750 ± 12.7000

(4) R4.00



A

A

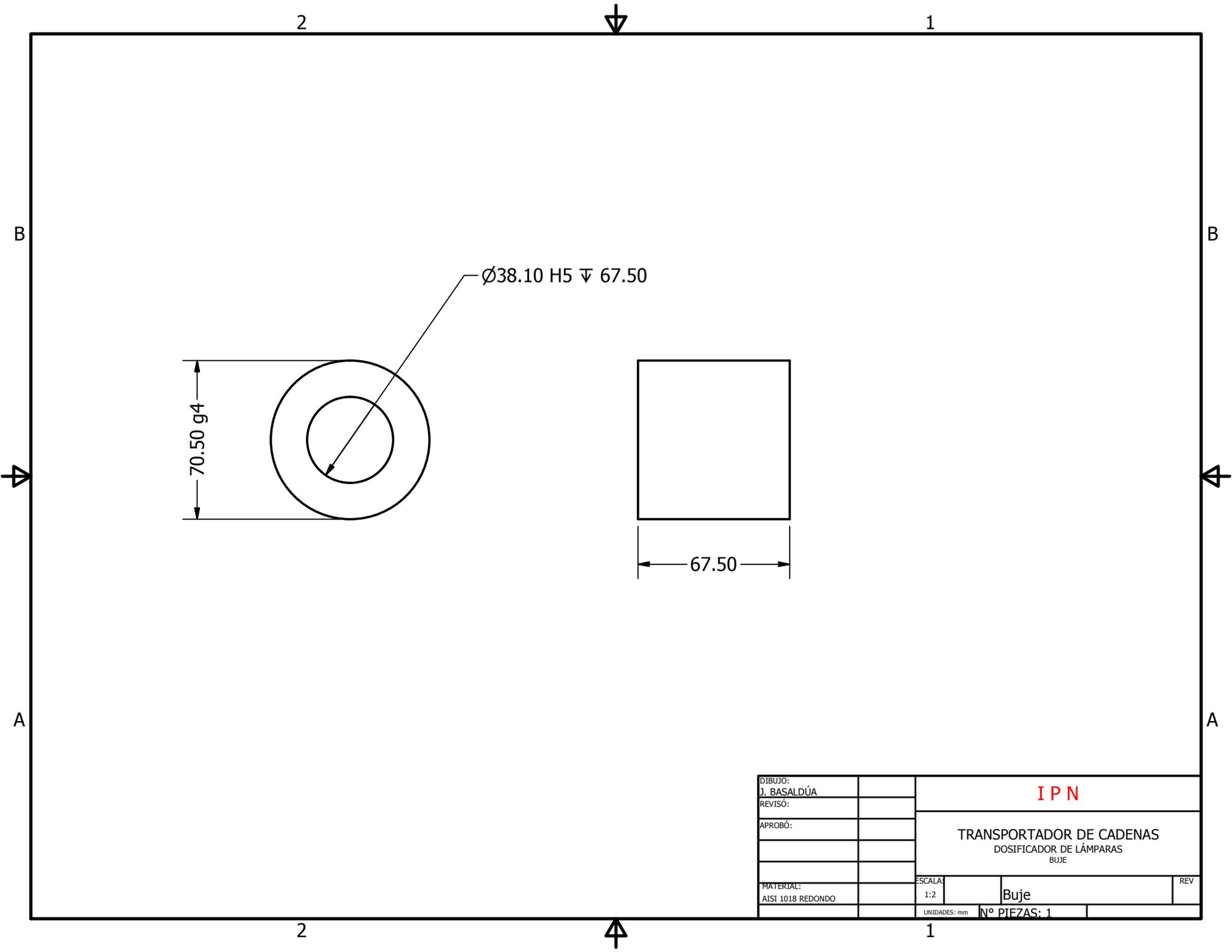
A

A

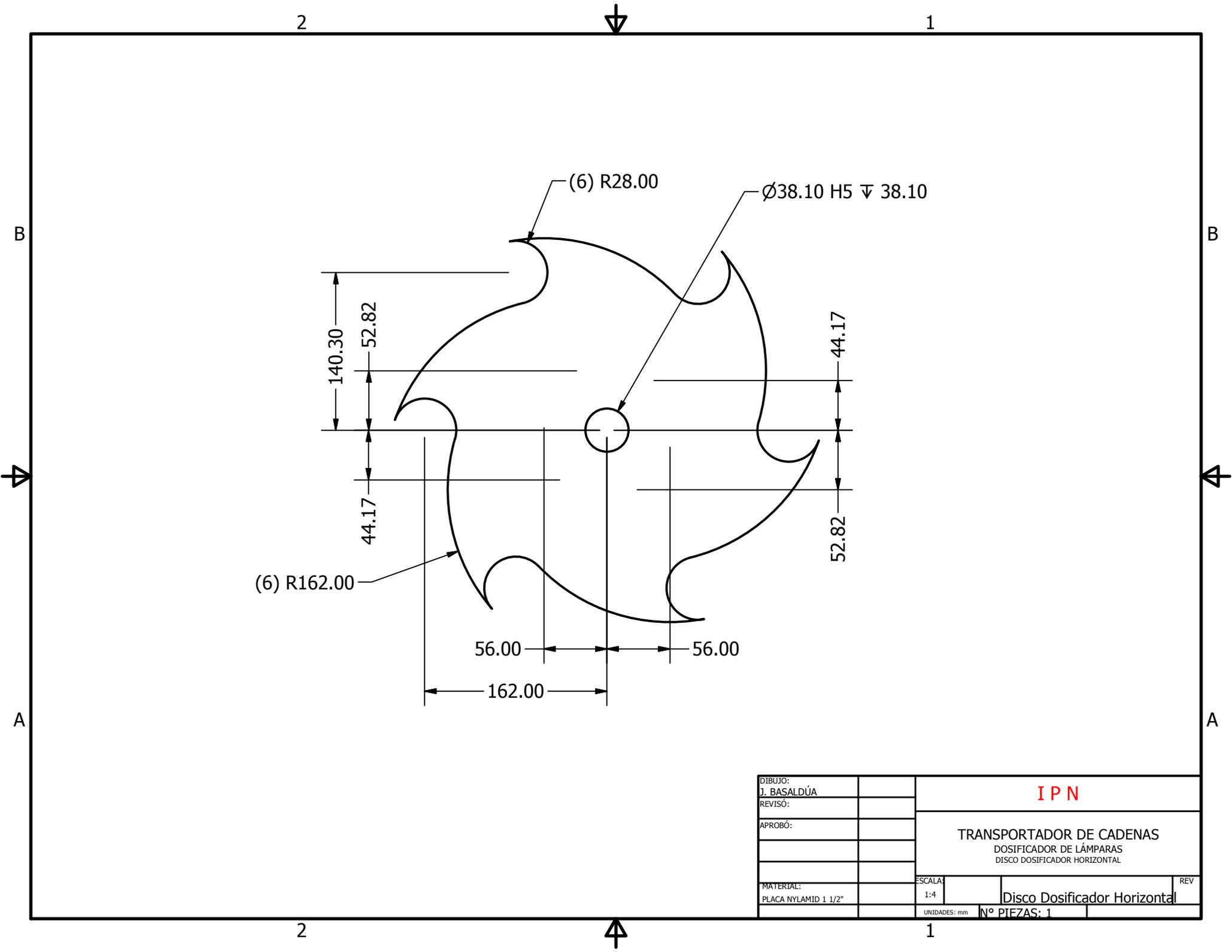
2

1

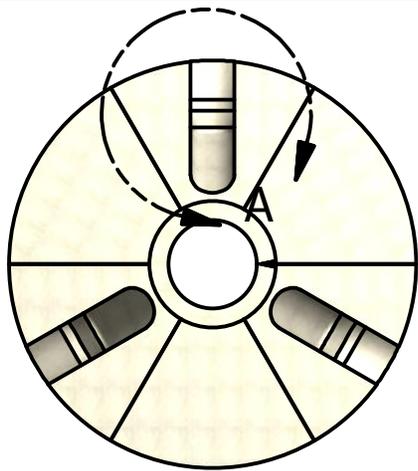
DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS AUMENTO DE RODAMIENTOS	
MATERIAL: AISI 1018 SOLERA 1/2"	ESCALA: 1:2	Aumento De Rodamientos	
UNIDADES: mm		Nº PIEZAS: 3	



DIBUJO:				IPN	
J. BASALDÚA					
REVISÓ:				TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS BUJE	
APROBÓ:					
MATERIAL:		ESCALA:		REV	
AISI 1018 REDONDO		1:2		Buje	
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 1		

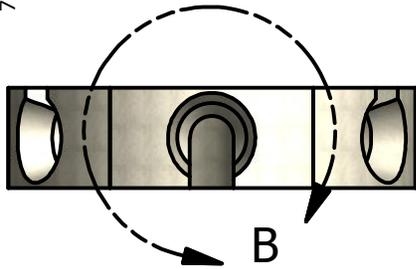
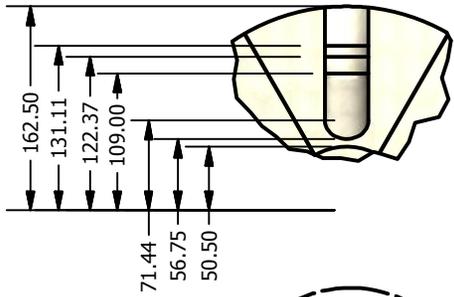


DIBUJO:		IPN	
J. BASALDÚA			
REVISÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS DISCO DOSIFICADOR HORIZONTAL	
APROBÓ:			
MATERIAL:		ESCALA:	REV
PLACA NYLAMID 1 1/2"		1:4	Disco Dosificador Horizontal
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 1

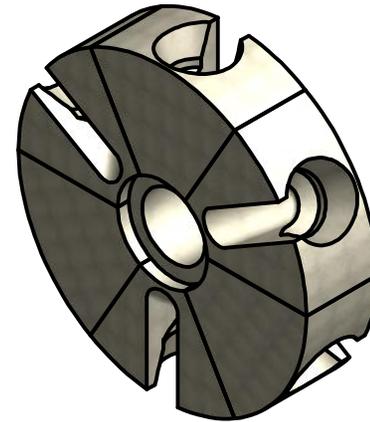
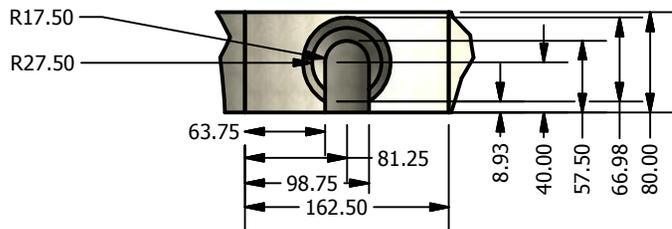


Ø70.50 H5 | Ø101.00 ∇ 12.50

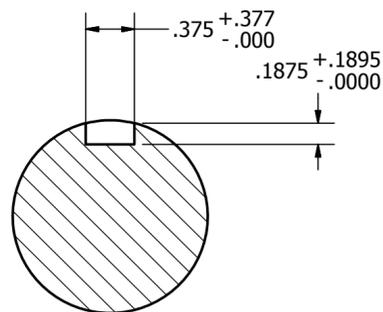
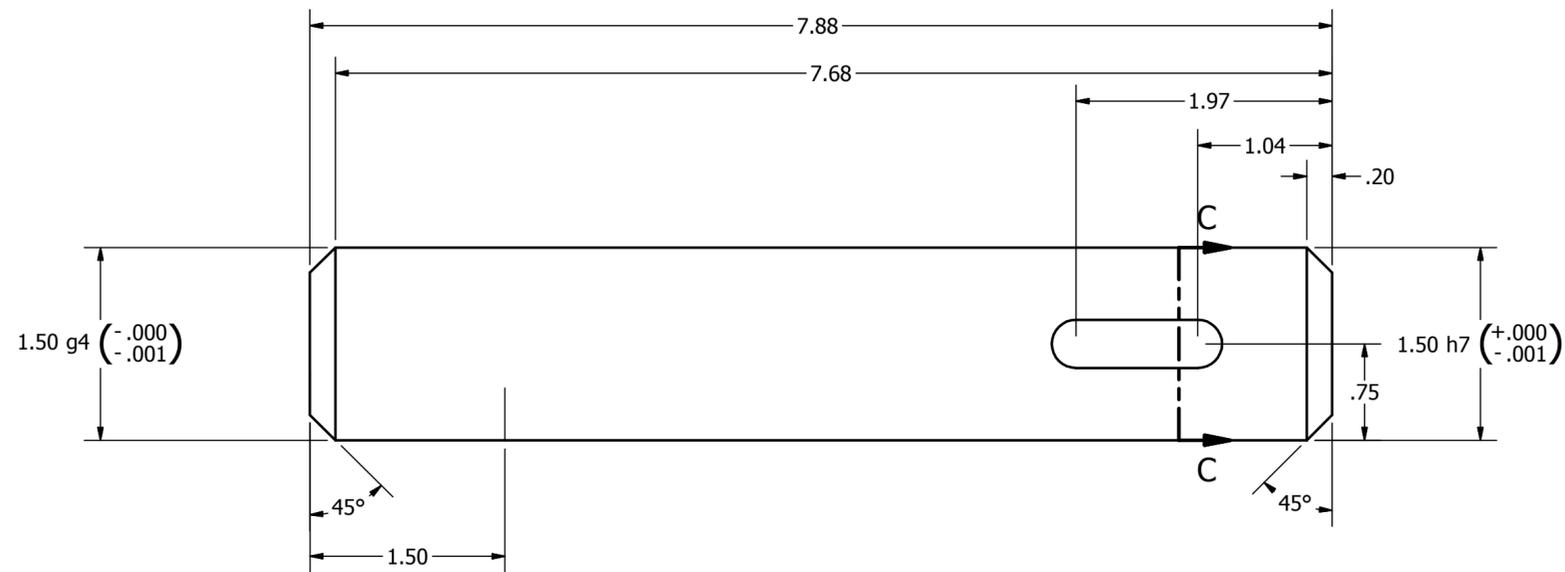
VISTA DE DETALLE A



VISTA DE DETALLE B

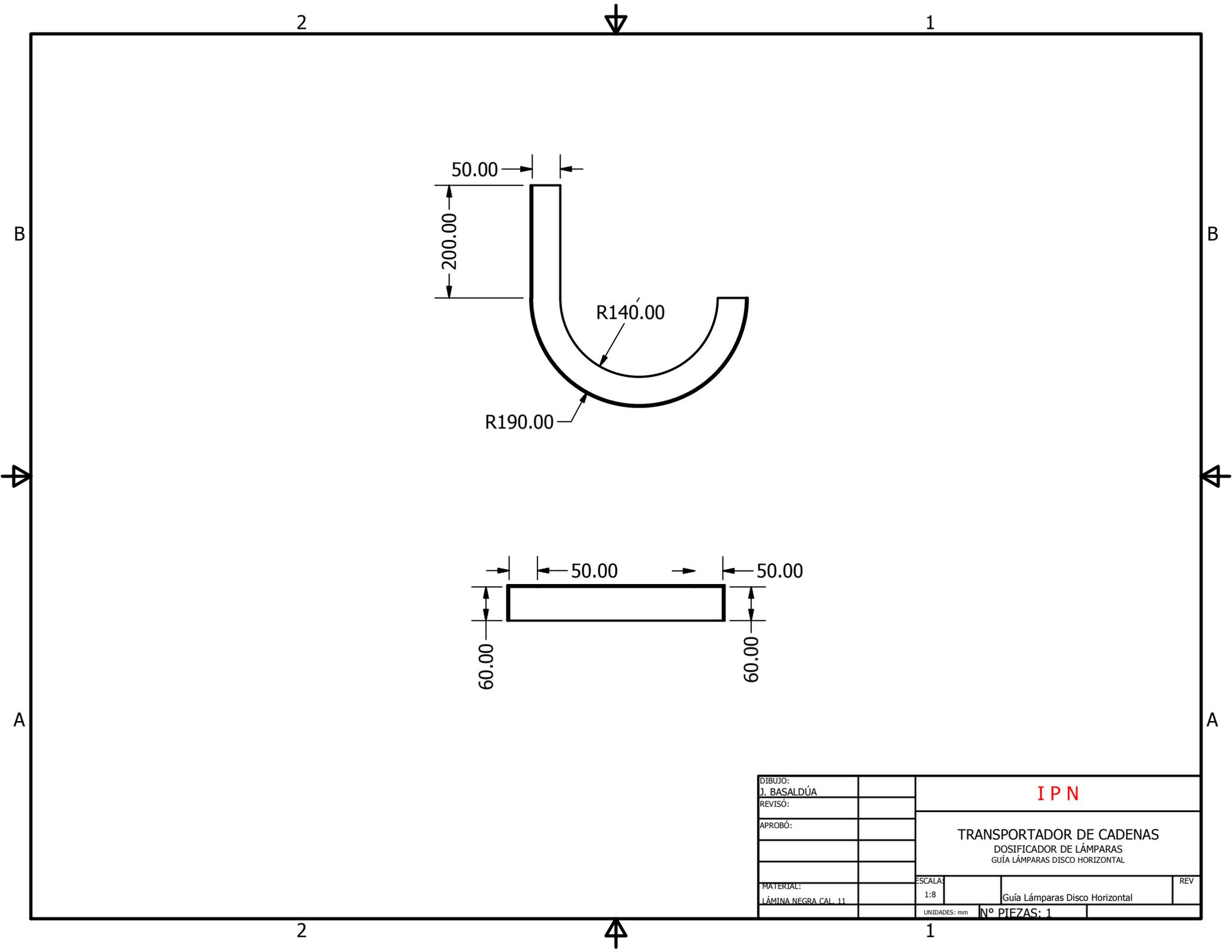


DIBUJO: J. BASALDÚA		I P N	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS DISCO DOSIFICADOR VERTICAL	
MATERIAL: PLACA NYLAMID 3 5/32"		ESCALA: 1:4	REV
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 1



SECCIÓN C-C

DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS EJE CONDUcido CINCO	
MATERIAL AISI 1020 HR		ESCALA 1:1	REV
		UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 1



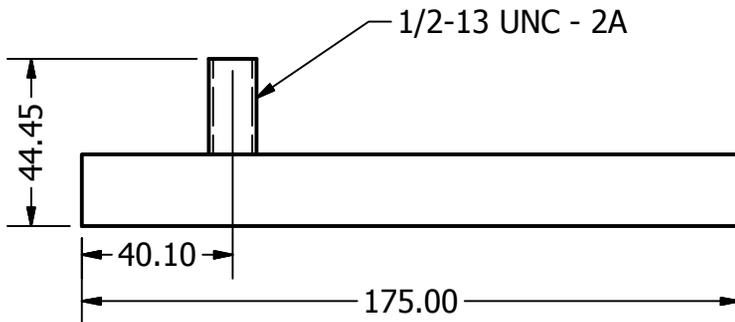
DIBUJO:				IPN	
J. BASALDÚA					
REVISÓ:				TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS GUÍA LÁMPARAS DISCO HORIZONTAL	
APROBÓ:					
MATERIAL:		ESCALA:		REV	
LÁMINA NEGRA CAL. 11		1:8		Guía Lámparas Disco Horizontal	
		UNIDADES: mm	N° PIEZAS: 1		

2

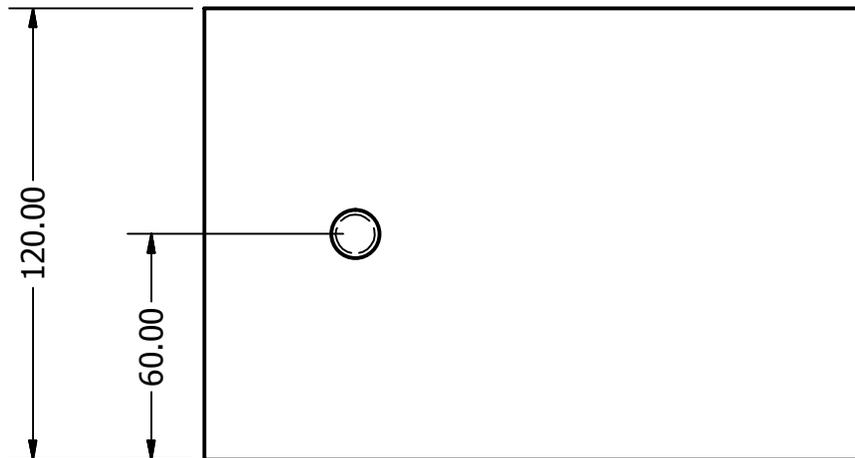


1

B



B



A

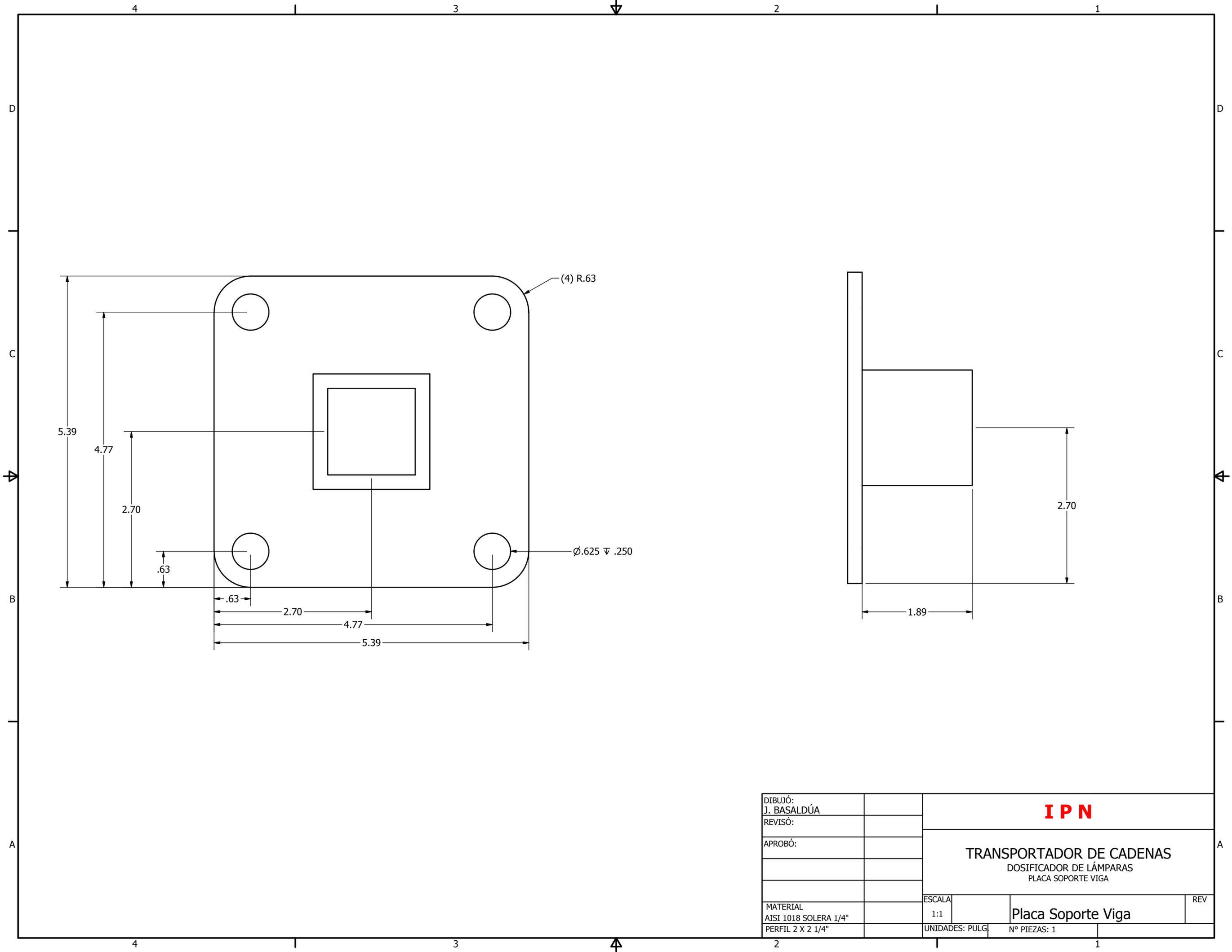
A

2

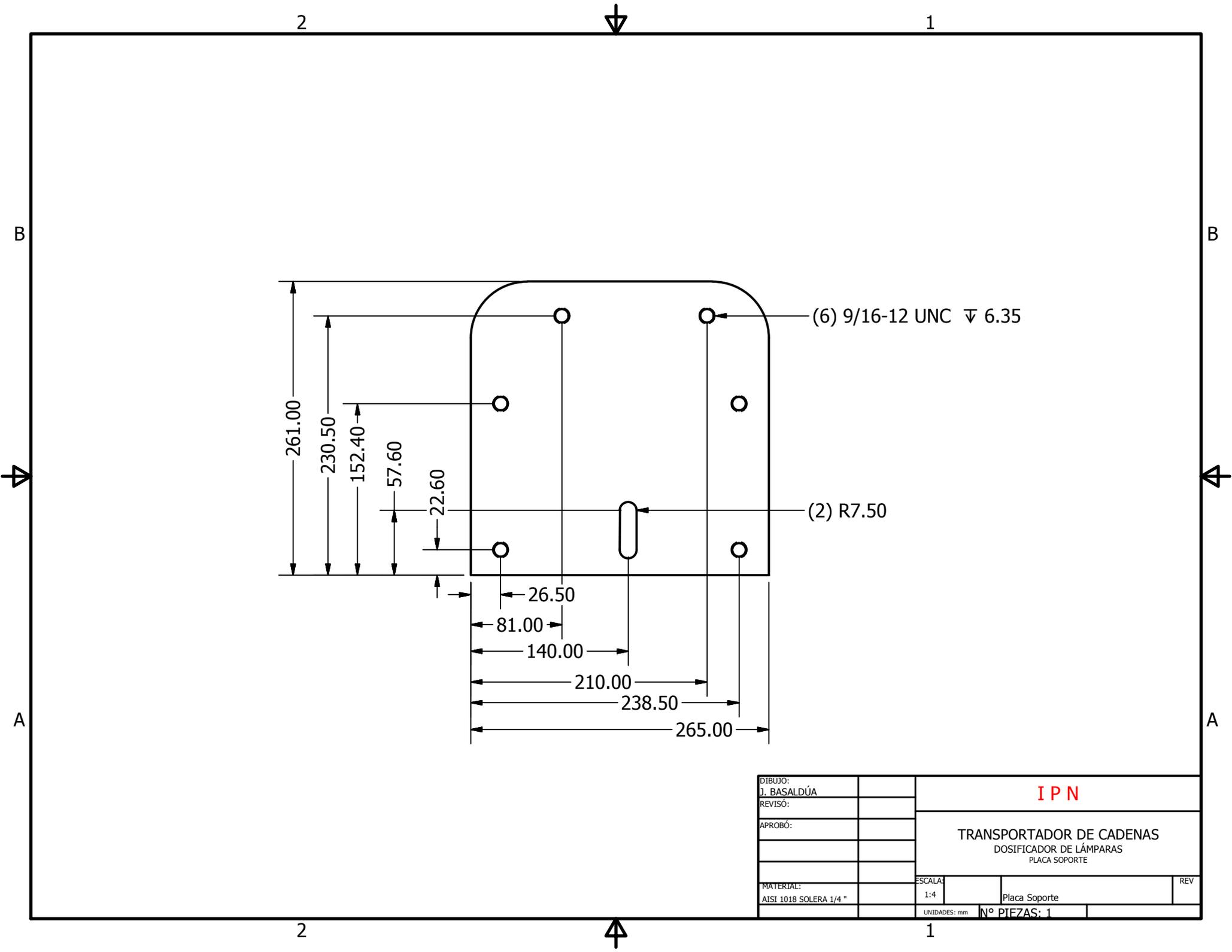


1

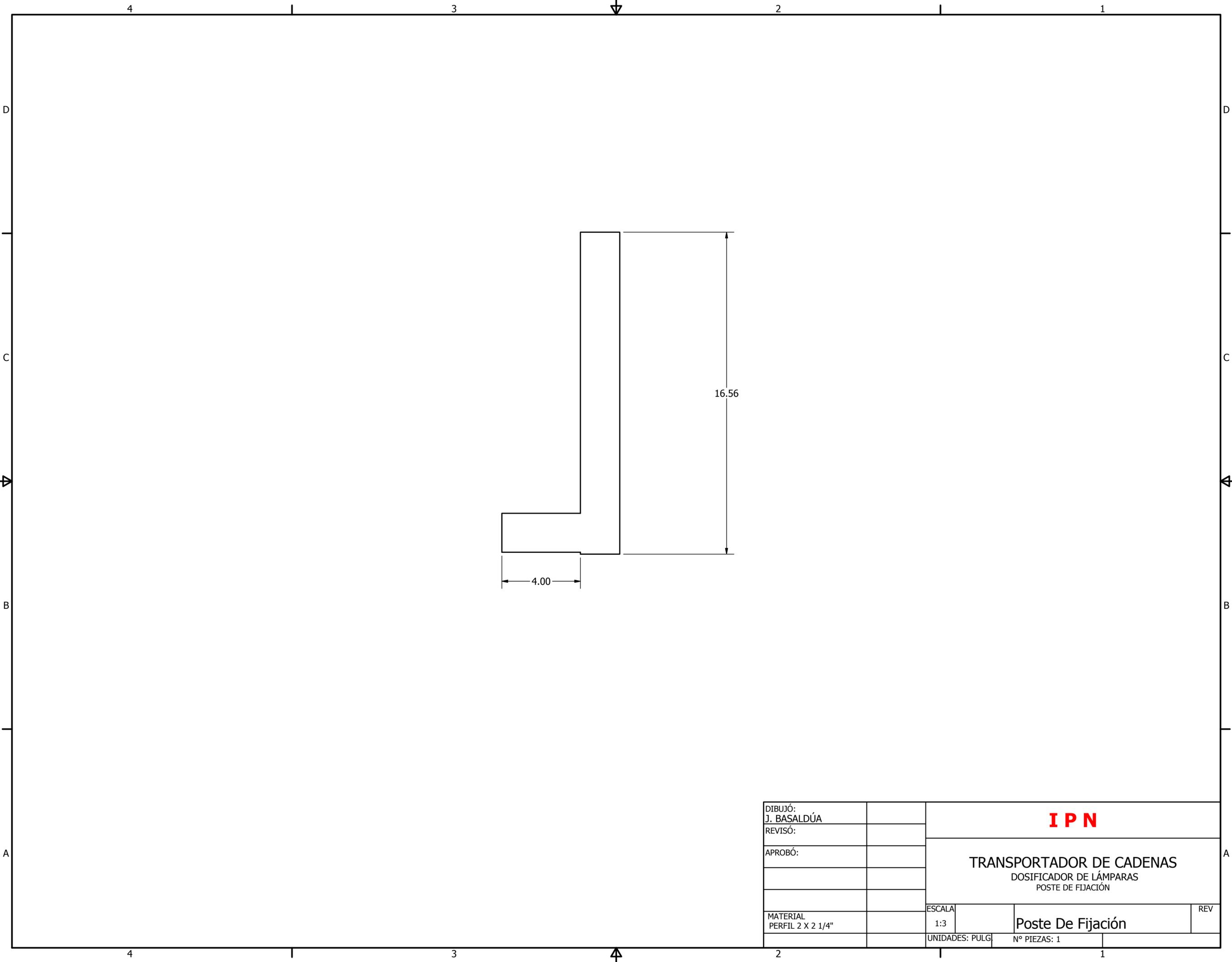
DIBUJO:				IPN	
J. BASALDÚA					
REVISÓ:				TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS PLACA FIJA	
APROBÓ:					
MATERIAL:		ESCALA:		REV	
AISI 1018 SOLERA 3/4 "		1:2		Placa Fija	
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 1		



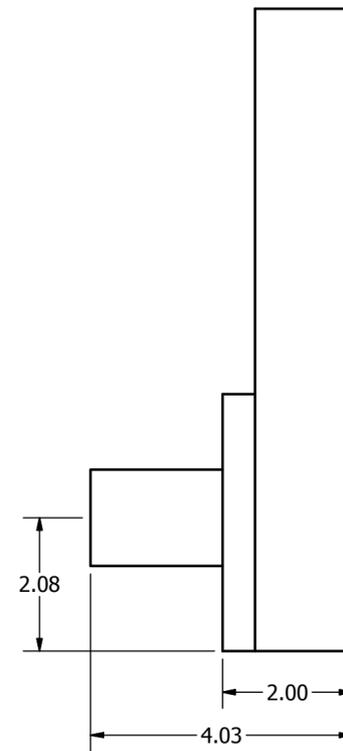
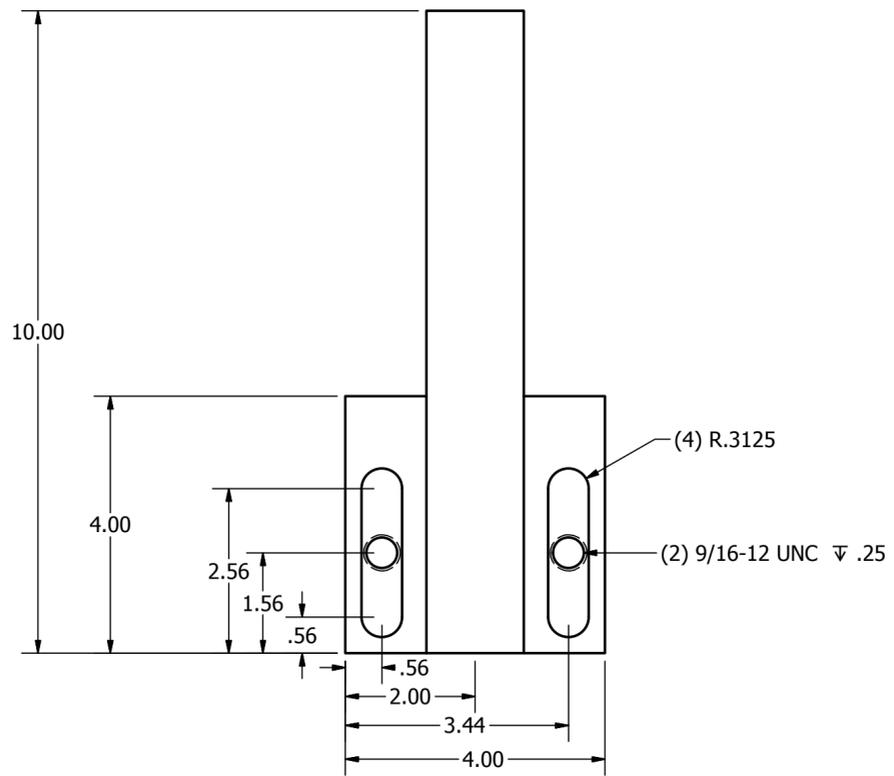
DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ:				
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS PLACA SOPORTE VIGA		
MATERIAL AISI 1018 SOLERA 1/4" PERFIL 2 X 2 1/4"				
ESCALA 1:1				
UNIDADES: PULG		Nº PIEZAS: 1		



DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS PLACA SOPORTE	
MATERIAL: AISI 1018 SOLERA 1/4 "		ESCALA: 1:4	REV
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 1



DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ:				
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS POSTE DE FIJACIÓN		
MATERIAL PERFIL 2 X 2 1/4"		ESCALA 1:3	Poste De Fijación	REV
		UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 1	



DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS POSTE GUÍA	
MATERIAL AISI 1018 SOLERA 1/4" PERFIL 2 X 2 1/4"	ESCALA 1:2	Poste Guía	REV
	UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 1	

ANEXO C.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL ORIENTADOR DE LÁMPARAS

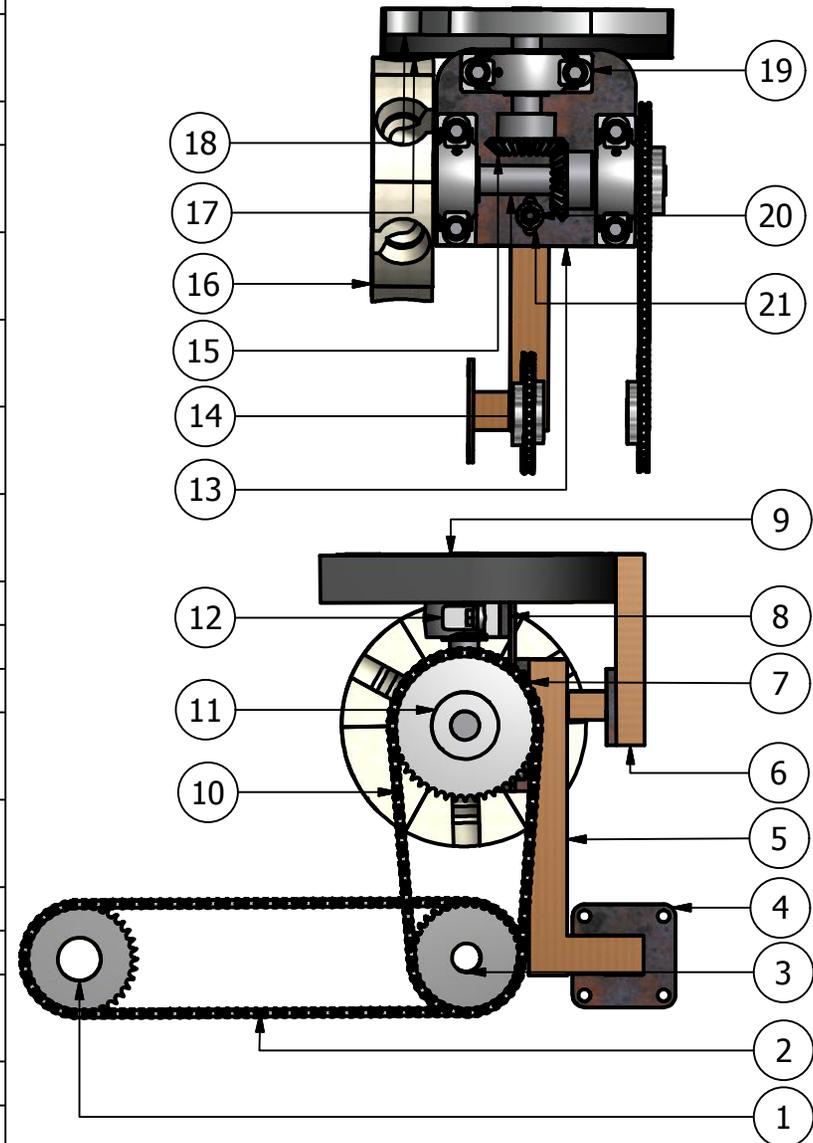
Anexo C.13.- Ensamble dosificador de lámparas

2
↓

LISTA DE PARTES

ITEM	CANTIDAD	PARTE	DESCRIPCIÓN
1	1	Rueda dentada 36 dientes diámetro de barreno 2.25 in	40B36 tipo B, fabricante MARTIN
2	1	Cadena de rodillos N° 40	Longitud 59 in
3	2	Rueda dentada 36 dientes diámetro de barreno 1.5 in	40B36 tipo B, fabricante MARTIN
4	1	Placa Soporte Viga	Soldar con electrodo E6013 de 3/32"
5	1	Poste De Fijación	Soldar con electrodo E6013 de 3/32"
6	1	Poste Guía	Soldar con electrodo E6013 de 3/32"
7	1	Placa Fija	Soldar con electrodo E6013 de 3/32"
8	3	Aumento de Rodamientos	
9	1	Eje Conducido Cinco	
10	1	Cadena de rodillos N° 40	Longitud 43 in
11	1	Rueda dentada 48 dientes diámetro de barreno 1.5 in	40B48 tipo B, fabricante MARTIN
12	3	Rodamiento Montado	SYR 1,1/2 N, fabricante SKF
13	1	Placa Soporte	
14	1	Eje Conducido Cuatro	
15	2	Engrane Cónico Recto diámetro de barreno 1.5 in	HMK624A, fabricante MARTIN
16	1	Disco Dosificador Vertical	
17	1	Guía Lámparas Disco Horizontal	
18	1	Disco Horizontal	
19	6	Tornillo hexagonal estandar	9/16-12 UNC x 2
20	1	Tuerca hexagonal estandar	1/2 - 13h
21	1	Roldana plana	1 - 1/2 de ancho - Tipo A

1



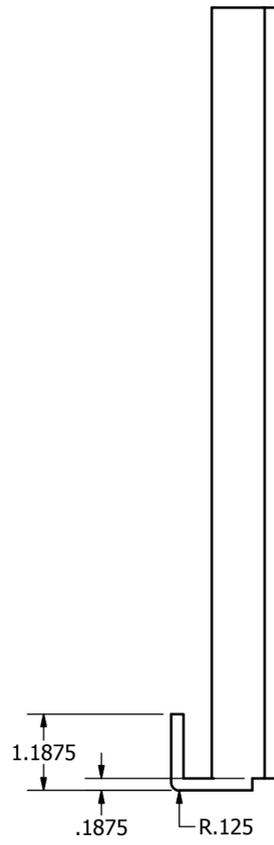
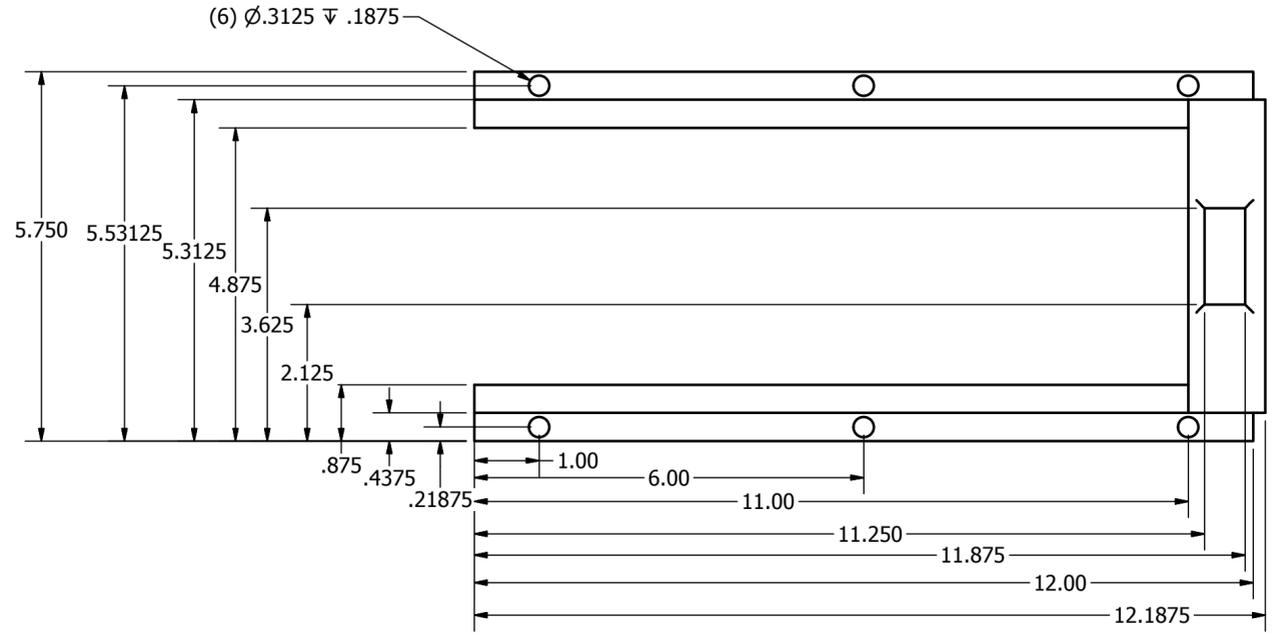
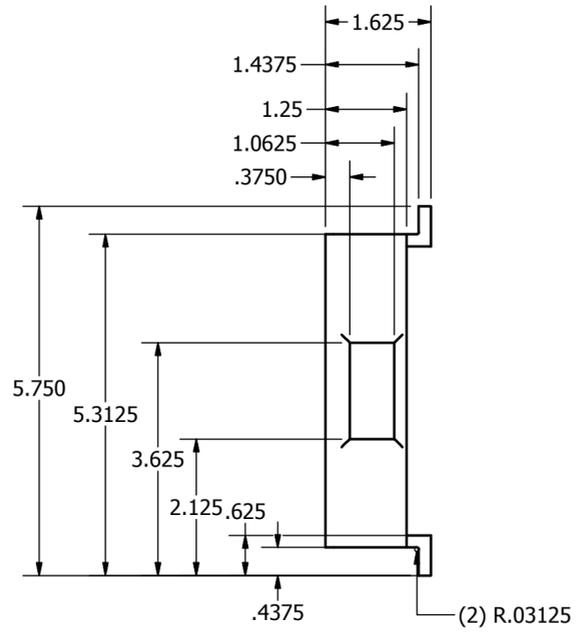
DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS DOSIFICADOR DE LÁMPARAS ENSAMBLE	
MATERIAL:			
ESCALA: 1:10		Dosificador De Lámparas	
UNIDADES: mm		N° PIEZAS: 1	

2

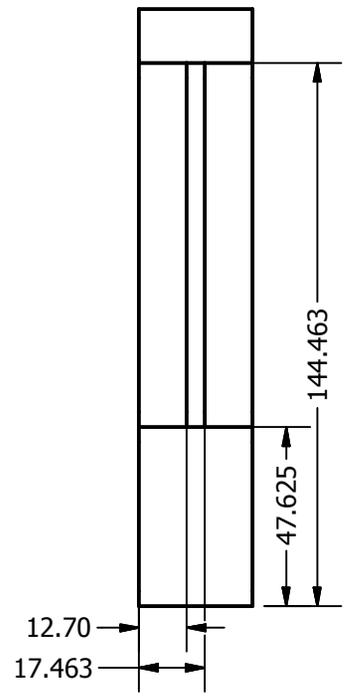
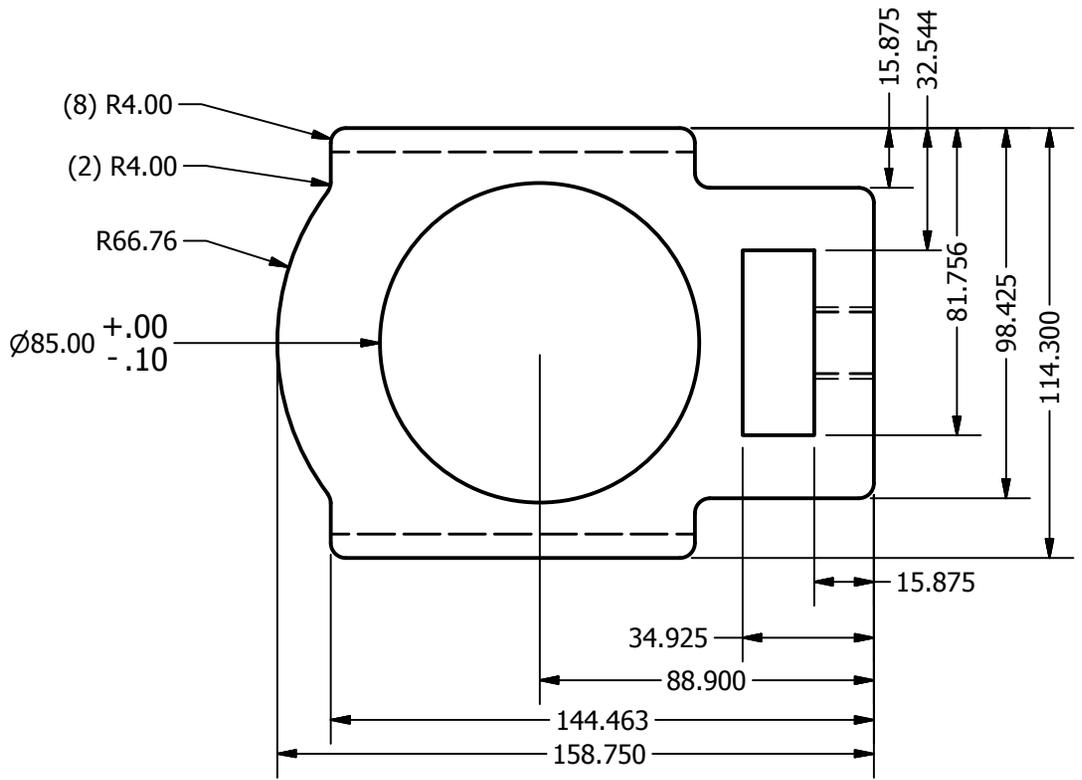
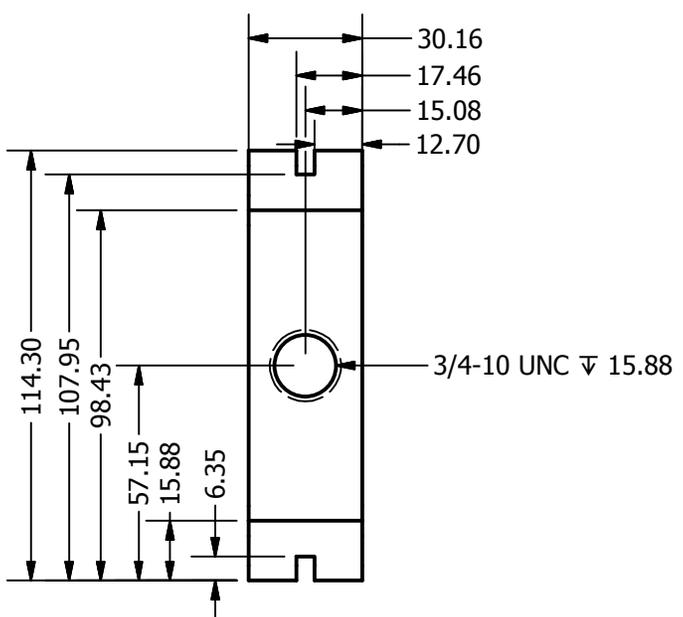


1

**ANEXO D.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL TRANSPORTADOR DE
CADENAS**



DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS TENSADOR BASE TENSADOR	
MATERIAL HIERRO GRIS A48 DE 3/16"	ESCALA 1:2	Base Tensador	REV
	UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 4	



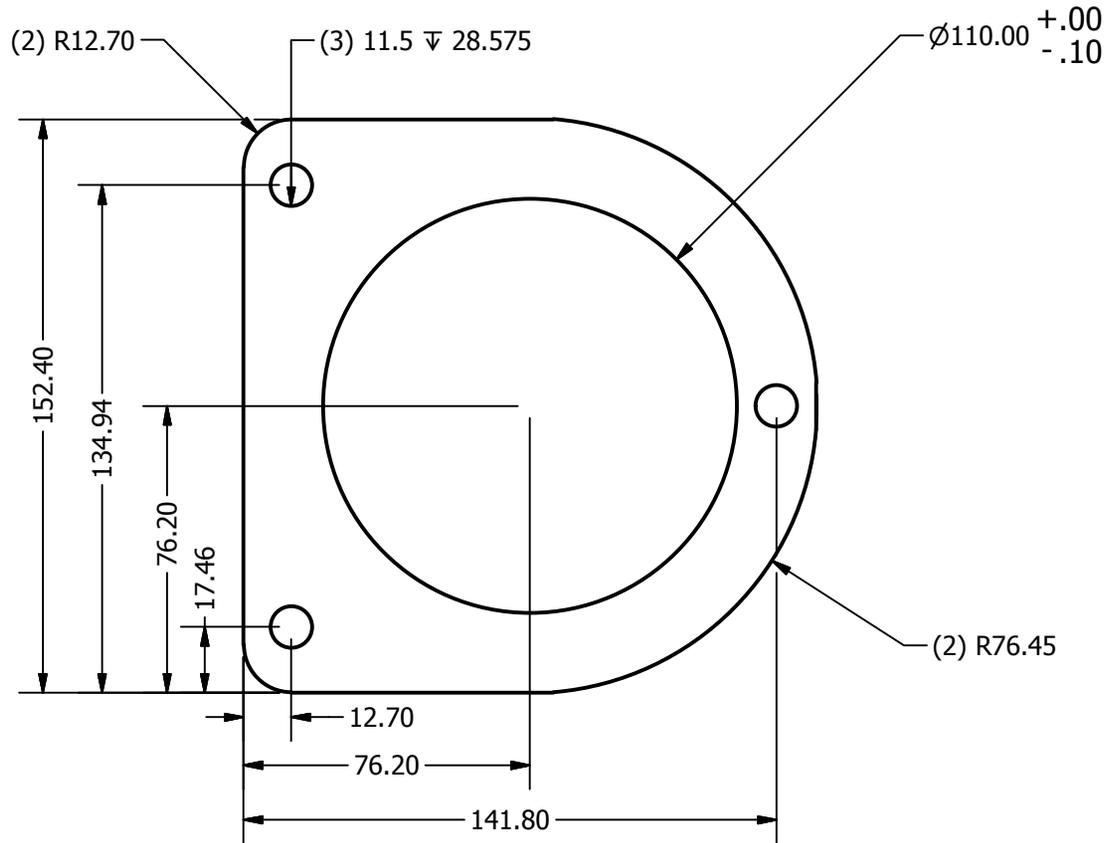
DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS TENSADOR CAJA TENSADOR	
MATERIAL: HIERRO GRIS A48 DE 1 3/16"	ESCALA 1:2	Caja Rodamiento Dos	
UNIDADES: mm		Nº PIEZAS: 4	REV

2

1

B

B



A

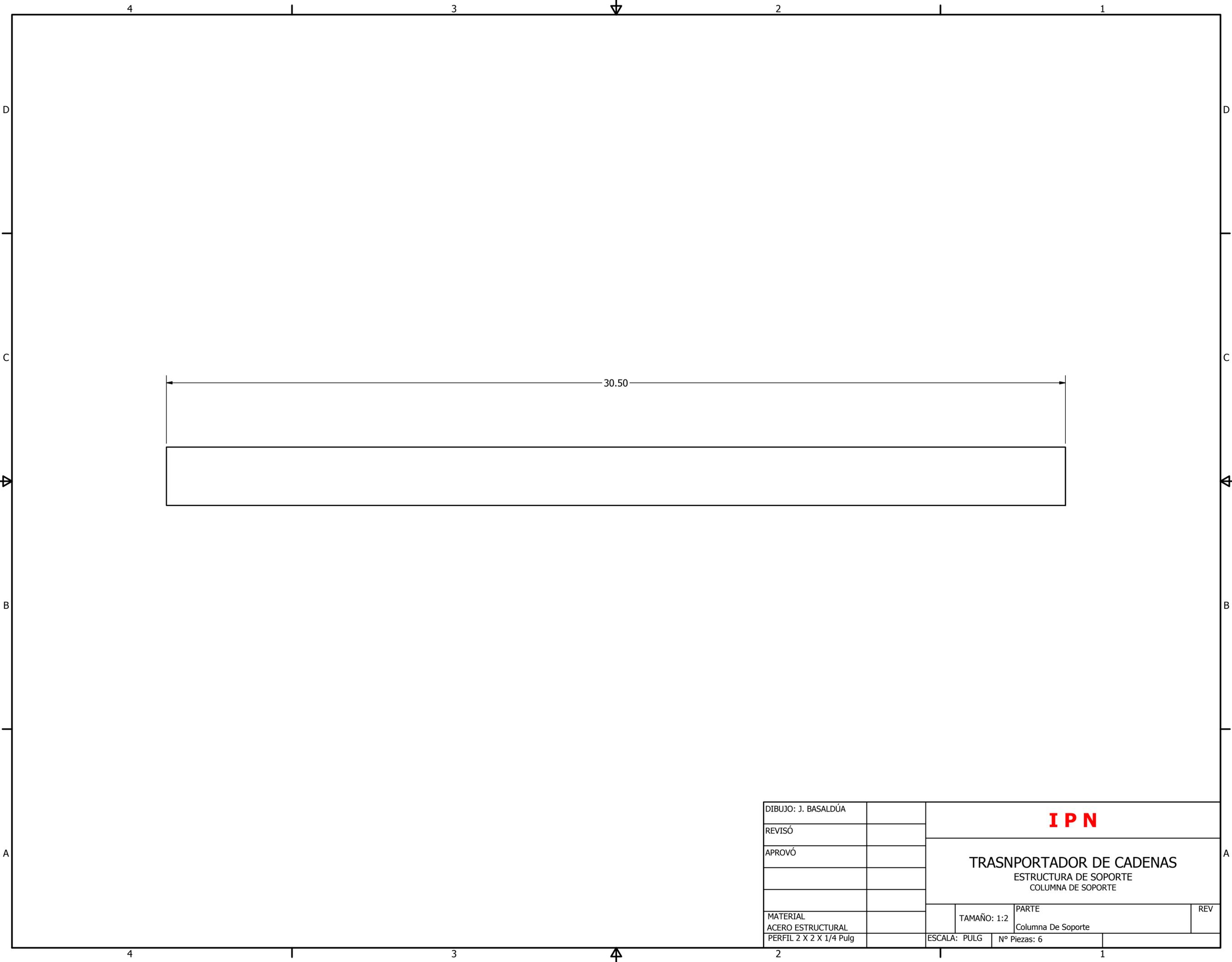
A

2

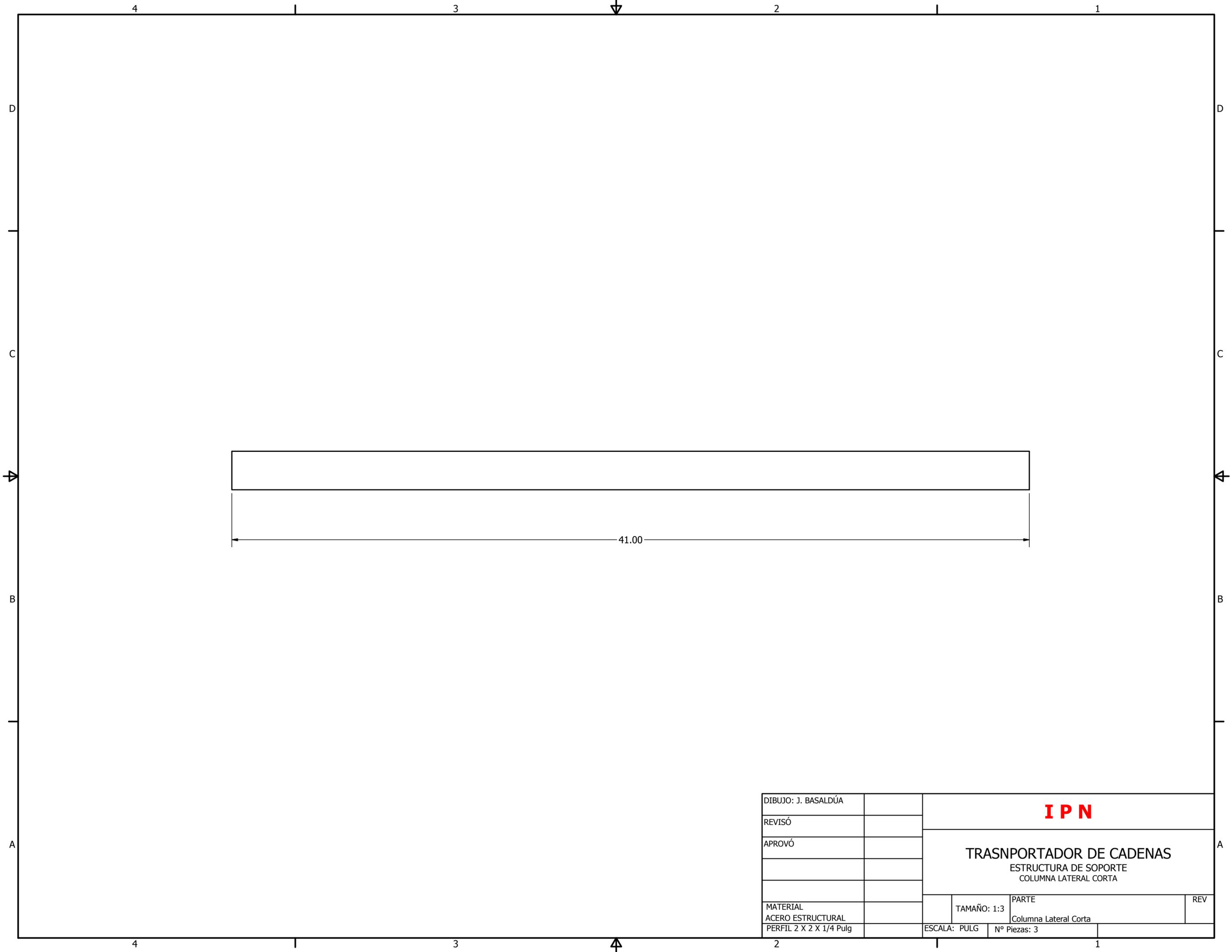
1

DIBUJO: J. BASALDÚA		I P N	
REVISÓ:			
APROBÓ:			
MATERIAL: HIERRO GRIS A48 DE 1 1/8"		ESCALA: 1:2	REV
		TRANSPORTADOR DE CADENAS RODAMIENTO UNO CAJA	
		Caja Rodamiento Uno	
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 2

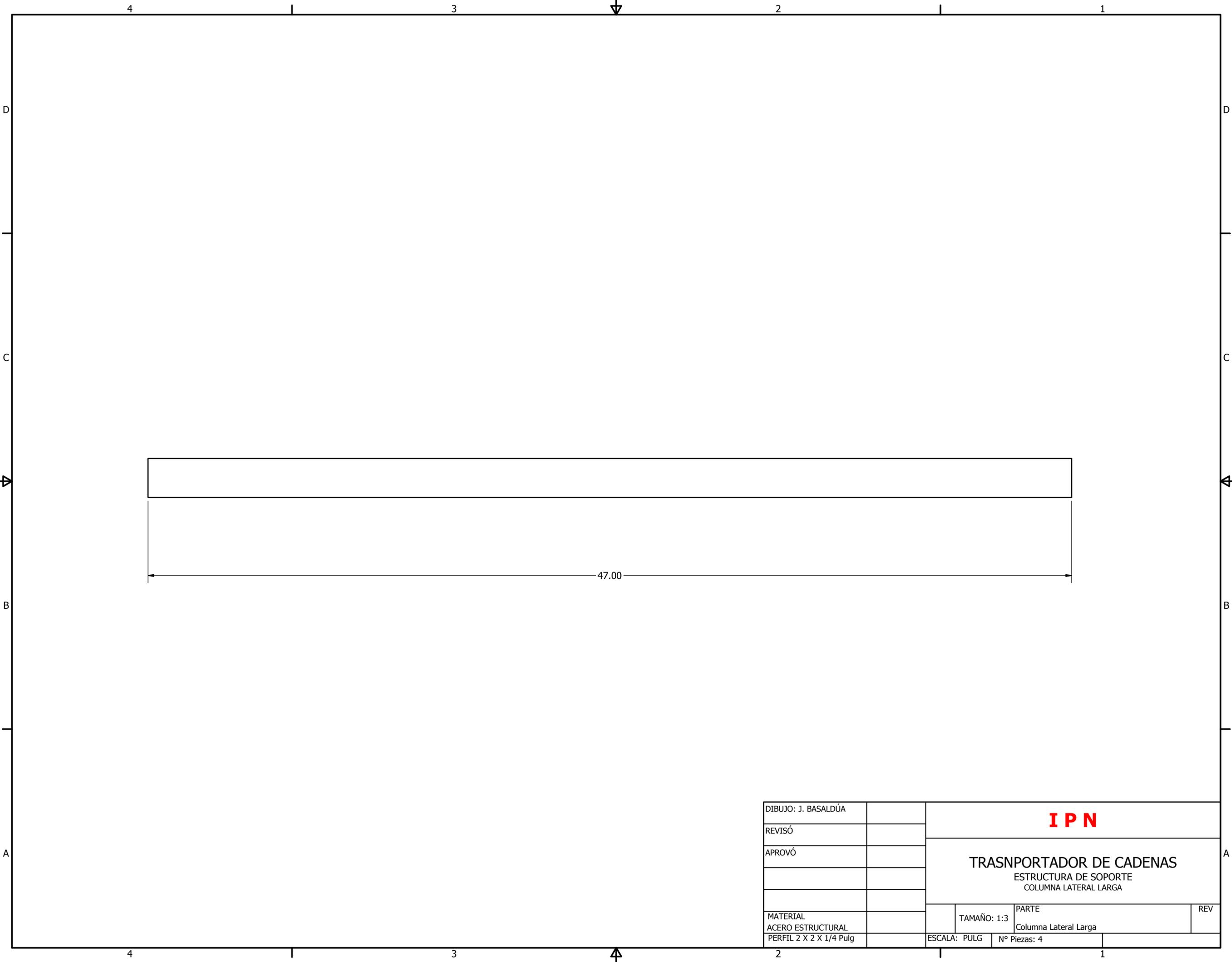
1



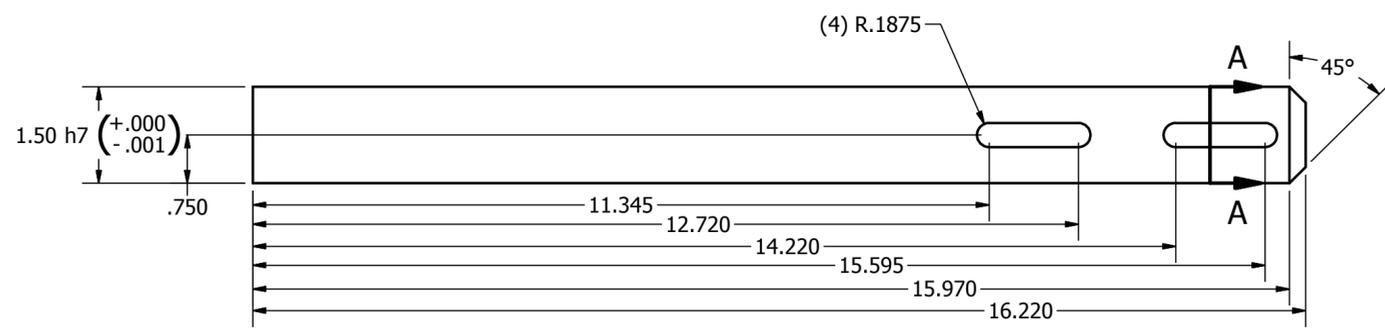
DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ				
APROVÓ		TRANSPORTADOR DE CADENAS ESTRUCTURA DE SOPORTE COLUMNA DE SOPORTE		
MATERIAL ACERO ESTRUCTURAL PERFIL 2 X 2 X 1/4 Pulg		TAMAÑO: 1:2	PARTE Columna De Soporte	REV
		ESCALA: PULG	Nº Piezas: 6	



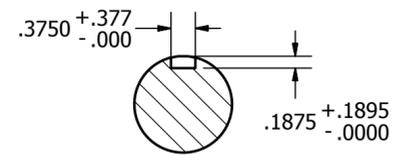
DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ				
APROVÓ		TRANSPORTADOR DE CADENAS ESTRUCTURA DE SOPORTE COLUMNA LATERAL CORTA		
MATERIAL		TAMAÑO: 1:3	PARTE	REV
ACERO ESTRUCTURAL			Columna Lateral Corta	
PERFIL 2 X 2 X 1/4 Pulg		ESCALA: PULG	Nº Piezas: 3	



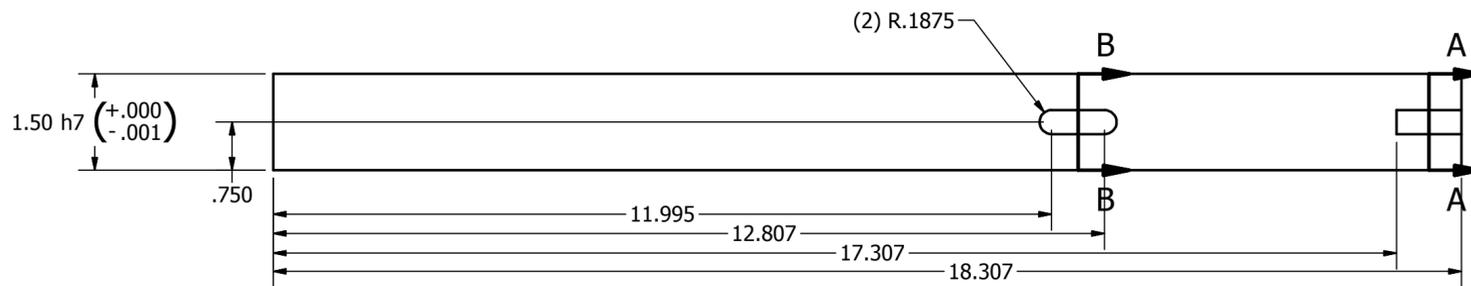
DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ				
APROVÓ		TRANSPORTADOR DE CADENAS ESTRUCTURA DE SOPORTE COLUMNA LATERAL LARGA		
MATERIAL ACERO ESTRUCTURAL PERFIL 2 X 2 X 1/4 Pulg		TAMAÑO: 1:3	PARTE Columna Lateral Larga	REV
		ESCALA: PULG	Nº Piezas: 4	



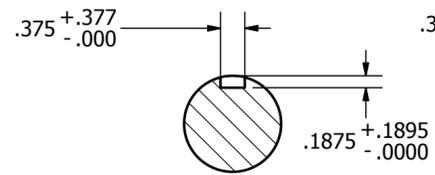
SECCIÓN A-A



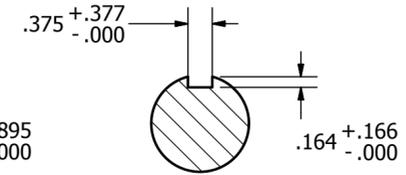
DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS EJE CONDUcido DOS	
MATERIAL AISI 1020 HR		ESCALA 1:2	REV
		UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 1



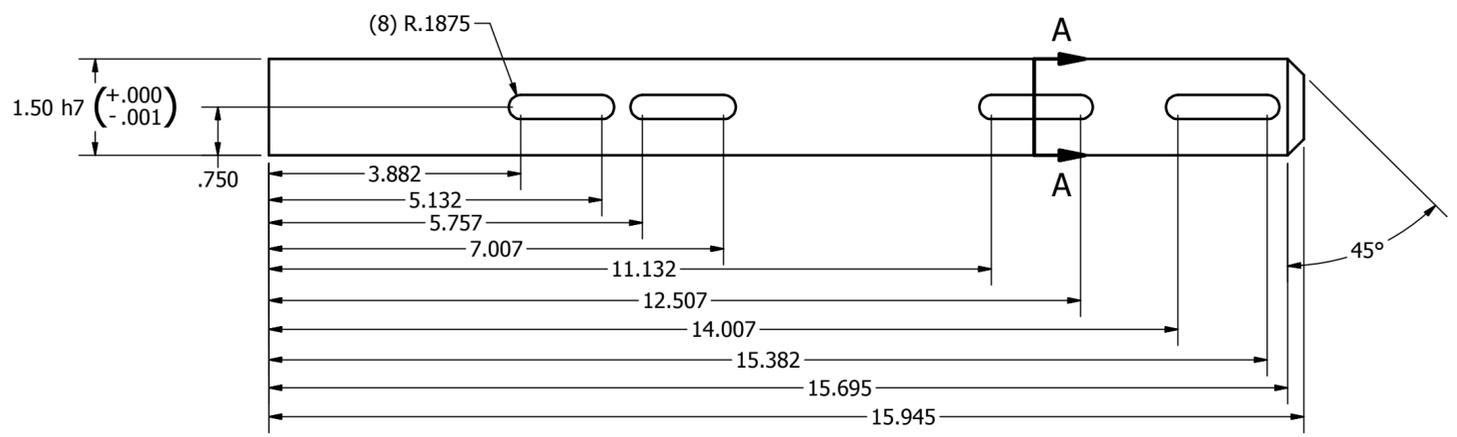
SECCIÓN B-B



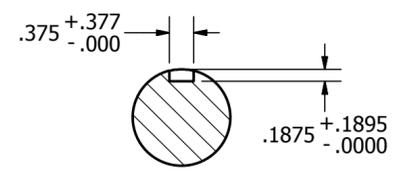
SECCIÓN A-A



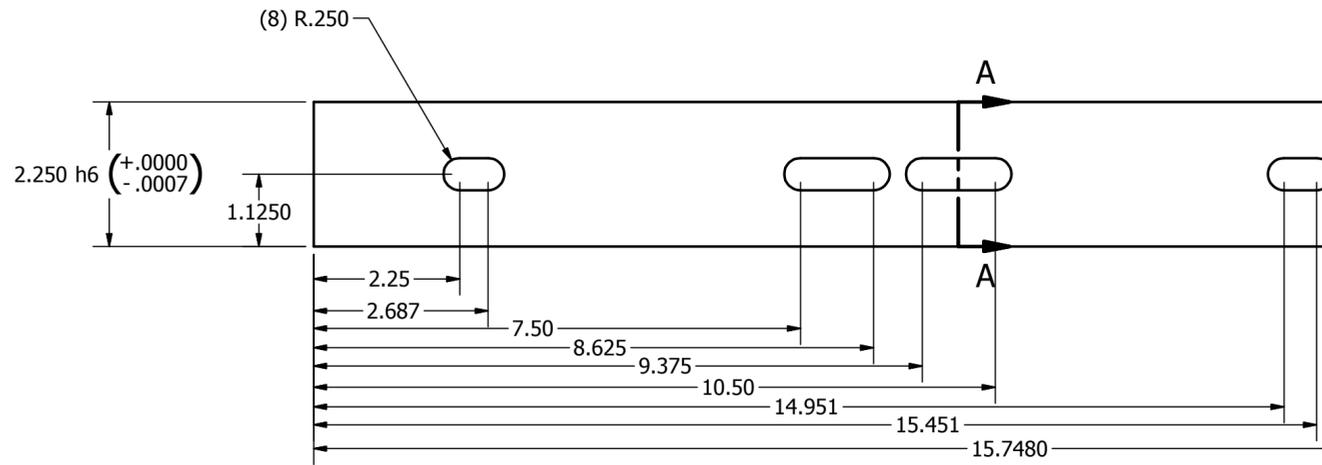
DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS EJE CONDUcido TRES	
MATERIAL AISI 1020 HR		ESCALA 1:2	REV
		UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 1



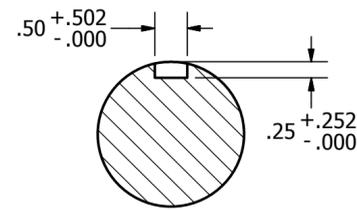
SECCIÓN A-A



DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ:				
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS EJE CONDUcido UNO		
MATERIAL AISI 1020 HR		ESCALA 1:2	Eje Conducido Uno	REV
		UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 1	

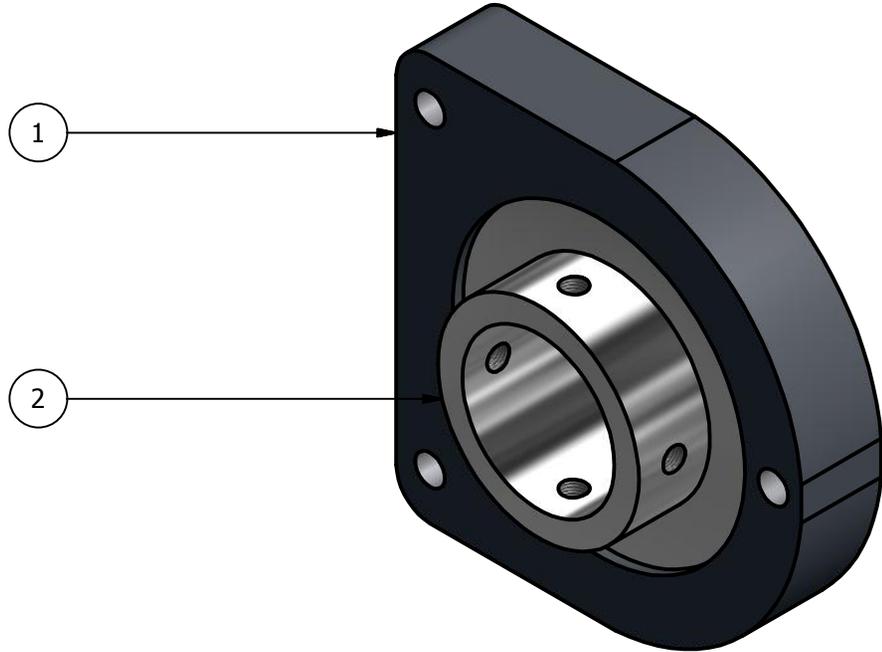


SECCIÓN A-A



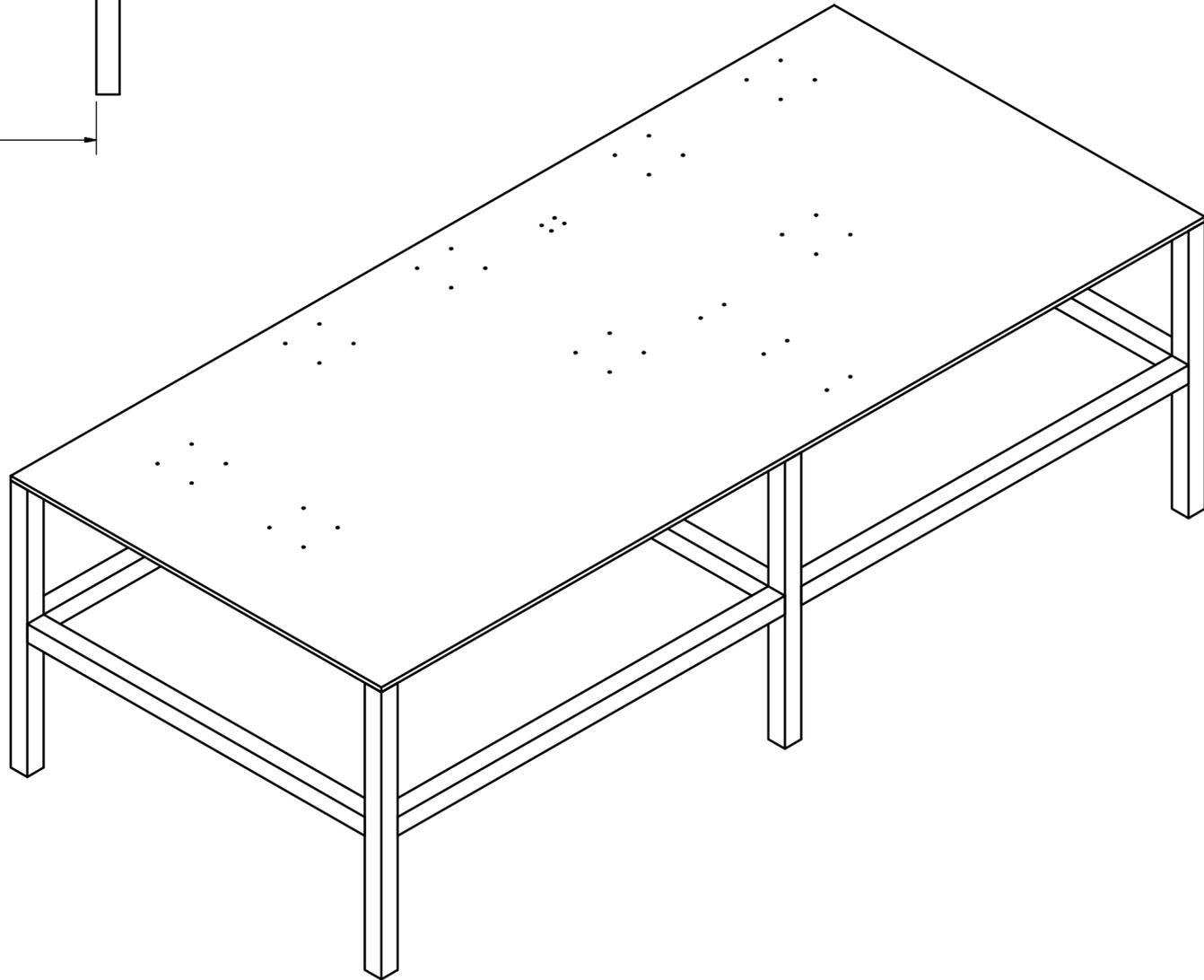
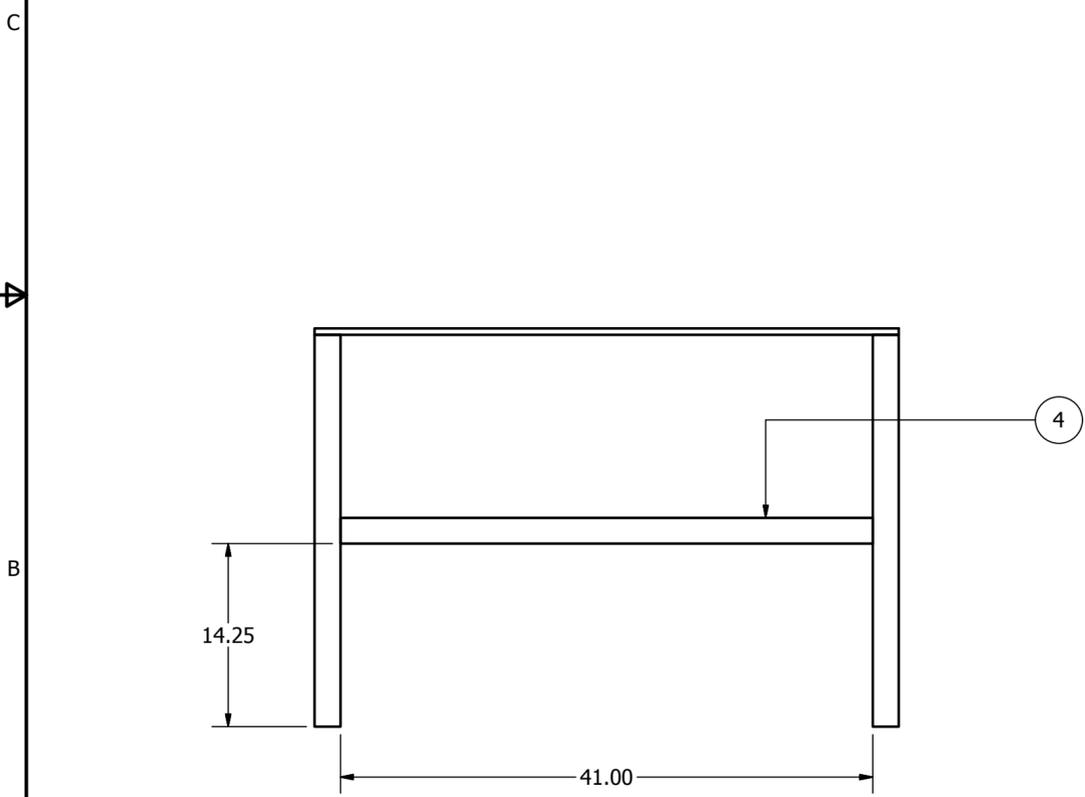
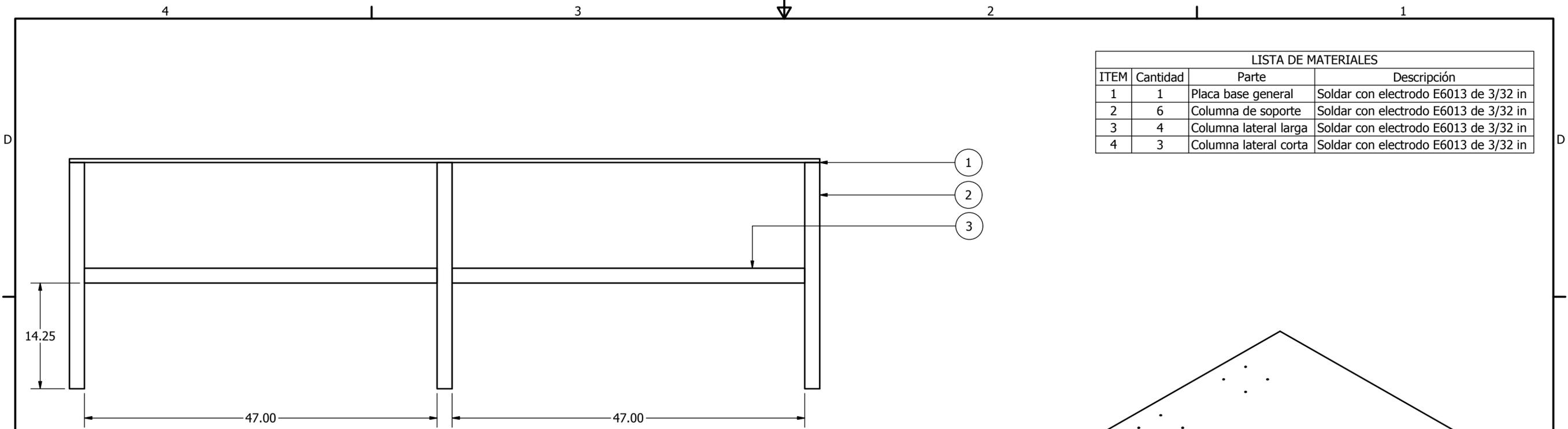
DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS EJE MOTRIZ	
MATERIAL AISI 1020 HR		ESCALA 1:2	REV
		UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 1

LISTA DE PARTES			
ITEM	CANTIDAD	PARTE	DESCRIPCIÓN
1	1	Caja	
2	1	Rodamiento YAR 212	YAR 212-204-2F, fabricante SKF



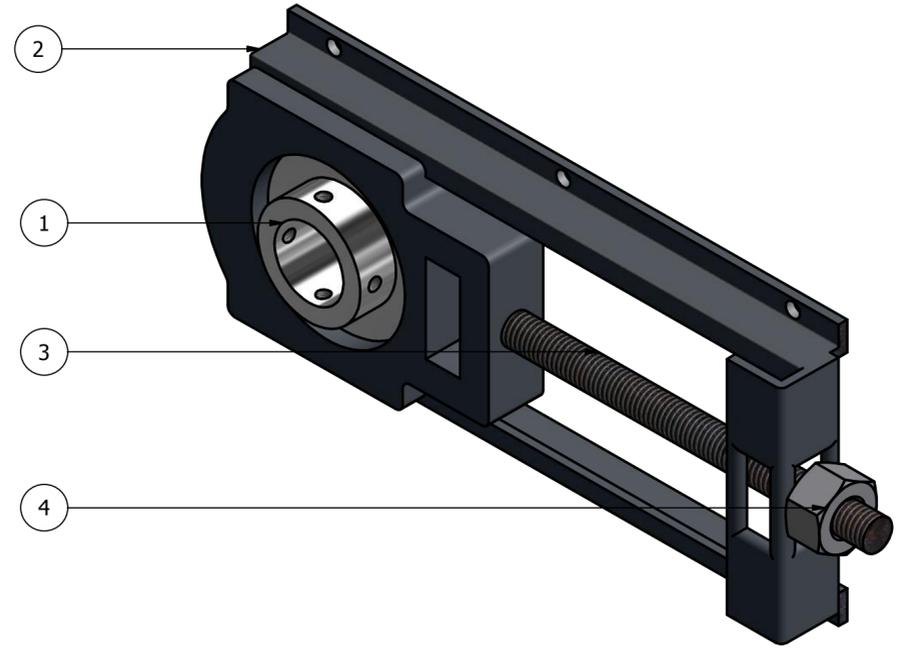
DIBUJO:	J. BASALDÚA	IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS RODAMIENTO UNO ENSAMBLE RODAMIENTO UNO	
MATERIAL:	-----	ESCALA:	1:2
		Ensamble Rodamiento Uno	
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 2

LISTA DE MATERIALES			
ITEM	Cantidad	Parte	Descripción
1	1	Placa base general	Soldar con electrodo E6013 de 3/32 in
2	6	Columna de soporte	Soldar con electrodo E6013 de 3/32 in
3	4	Columna lateral larga	Soldar con electrodo E6013 de 3/32 in
4	3	Columna lateral corta	Soldar con electrodo E6013 de 3/32 in

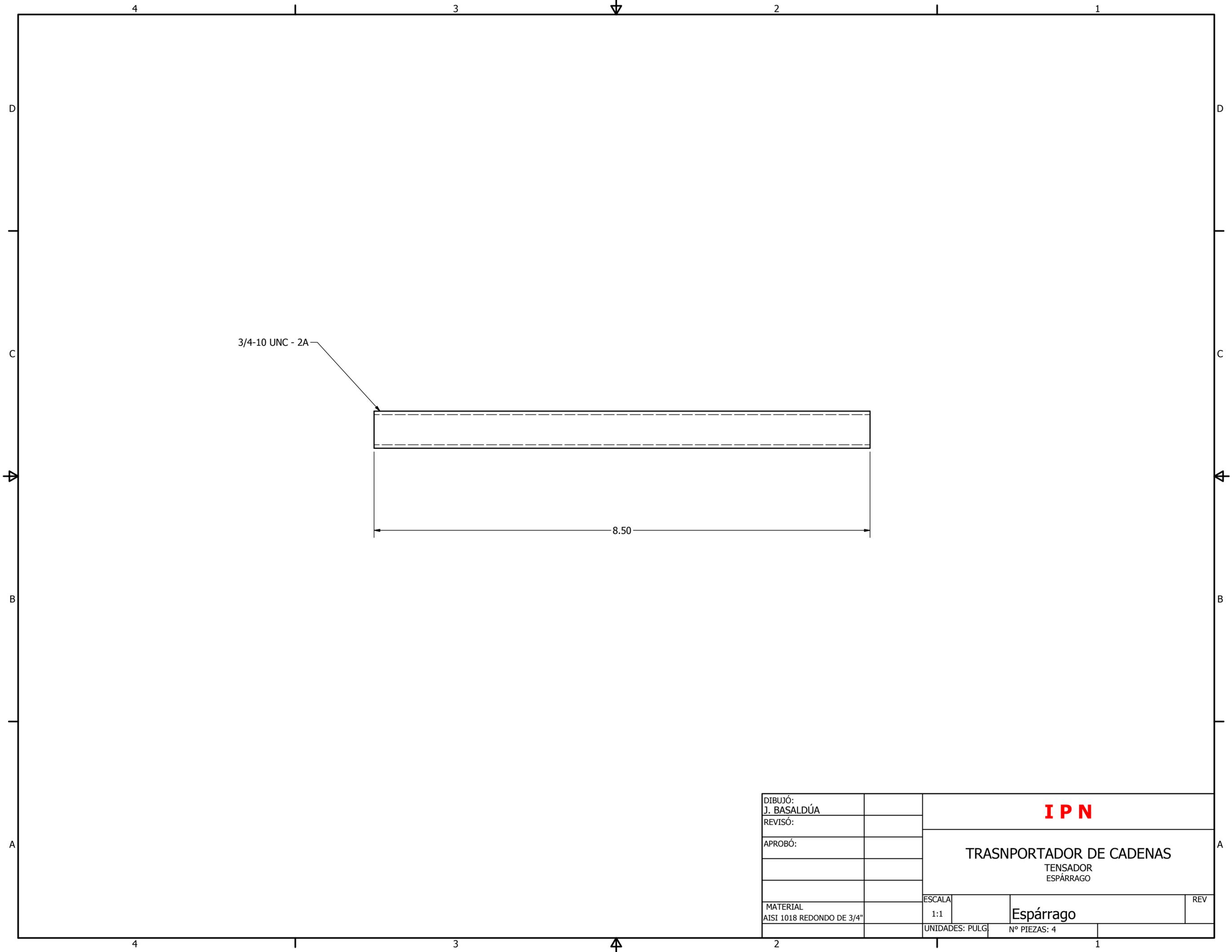


DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ			
APROVÓ			
		TRANSPORTADOR DE CADENAS	
		ESTRUCTURA DE SOPORTE	
		ENSAMBLE ESTRUCTURA DE SOPORTE	
MATERIAL		TAMAÑO: 1:10	PARTE
		Ensamble Estructura de Soporte	
		ESCALA: PULG	Nº Piezas: 1
			REV

PARTS LIST			
ITEM	CANTIDAD	PARTE	DESCRIPCIÓN
1	1	Rodamiento	YAR 209-108-2F, fabricante SKF
2	1	Base tensador	
3	1	Espárrago	
4	1	Tuerca Hexagonal	Estándar de 3/4" - 10 Hilos



DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ:				
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS		
		TENSADOR		
		ENSAMBLE TENSADOR		
MATERIAL		ESCALA		REV
		1:2	Ensamble Tensador	
		UNIDADES	Nº PIEZAS: 4	



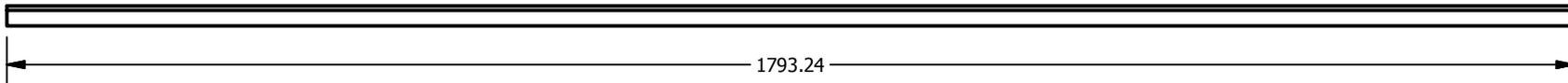
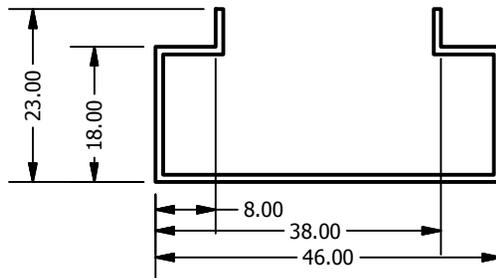
DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS TENSADOR ESPÁRRAGO	
MATERIAL AISI 1018 REDONDO DE 3/4"	ESCALA 1:1	Espárrago	
	UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 4	REV

2

1

B

B



A

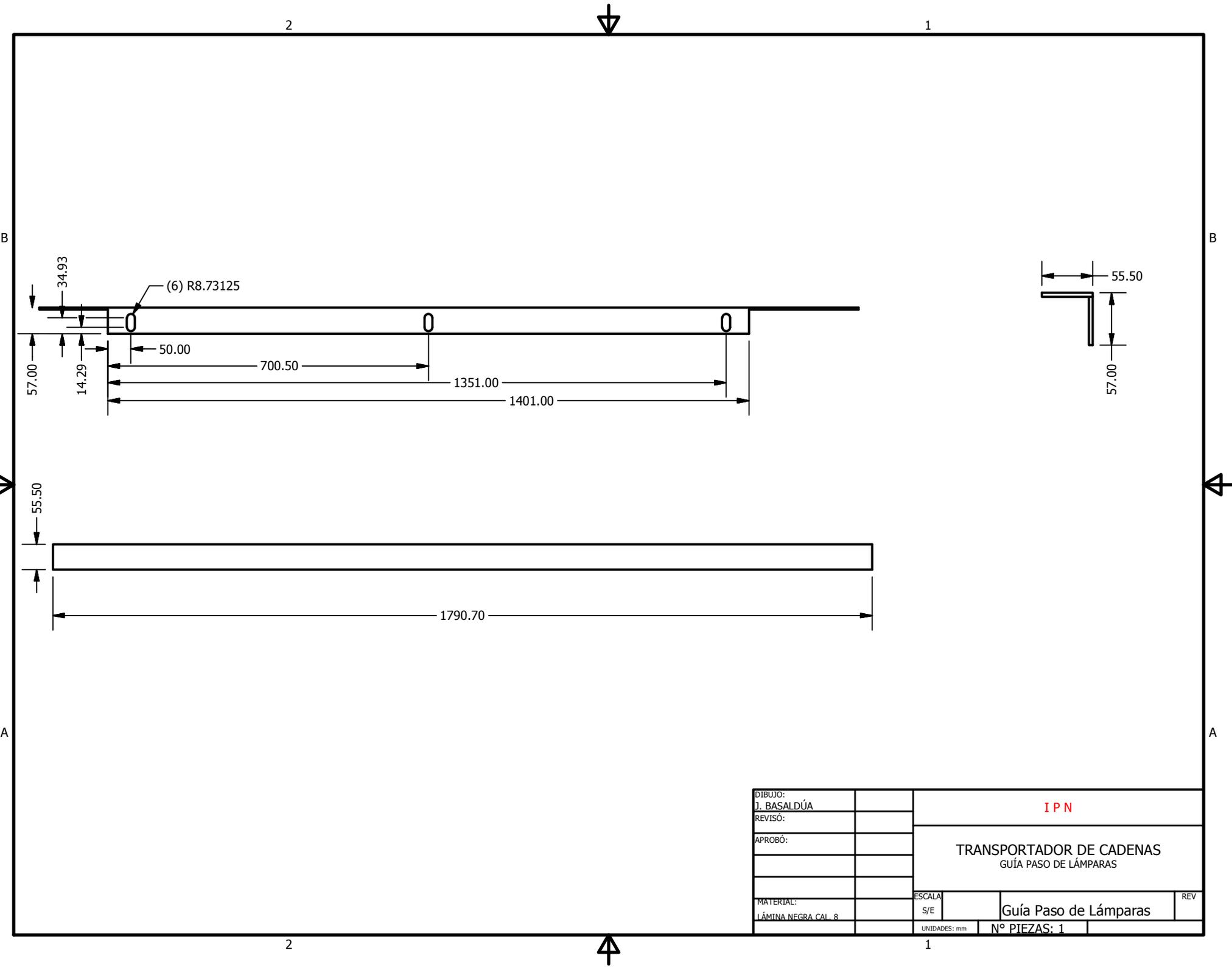
A

2

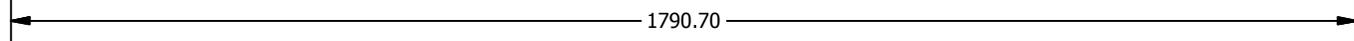
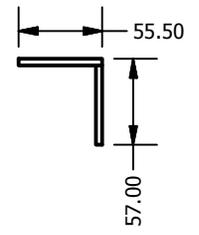
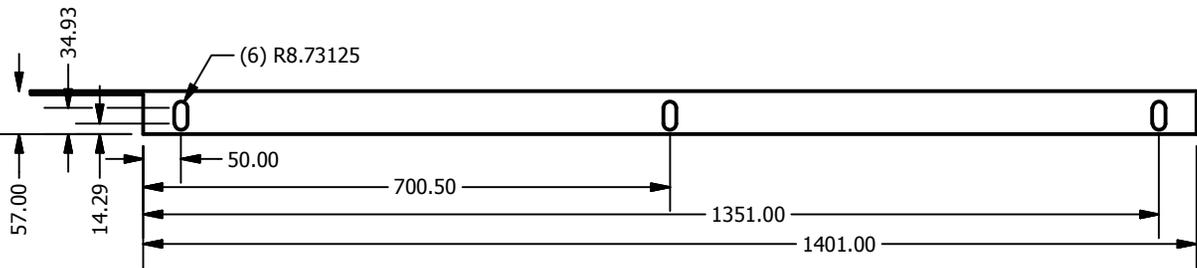
1



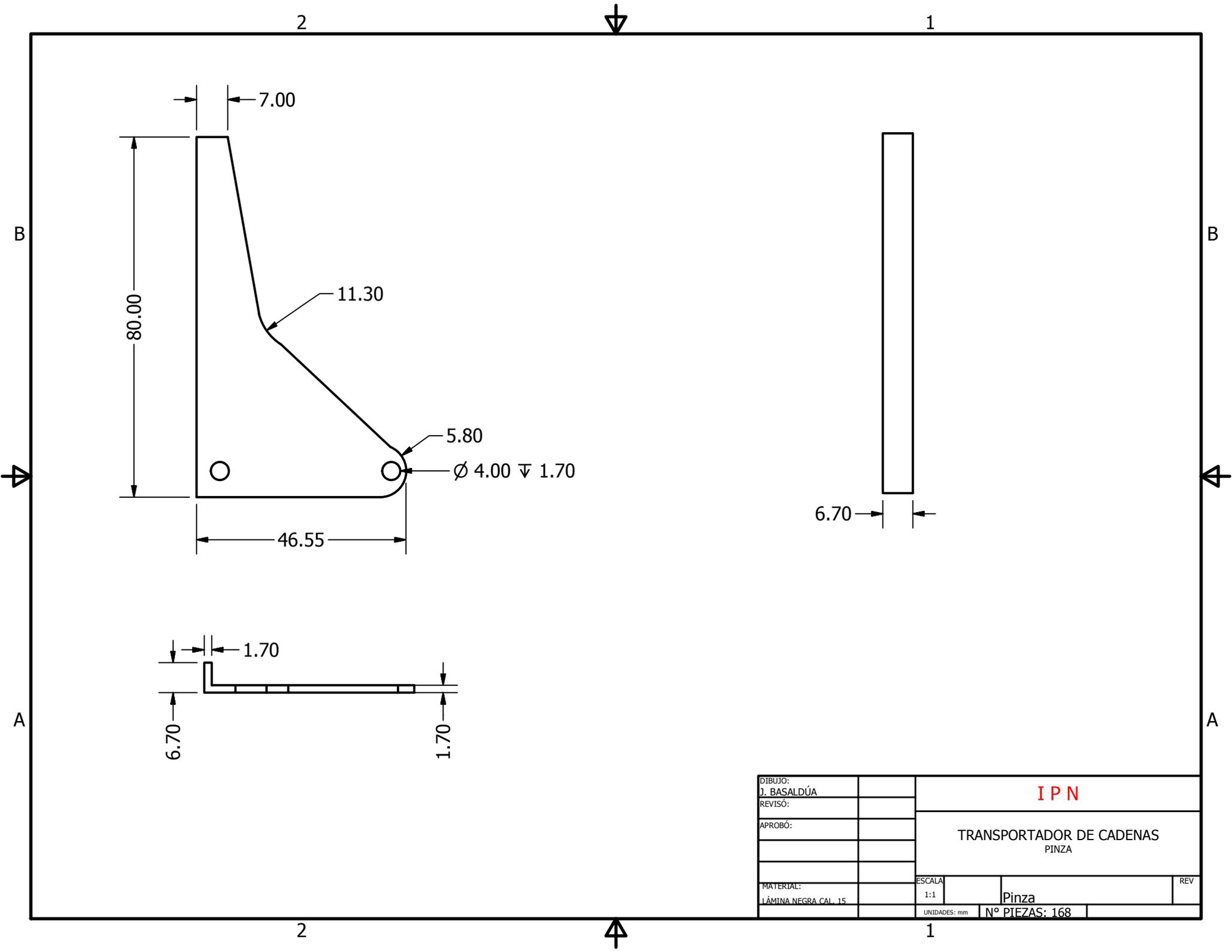
DIBUJO: J. BASALDÚA		I P N	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS GUÍA CADENAS	
MATERIAL: LÁMINA NEGRA CAL. 19	ESCALA: S/E	Guía Cadenas	REV
	UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 2	



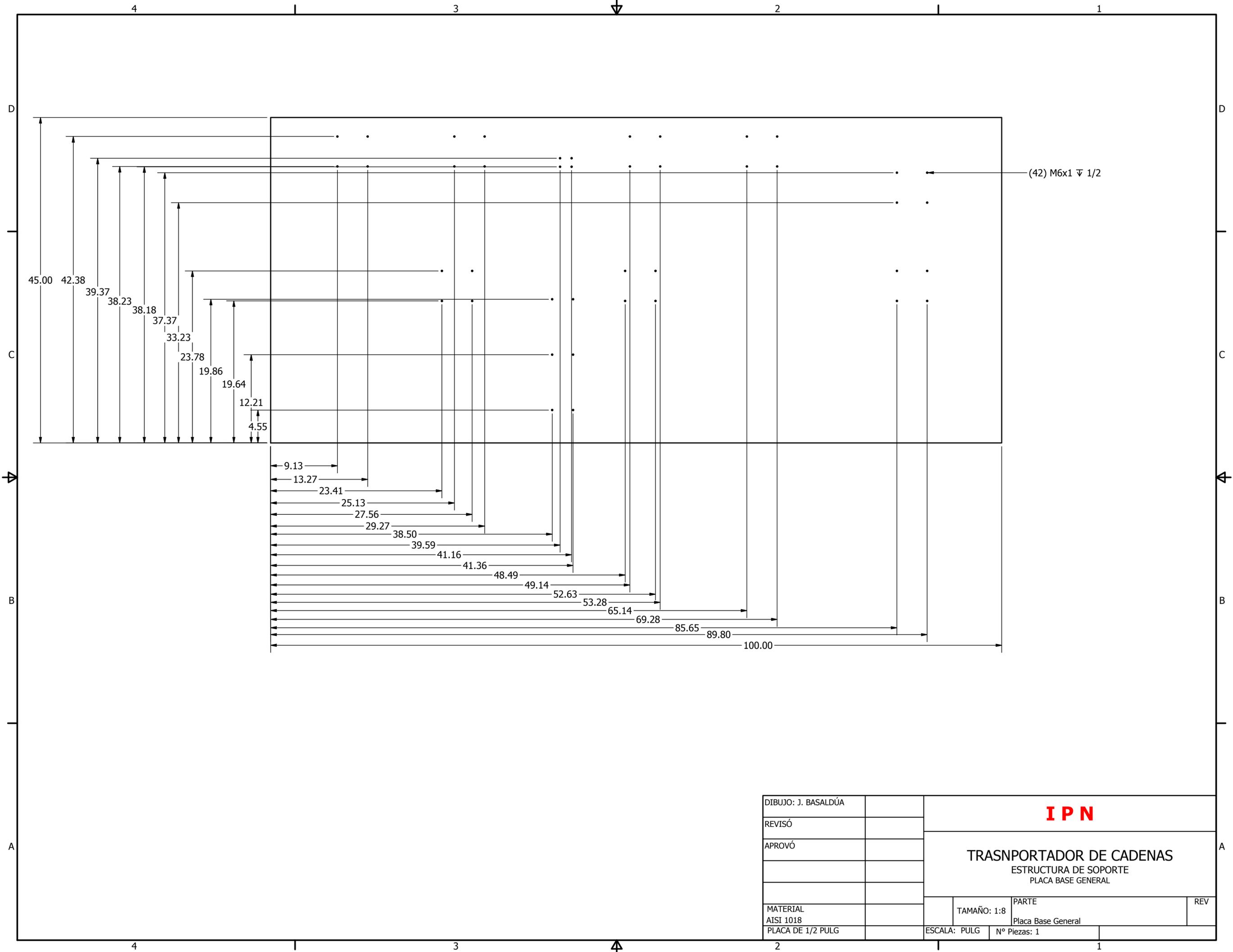
(6) R8.73125



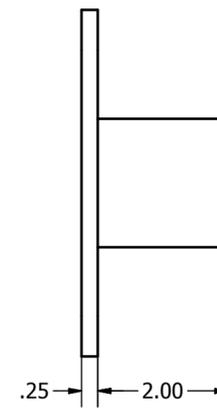
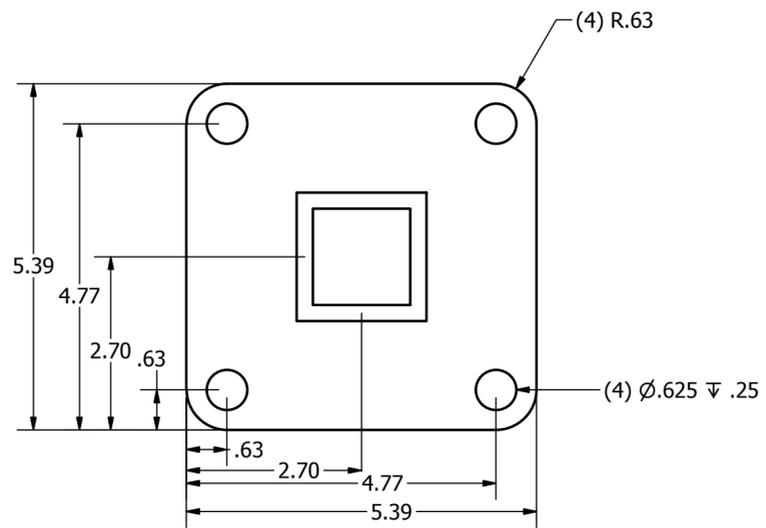
DIBUJO:		I P N	
J. BASALDÚA			
REVISÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS GUÍA PASO DE LÁMPARAS	
APROBÓ:			
MATERIAL:		ESCALA	REV
LÁMINA NEGRA CAL. 8		S/E	Guía Paso de Lámparas
		UNIDADES: mm	N° PIEZAS: 1



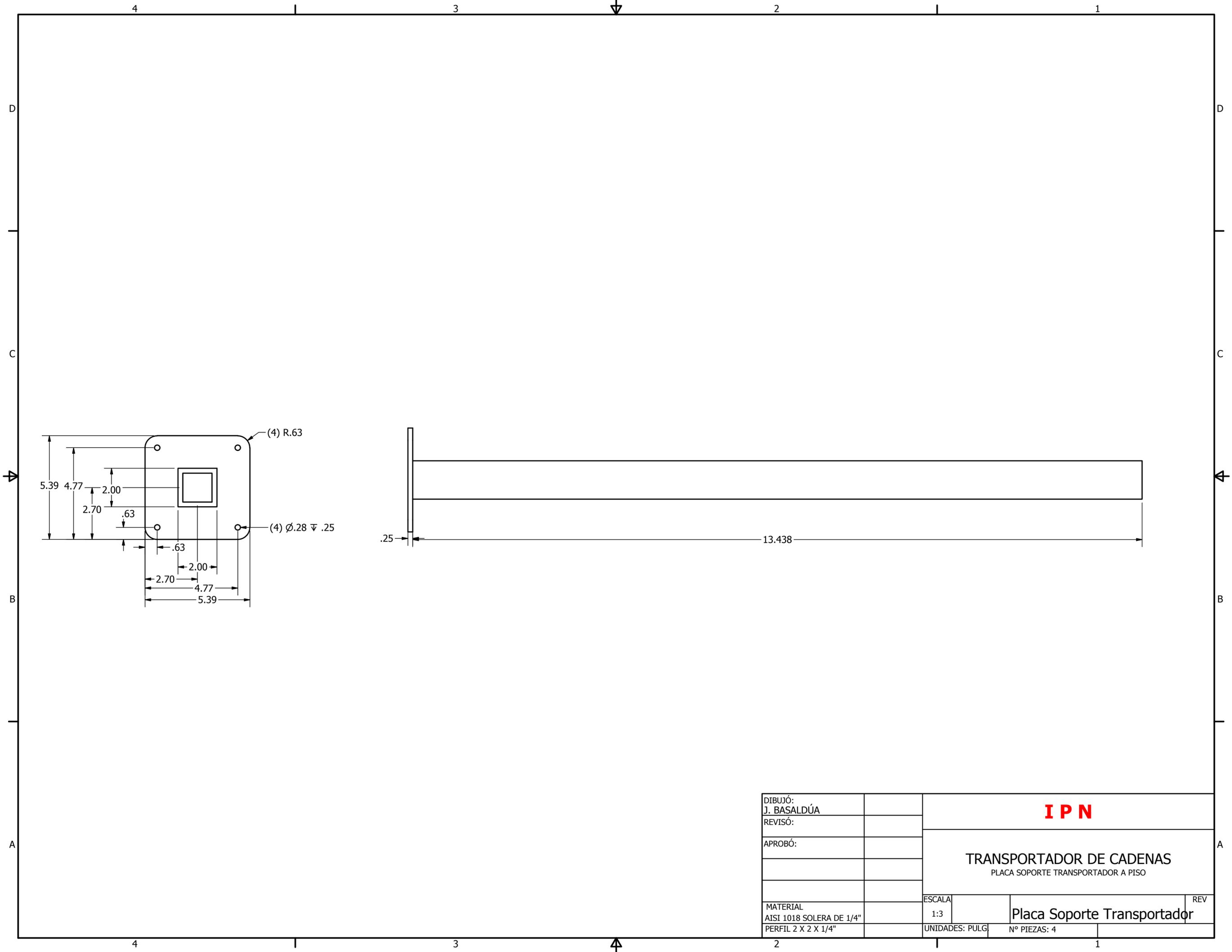
DIBUJO:	J. BASALDÚA	IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS PINZA	
MATERIAL:	LÁMINA NEGRA CAL. 15	ESCALA:	1:1
			Pinza
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 168



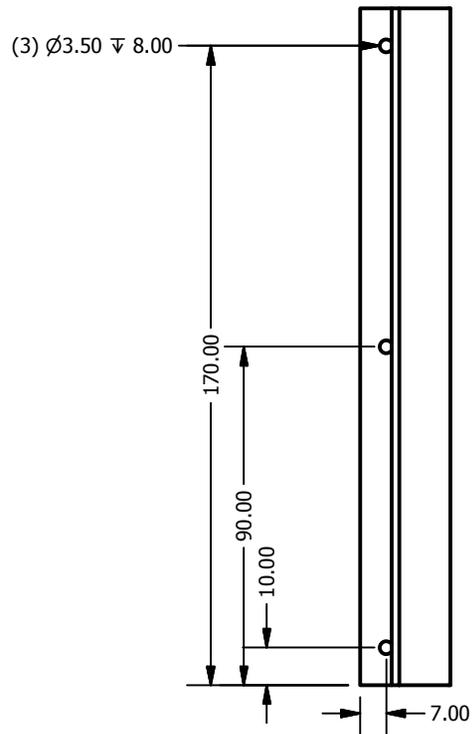
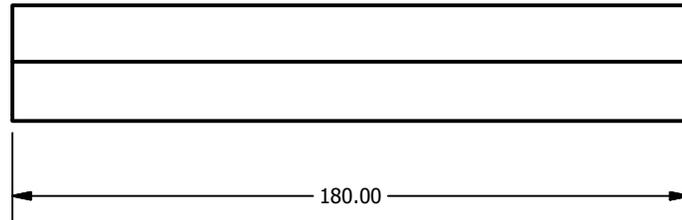
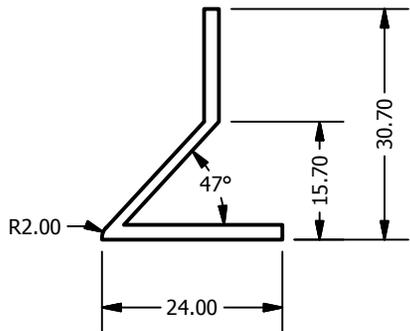
DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ				
APROVÓ		TRANSPORTADOR DE CADENAS ESTRUCTURA DE SOPORTE PLACA BASE GENERAL		
MATERIAL		TAMAÑO: 1:8	PARTE	REV
AISI 1018		Placa Base General		
PLACA DE 1/2 PULG		ESCALA: PULG	Nº Piezas: 1	



DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ:				
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS PLACA SOPORTE TRANSPORTADOR VIGA		
MATERIAL AISI 1018 SOLERA DE 1/4" PERFIL 2 X 2 X 1/4"		ESCALA 1:2	Placa Soporte Transportador Viga	REV
		UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 4	



DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS PLACA SOPORTE TRANSPORTADOR A PISO	
MATERIAL AISI 1018 SOLERA DE 1/4" PERFIL 2 X 2 X 1/4"		ESCALA 1:3	REV
		UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 4



DIBUJO: J. BASALDÚA		I P N	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS SEPARADOR DE LÁMPARAS	
MATERIAL:	ESCALA:	REV	
LÁMINA NEGRA CAL. 14	S/E	Separador	
UNIDADES: mm		Nº PIEZAS: 132	

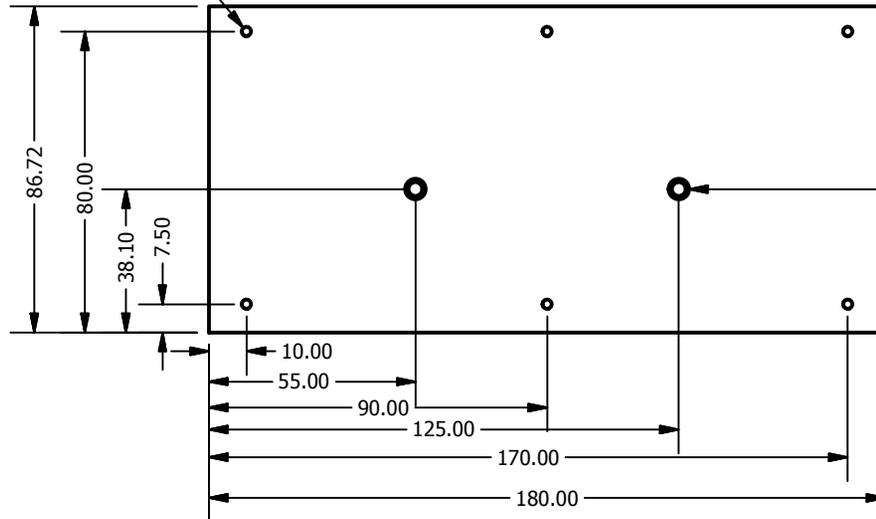
B

B

A

A

(6) M3x0.5 ∇ 4.7625



(2) Ø3.60 ∇ 8.00
└┘ Ø5.50 ∇ 3.00

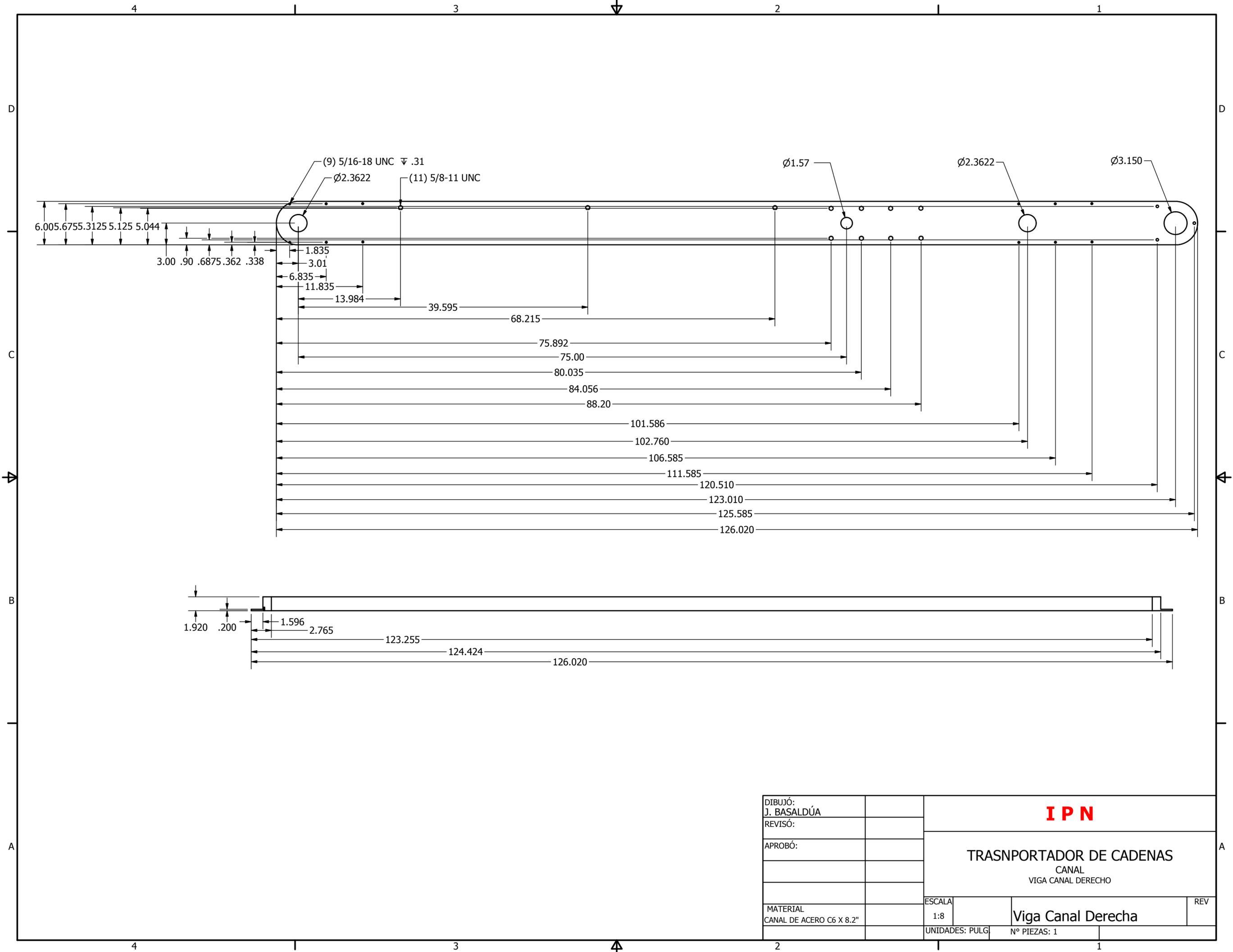
DIBUJO:				I P N	
J. BASALDÚA					
REVISÓ:				TRANSPORTADOR DE CADENAS TABLILLA	
APROBÓ:					
MATERIAL:		ESCALA		REV	
AISI 1018 SOLERA DE 3/16"		1:2		Tablilla	
		UNIDADES: mm	N° PIEZAS: 66		

2

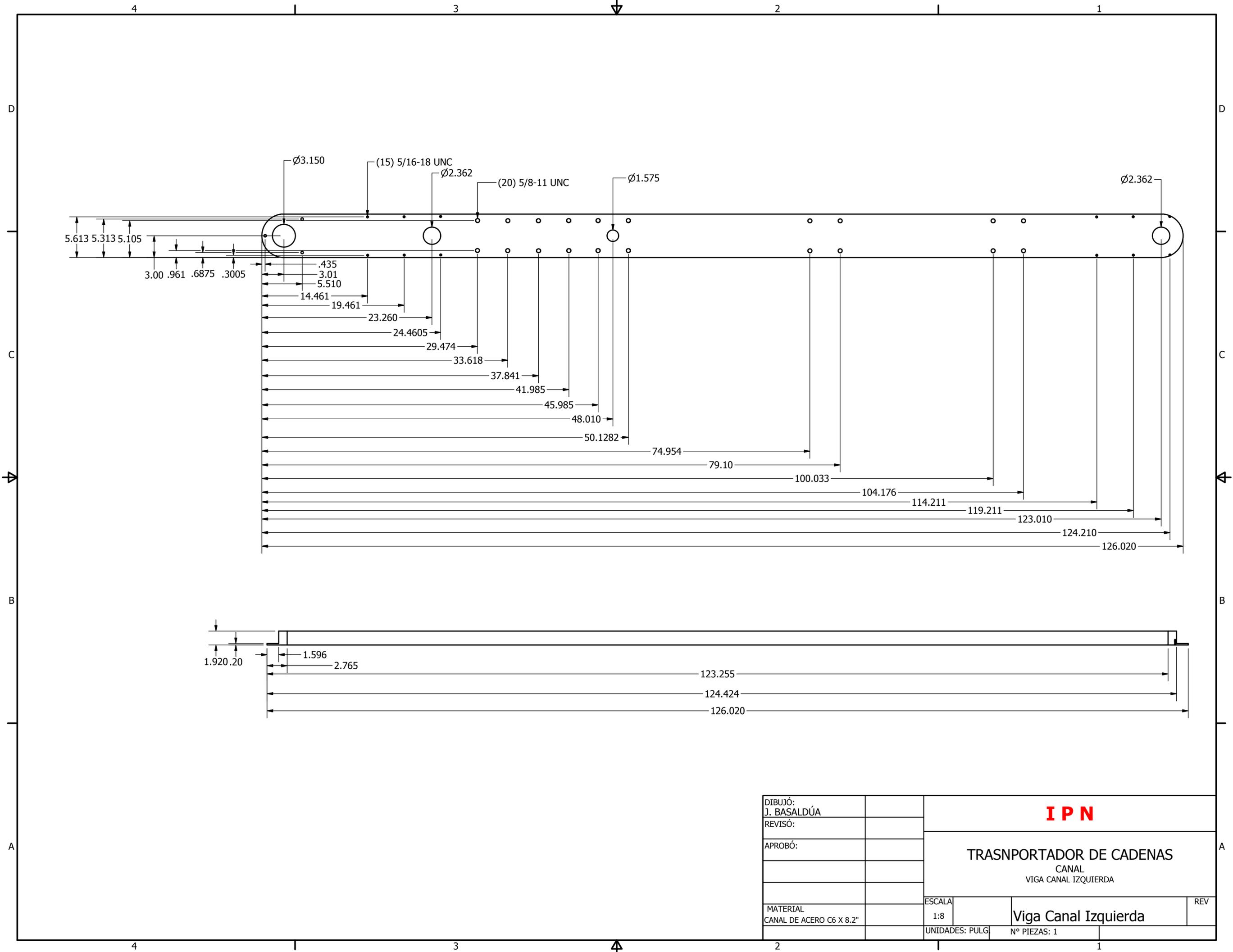
1

2

1

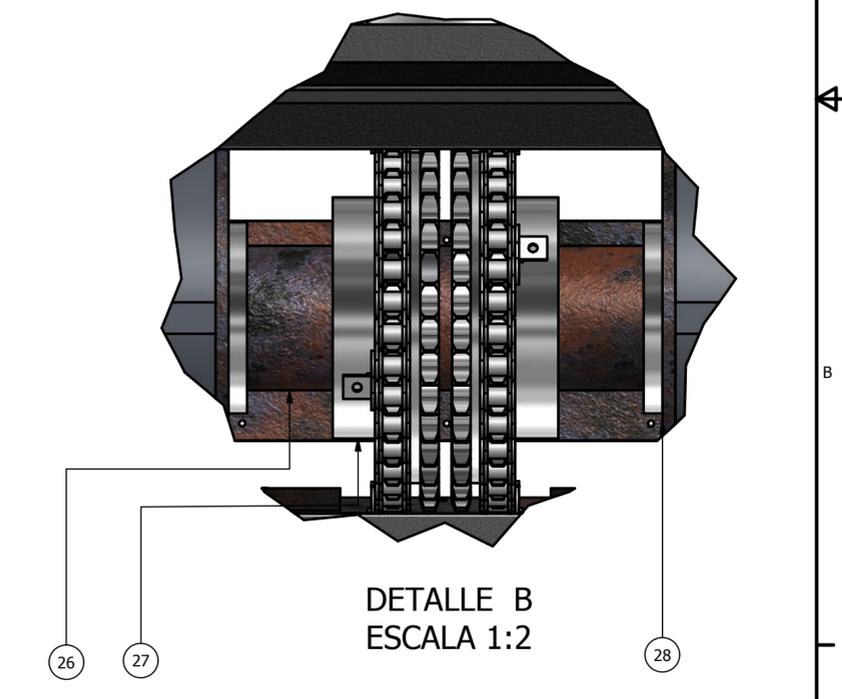
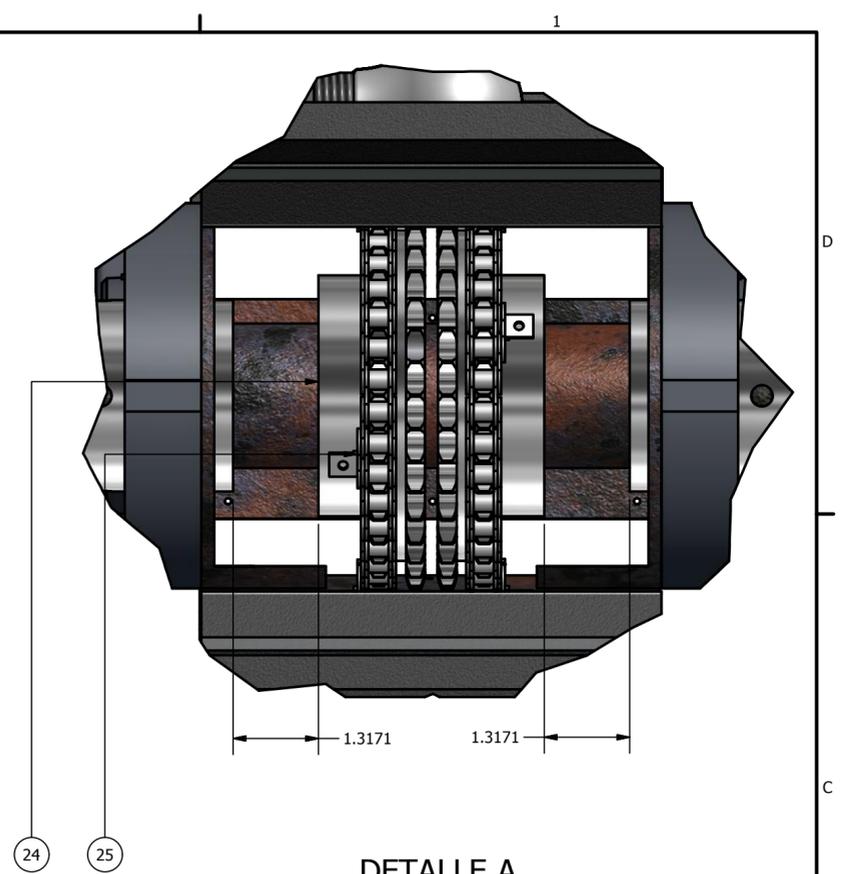
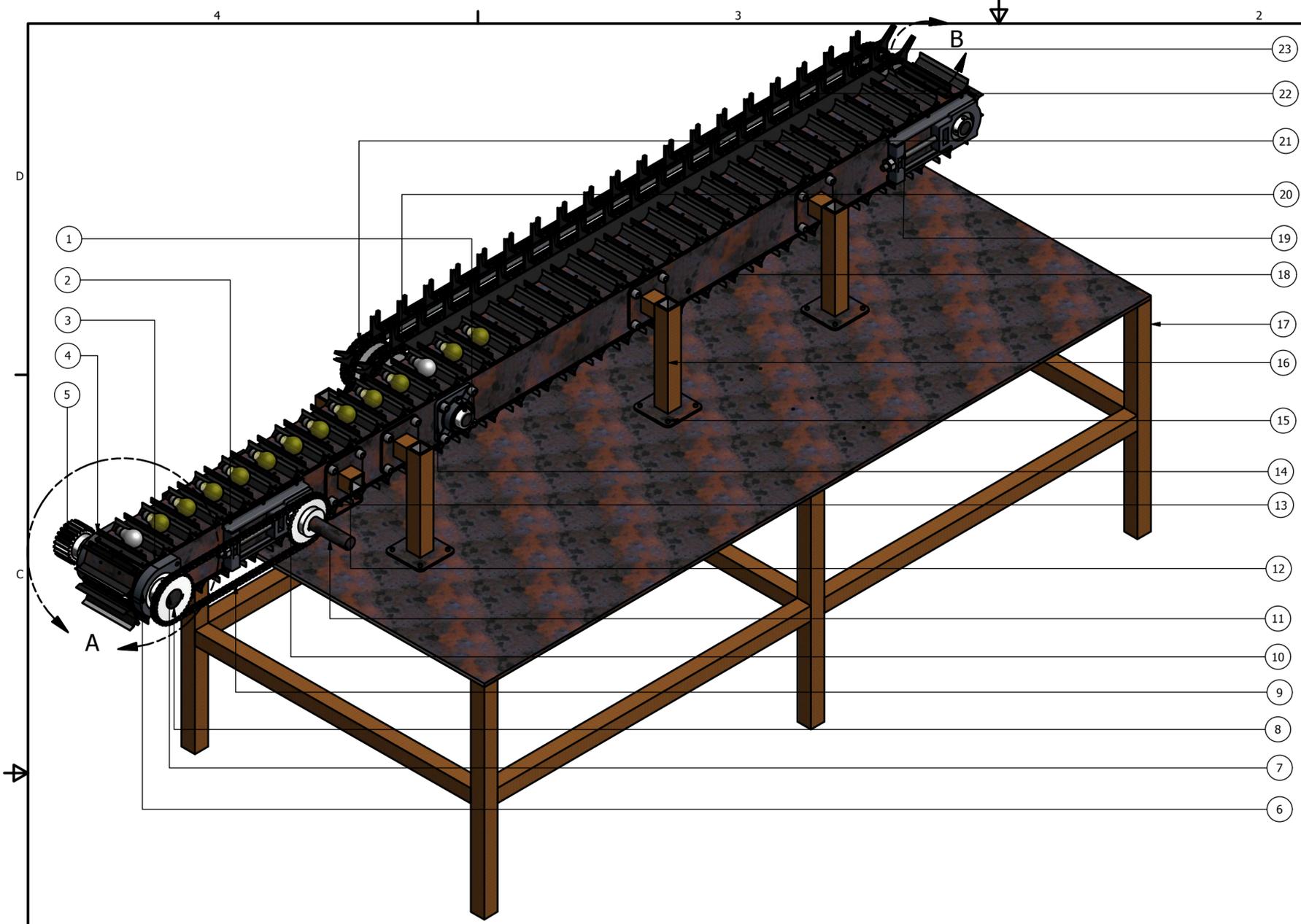


DIBUJÓ: J. BASALDÚA		I P N	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS	
		CANAL VIGA CANAL DERECHO	
MATERIAL CANAL DE ACERO C6 X 8.2"	ESCALA 1:8	Viga Canal Derecha	REV
	UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 1	



ANEXO D.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL TRANSPORTADOR DE CADENAS

Anexo D.25.- Ensamble

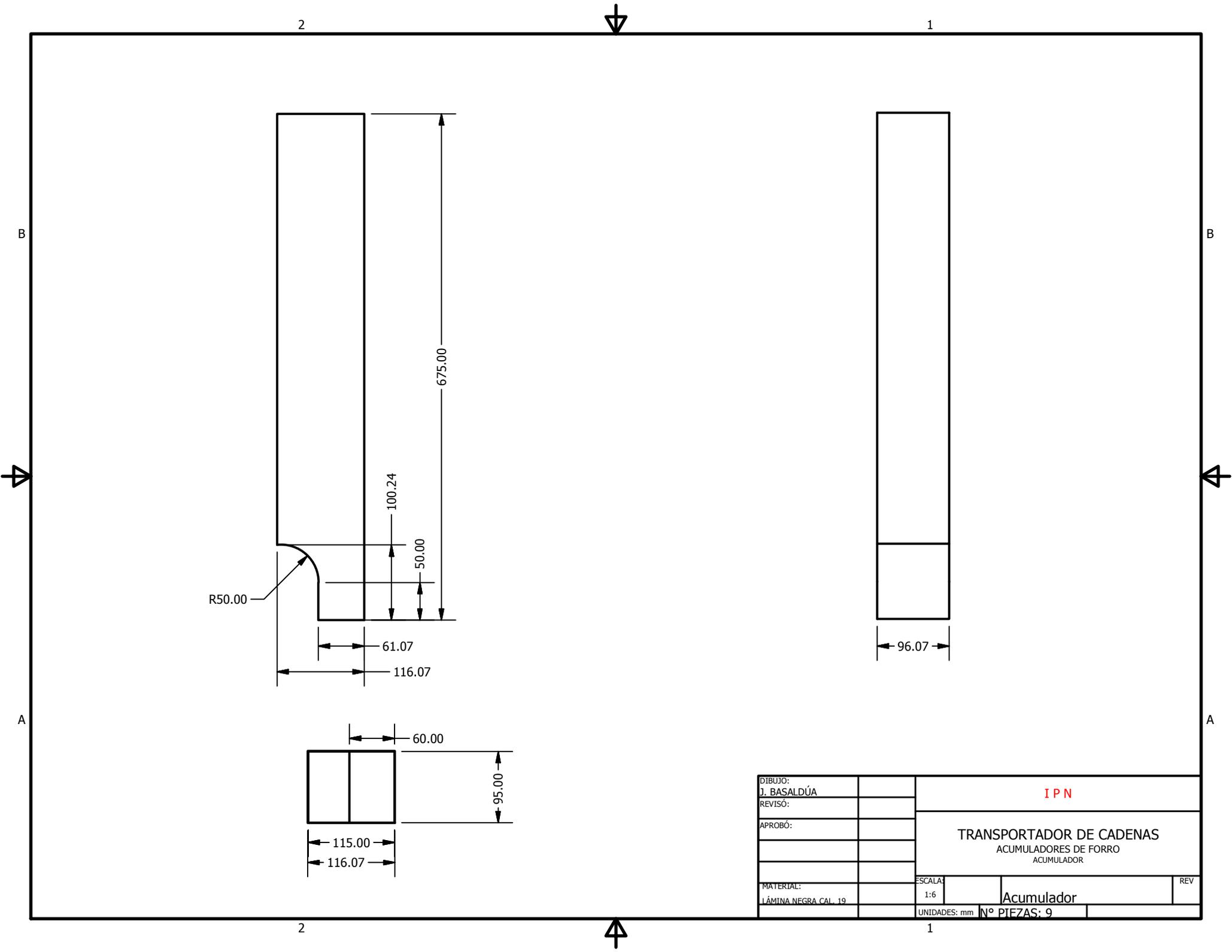


LISTA DE PARTES

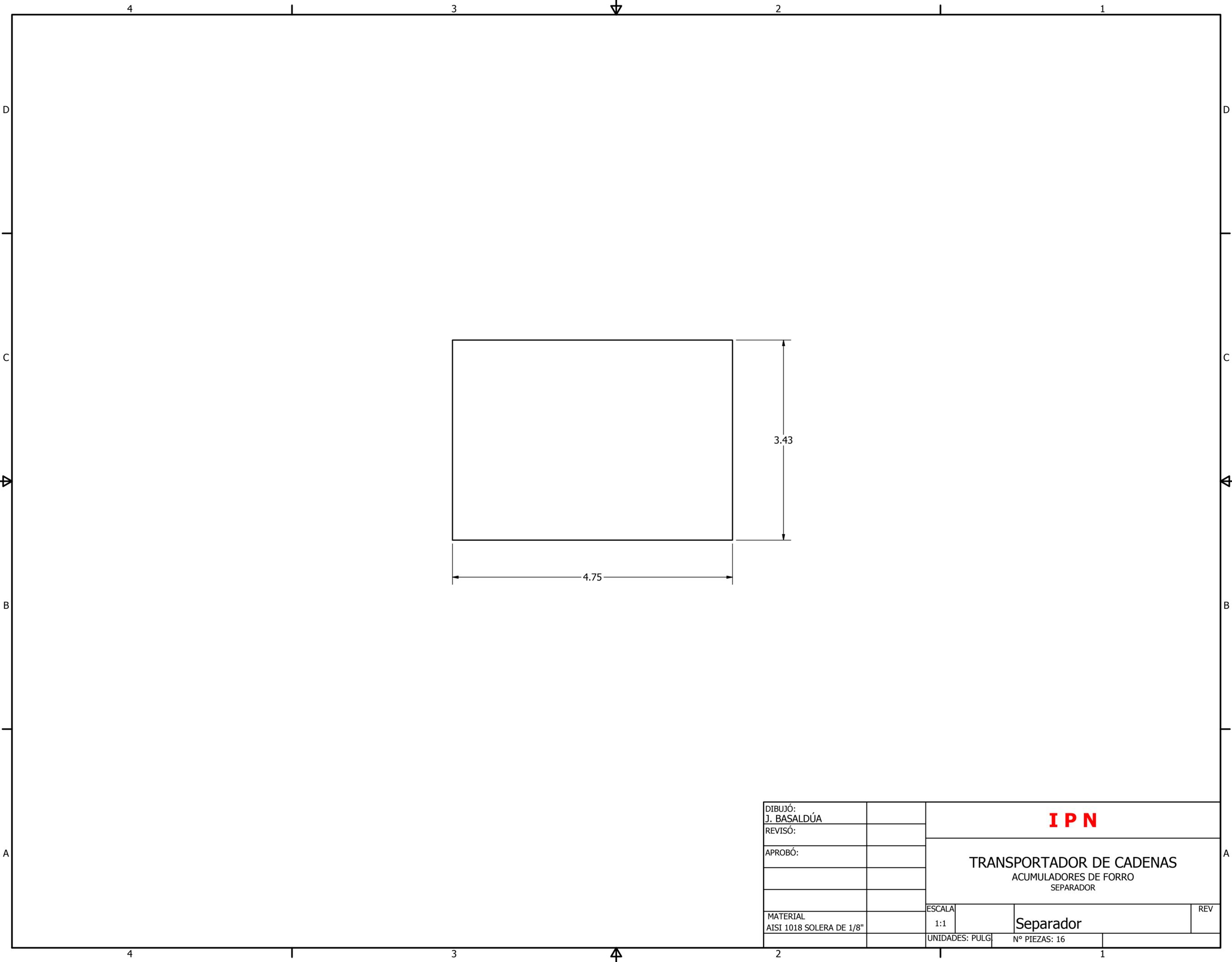
ITEM	CANTIDAD	PARTE	DESCRIPCIÓN
1	1	Eje conducido dos	
2	12	Tornillo tipo Allen	5/16-18 UNC
3	66	Tablilla	
4	132	Separador de lámparas	
5	1	Engrane recto	TS624, fabricante MARTIN
6	2	Rodamiento uno	
7	1	Rueda dentada, 36 dientes, diámetro de barreno 2.25 pulg	40B36 tipo B, fabricante MARTIN
8	1	Eje motriz	
9	1	Cadena de rodillos N° 40, sin accesorios	Longitud 59 pulg
10	1	Rueda dentada, 36 dientes, diámetro de barreno 1.5 pulg	40B36 tipo B, fabricante MARTIN
11	1	Eje conducido tres	
12	1	Placa soporte viga	
13	24	Tornillo tipo Allen	5/8-11 UNC
14	2	Rodamiento tres	YAR 209-108-2F, fabricante SKF
15	26	Tornillo tipo Allen	M6X30
16	4	Placa soporte transportador	Soldar con electrodo E6013, 3/32 pulg
17	1	Estructura soporte	
18	1	Viga canal izquierda	
19	4	Tensador	
20	8	Rueda dentada, 36 dientes, diámetro de barreno 1.5 pulg	40B36 tipo A, fabricante MARTIN
21	4	Cadena de rodillos N° 40	Longitud 168 pulg
22	2	Guía cadenas	
23	168	Pinzas	
24	2	Rueda dentada doble, 36 dientes, diámetro de barreno 2.25 pulg	D40B36 tipo B, fabricante MARTIN
25	2	Cadena de rodillos N° 40 con aletas	Longitud 258 pulg, 4 pulg entre aletas
26	1	Eje conducido uno	
27	2	Rueda dentada doble, 36 dientes, diámetro de barreno 1.5 pulg	D40B36 tipo B, fabricante MARTIN
28	1	Viga canal	

DIBUJÓ: J. BASALDÚA	IPN		
REVISÓ:			
APROBÓ:	TRANSPORTADOR DE CADENAS ENSAMBLE		
MATERIAL -----	ESCALA 1:10	Ensamble	REV
	UNIDADES: PULG	N° PIEZAS: 1	

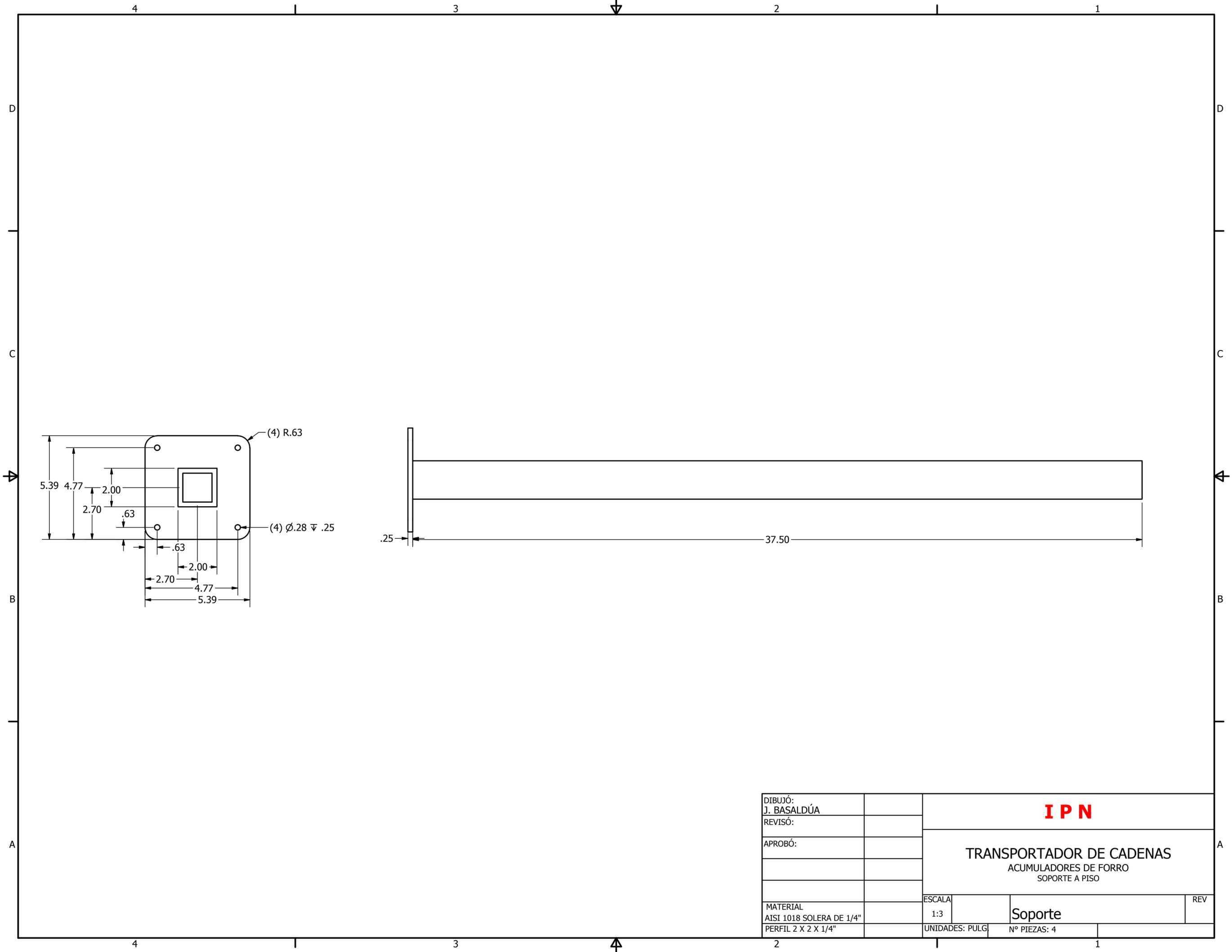
**ANEXO E.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL ACUMULADOR DE
FORROS**



DIBUJO:		IPN	
J. BASALDÚA			
REVISÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS ACUMULADORES DE FORRO ACUMULADOR	
APROBÓ:			
MATERIAL:		ESCALA:	REV
LÁMINA NEGRA CAL. 19		1:6	Acumulador
UNIDADES: mm		N° PIEZAS: 9	



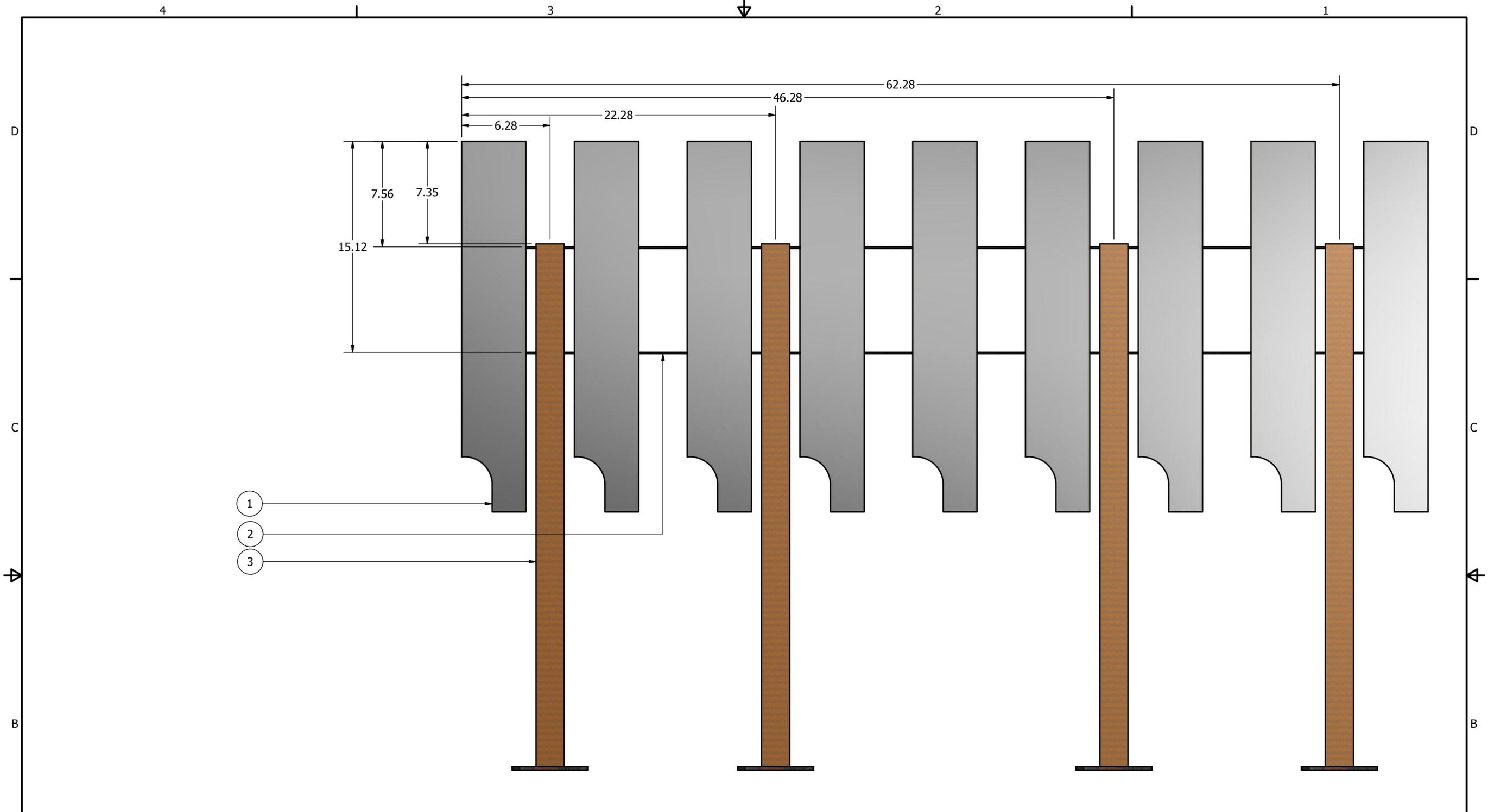
DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS ACUMULADORES DE FORRO SEPARADOR	
MATERIAL AISI 1018 SOLERA DE 1/8"	ESCALA 1:1	UNIDADES: PULG	REV
		Nº PIEZAS: 16	



DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN			
REVISÓ:					
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS ACUMULADORES DE FORRO SOPORTE A PISO			
MATERIAL AISI 1018 SOLERA DE 1/4" PERFIL 2 X 2 X 1/4"		ESCALA 1:3	Soporte		REV
		UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 4		

ANEXO E.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL ACUMULADOR DE FORROS

Anexo E.4.- Ensamble



- ①
- ②
- ③

LISTA DE MATERIALES			
ITEM	CANTIDAD	PARTE	DESCRIPCIÓN
1	9	Acumulador	
2	16	Separador	Soldar con electrodo E6013 de 3/32 pulg.
3	4	Base a piso	Soldar con electrodo E6013 de 3/32 pulg.

DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS ACUMULADORES DE FORRO ENSAMBLE ACUMULADORES DE FORROS	
MATERIAL		ESCALA 1:5	REV
		UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 1

Ensamble

**ANEXO F.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA PARA LA
APERTURA DE FORROS**

4

3

2

1

D

D

C

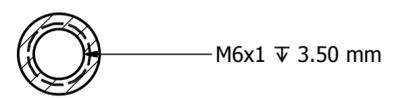
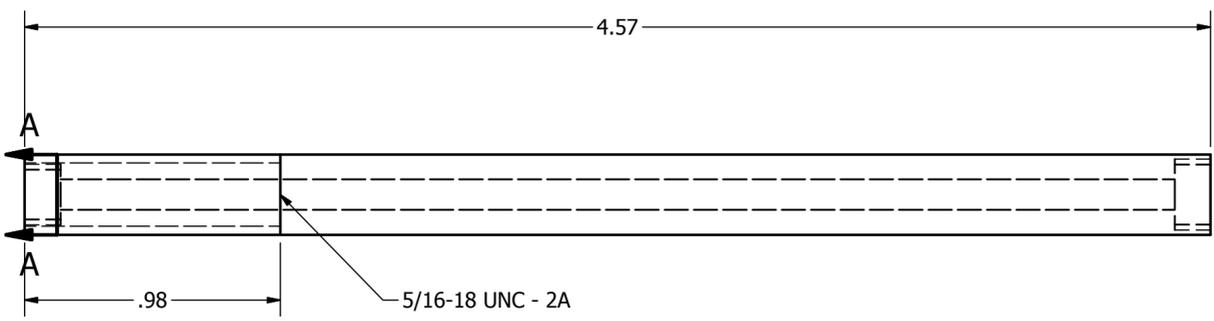
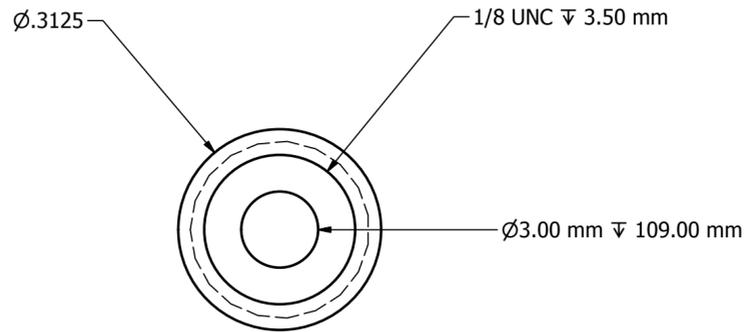
C

B

B

A

A



SECCIÓN A-A

DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS APERTURA DE FORROS CILINDRO CONECTOR	
MATERIAL AISI 1018 REDONDO DE 5/16"	ESCALA S/E	Cilindro Conector	REV
	UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 9	

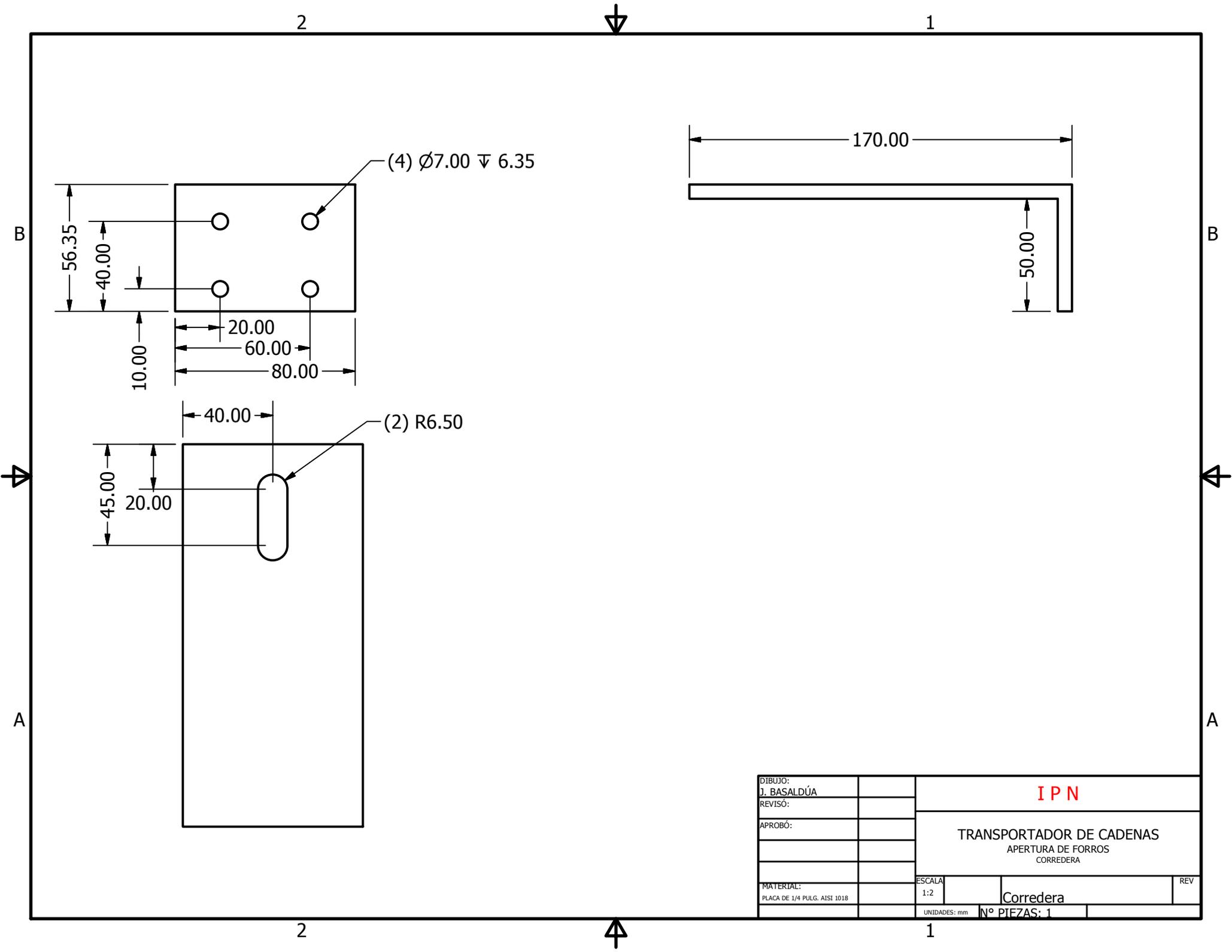
4

3

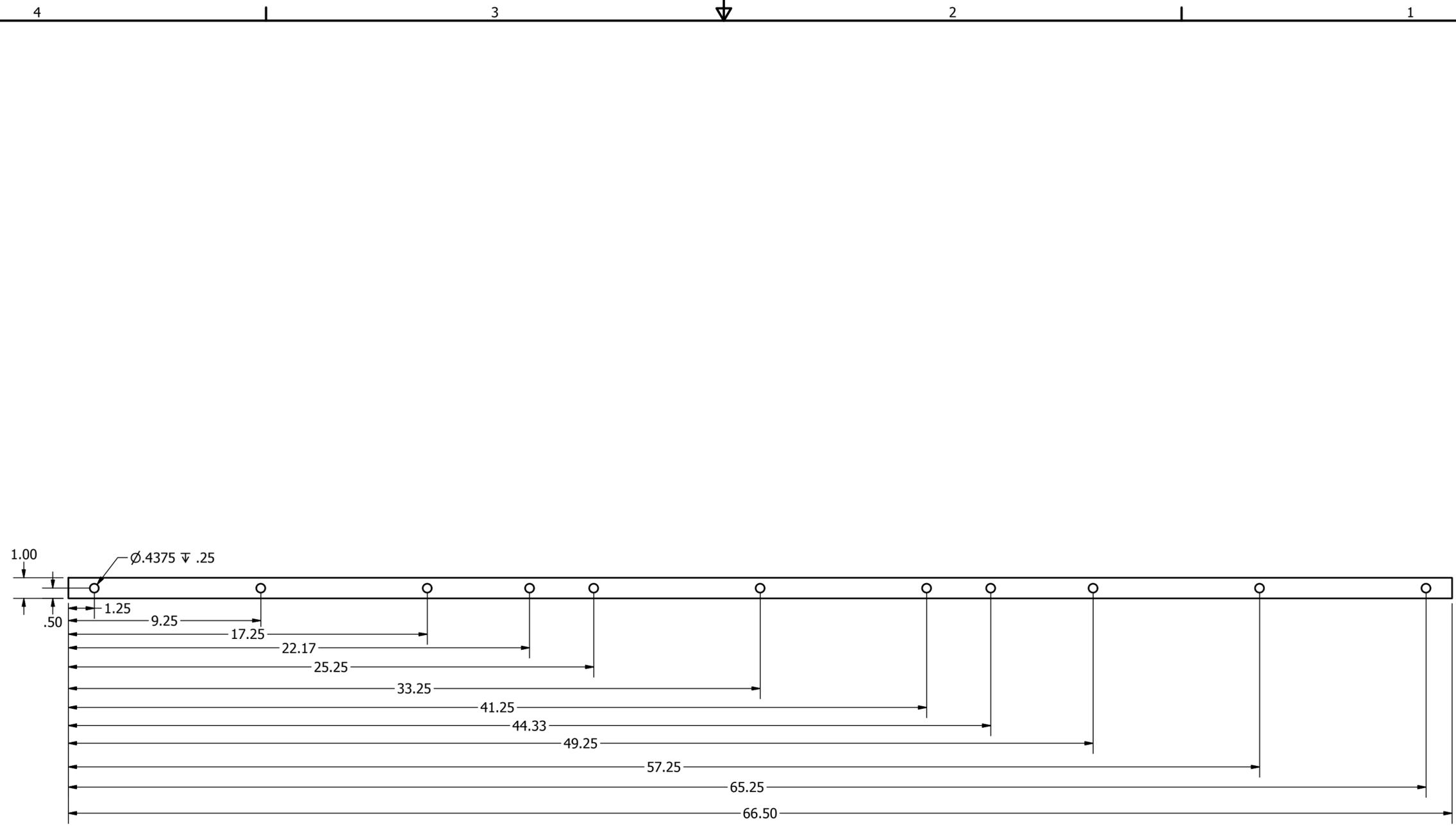
2

1

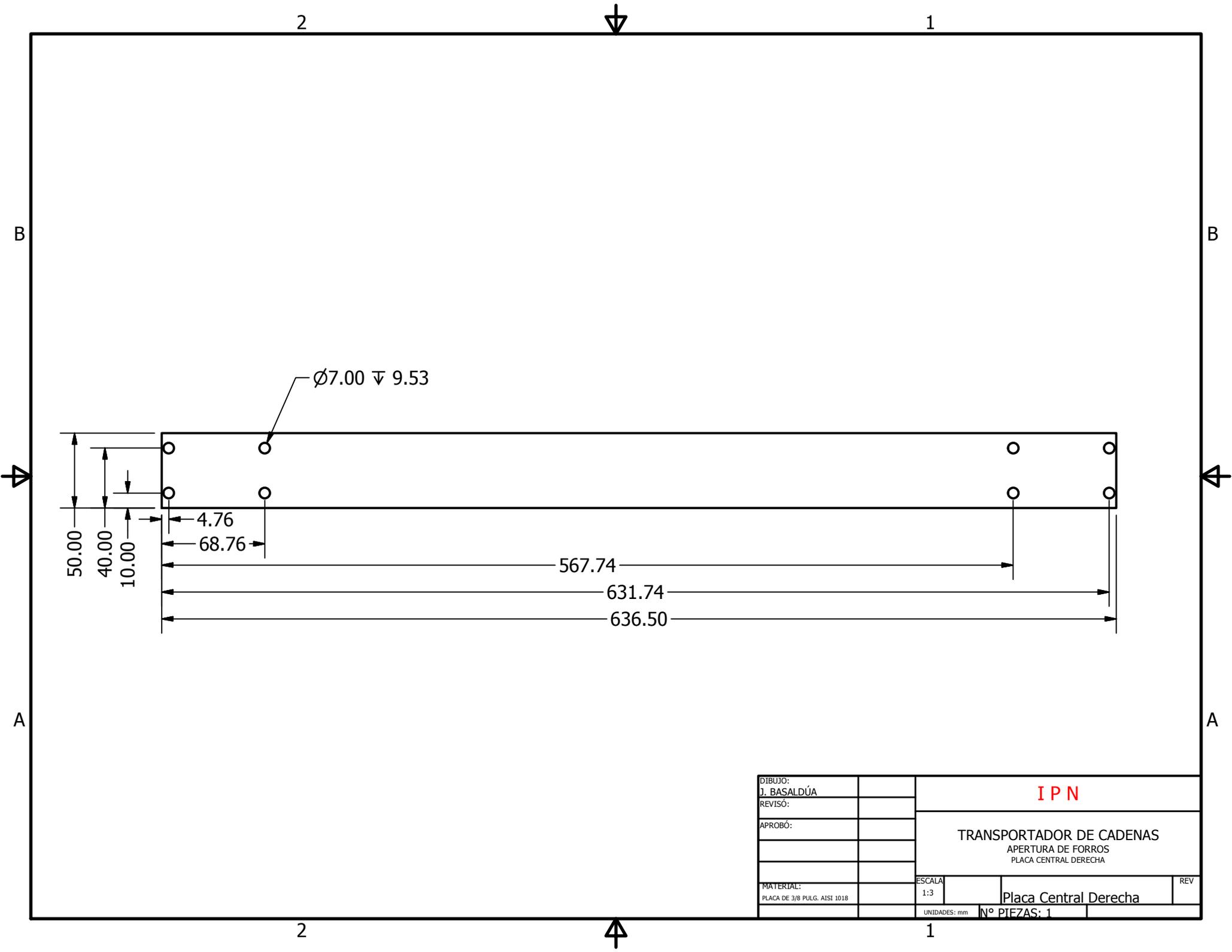




DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS APERTURA DE FORROS CORREDERA	
MATERIAL: PLACA DE 1/4 PULG. AISI 1018		ESCALA: 1:2	REV
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 1



DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS APERTURA DE FORROS PLACA BASE	
MATERIAL AISI 1018 SOLERA DE 1/4 PULG.	ESCALA 1:4	Placa Base	
	UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 1	REV



DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS APERTURA DE FORROS PLACA CENTRAL DERECHA	
MATERIAL: PLACA DE 3/8 PULG. AISI 1018		ESCALA: 1:3	REV
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 1

B

B

A

A

2

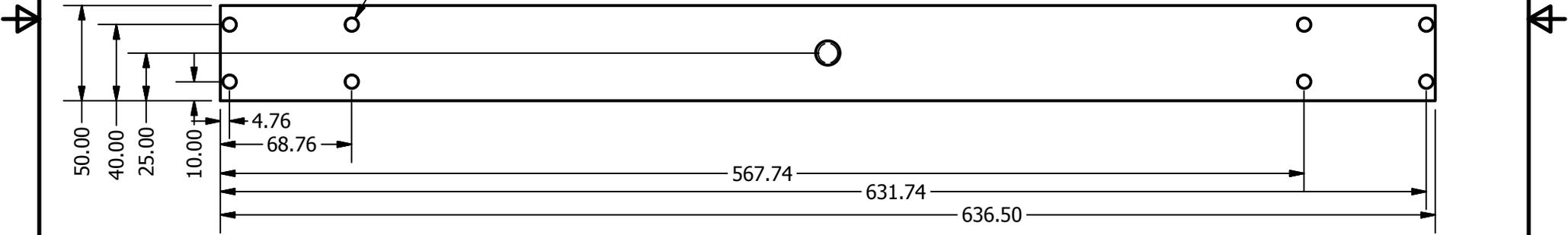
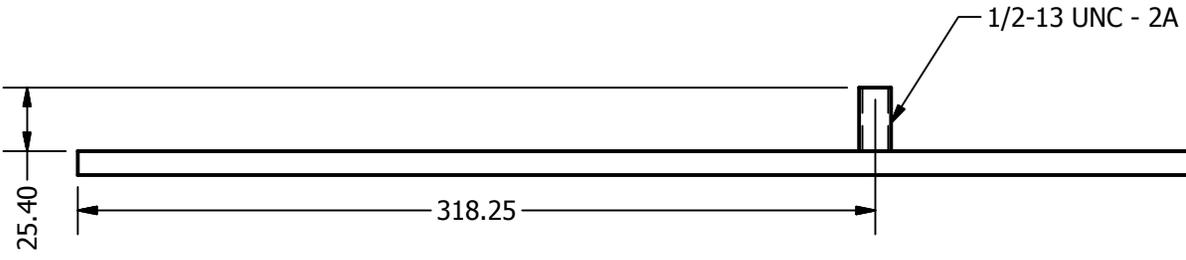
1

2

1

2

1



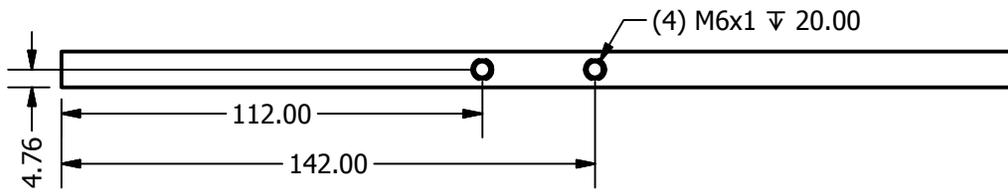
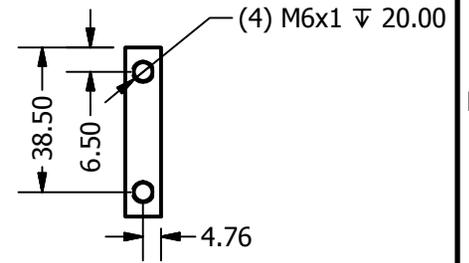
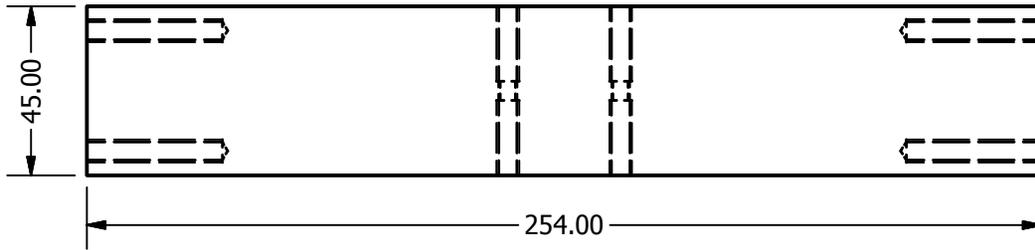
DIBUJO: J. BASALDÚA		I P N			
REVISÓ:					
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS APERTURA DE FORROS PLACA CENTRAL			
MATERIAL: PLACA DE 3/8 PULG. AISI 1018				ESCALA: 1:3	REV
				UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 1

2

1

2

1



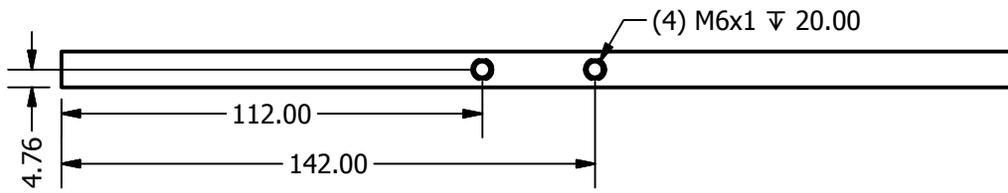
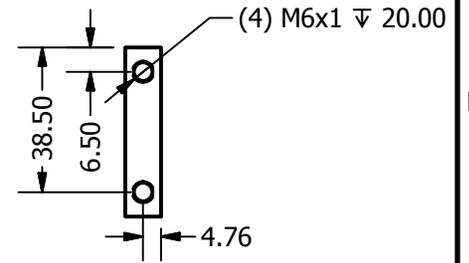
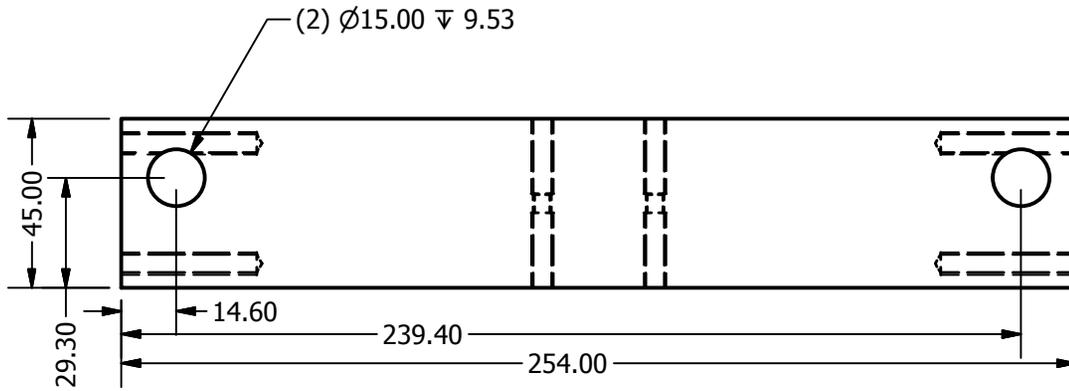
DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS APERTURA DE FORROS PLACA DE FIJACIÓN LATERAL DERECHA	
MATERIAL: PLACA DE 3/8 PULG. AISI 1018		ESCALA: 1:2	REV
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 2

2

1

2

1



DIBUJO: J. BASALDÚA		I P N	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS APERTURA DE FORROS PLACA DE FIJACIÓN LATERAL	
MATERIAL: PLACA DE 3/8 PULG. AISI 1018		ESCALA: 1:2	REV
		UNIDADES: mm	Nº PIEZAS: 2

2

1

B

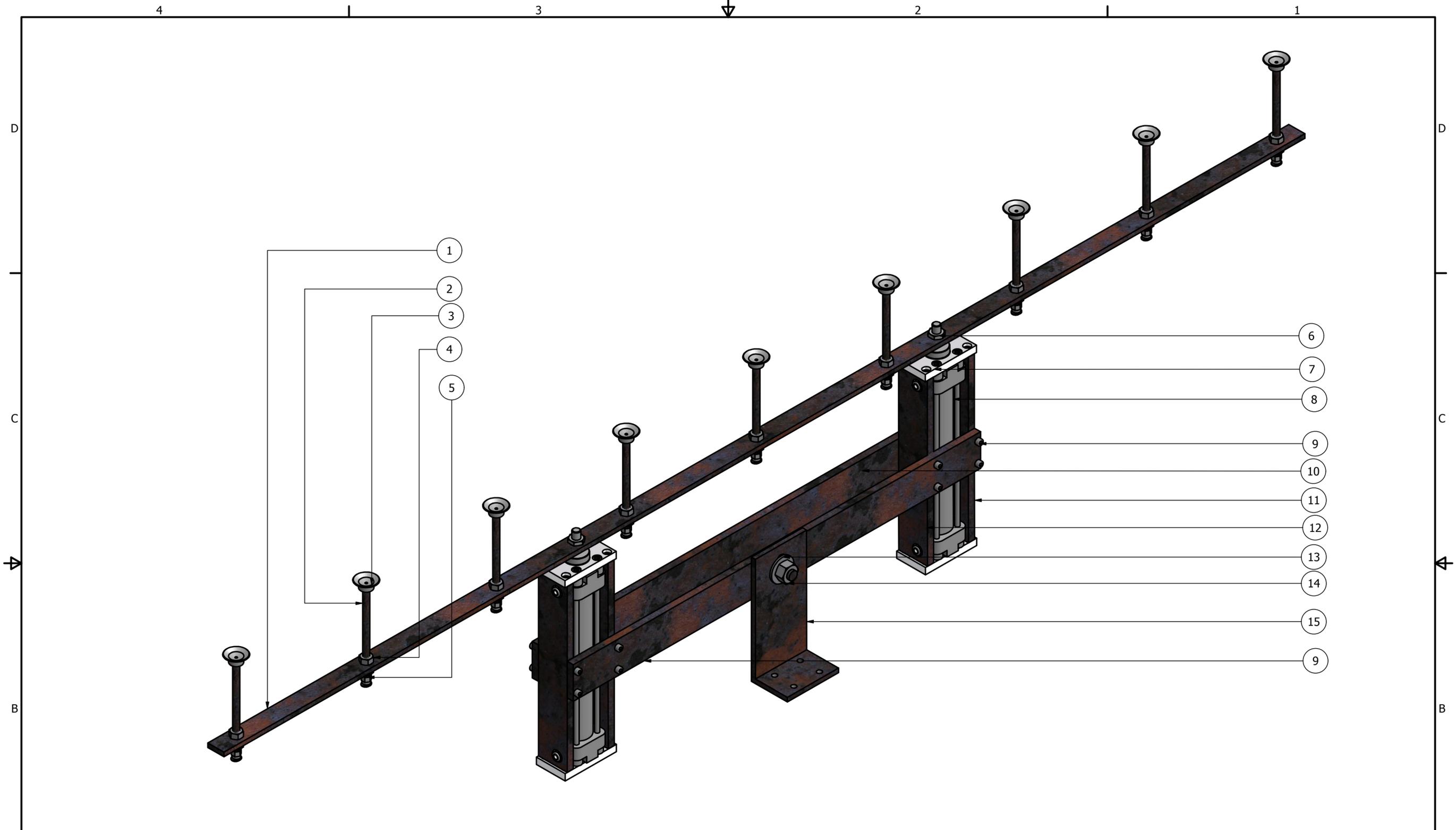
B

A

A

ANEXO F.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA PARA LA APERTURA DE FORROS

Anexo F.8.- Ensamble sistema apertura

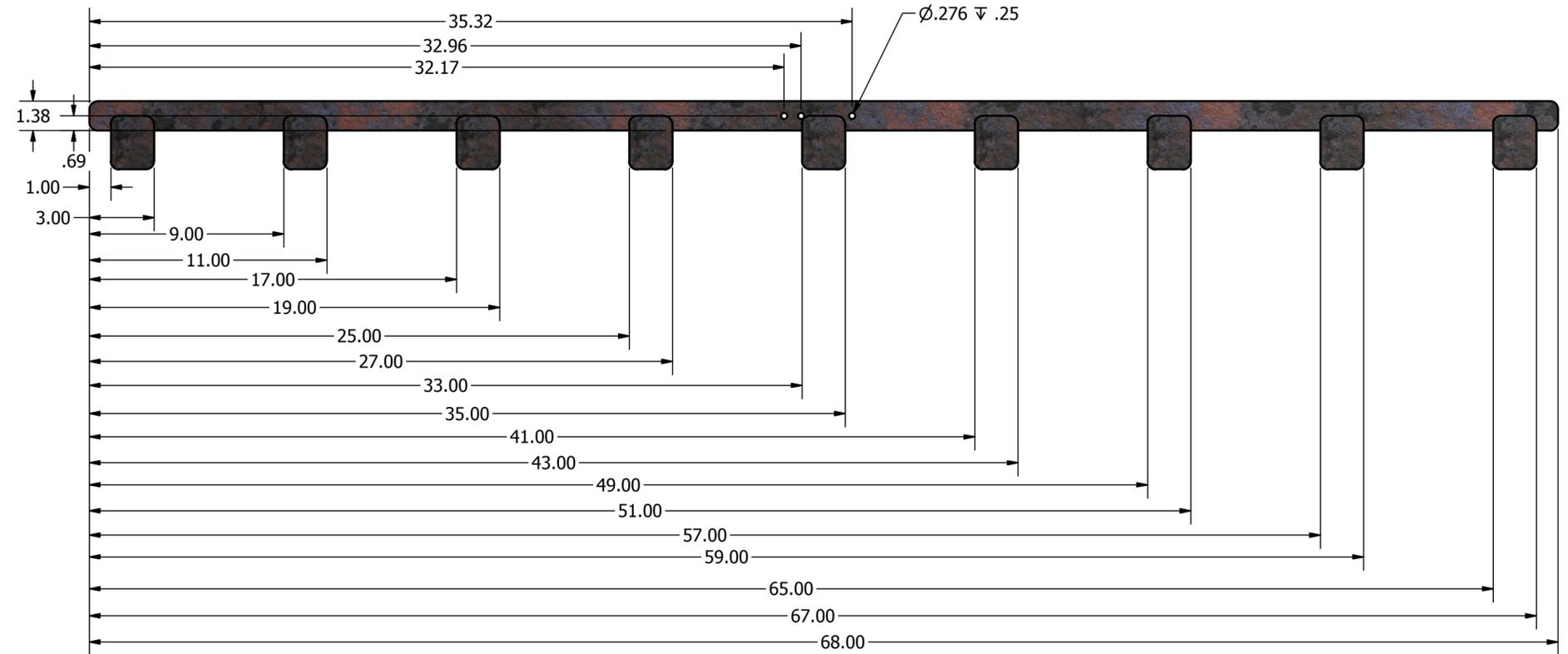
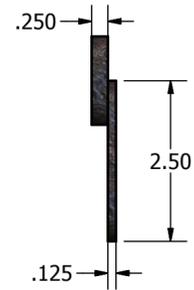


PARTS LIST

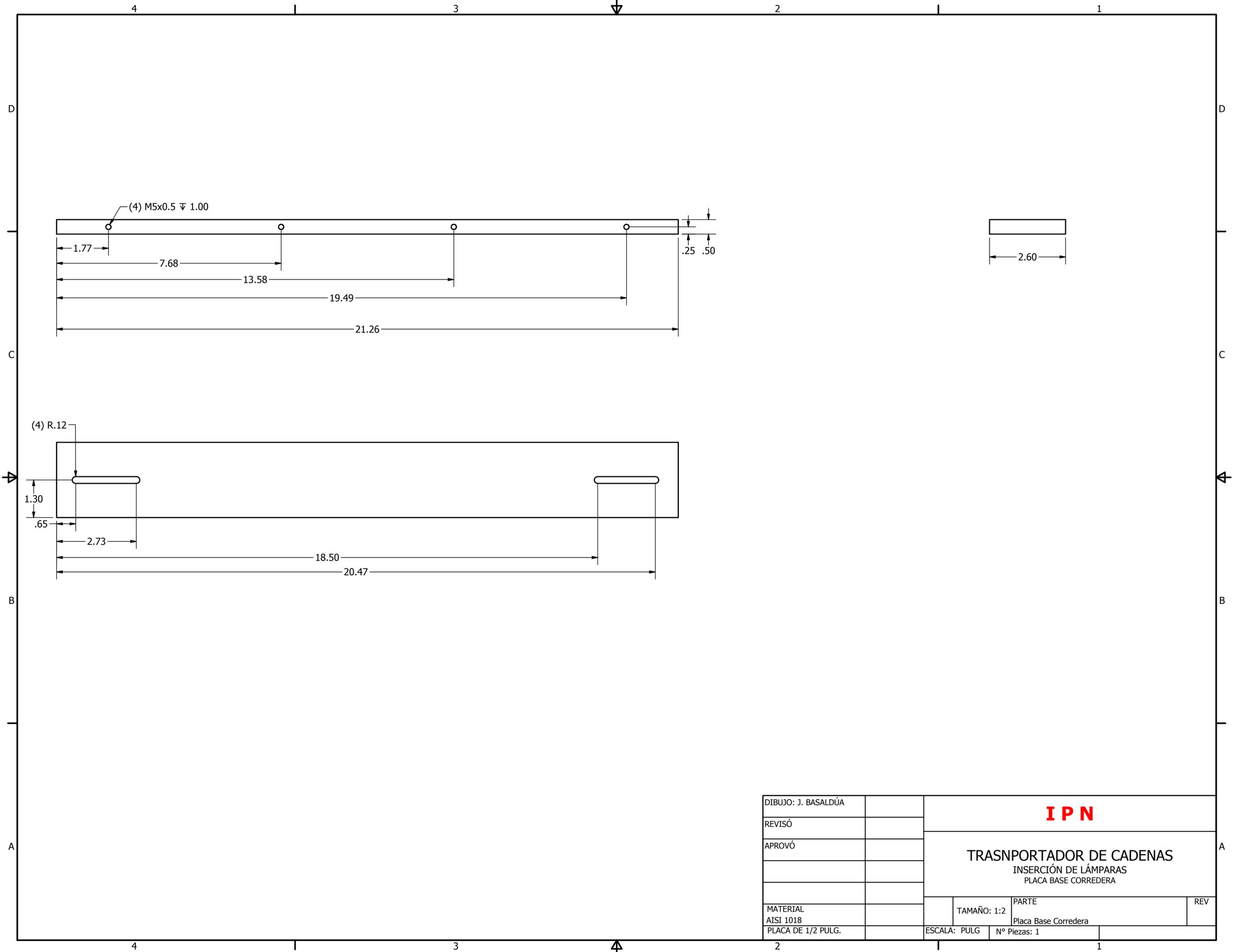
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Placa base	
2	9	Cilindro Conector	
3	9	Ventosa	FESTO ESS-30-SN
4	18	Tuerca hexagonal estandar	5/16 - 18 Hilos
5	9	Racor rápido roscado	FESTO QS-1/8-6
6	2	Tuerca	FESTO Incluida con el cilindro
7	4	Brida de fijación	FESTO FNG-32
8	2	Cilindro antigiro	FESTO DNGL-32-160-PPV-A
9	16	Tornillo tipo Allen	M5 x 30
10	1	Placa central derecha	
11	2	Placa de fijación lateral derecha	
12	2	Placa de fijación lateral	
13	2	Roldana plana	1/2 Tipo A
14	2	Tuerca hexagonal estandar	1/2 UNC- 13 Hilos
15	1	Corredera	

DIBUJÓ: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ:			
APROBÓ:		TRANSPORTADOR DE CADENAS APERTURA DE FORROS ENSAMBLE SISTEMA DE APERTURA DE FORROS	
MATERIAL		ESCALA 1:3	REV
		UNIDADES: PULG	Nº PIEZAS: 1

**ANEXO G.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE INSERCIÓN
DE LÁMPARAS**



DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ				
APROVÓ		TRANSPORTADOR DE CADENAS INSERCIÓN DE LÁMPARAS GUÍA PARA LÁMPARAS		
MATERIAL AISI 1018		TAMAÑO: S/E	PARTE Guía	REV
		ESCALA: PULG	Nº Piezas: 1	



4

3

2

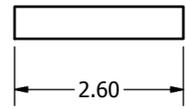
1

D

D

(4) M5x0.5 ∇ 1.00

1.77
7.68
13.58
19.49
21.26
.25 .50

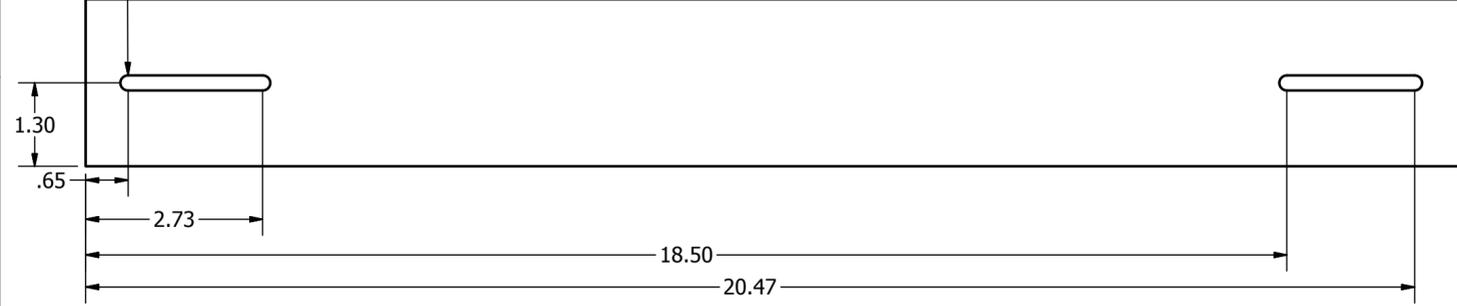


2.60

C

C

(4) R.12



1.30
.65
2.73
18.50
20.47

B

B

A

A

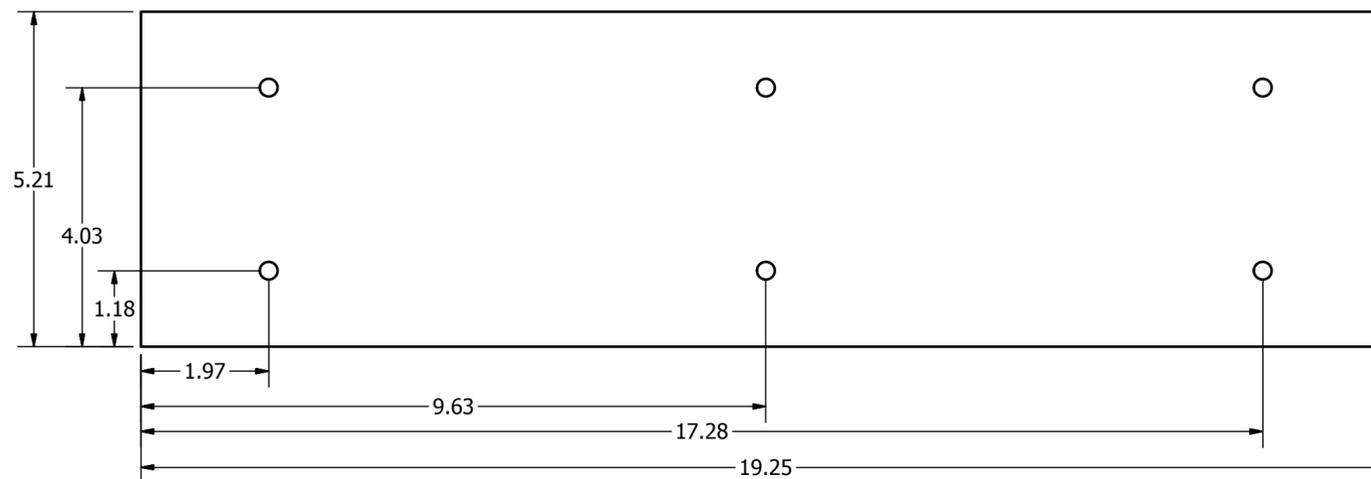
DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ				
APROVÓ		TRANSPORTADOR DE CADENAS INSERCIÓN DE LÁMPARAS PLACA BASE CORREDERA		
MATERIAL AISI 1018		TAMAÑO: 1:2	PARTE Placa Base Corredera	REV
PLACA DE 1/2 PULG.		ESCALA: PULG	Nº Piezas: 1	

4

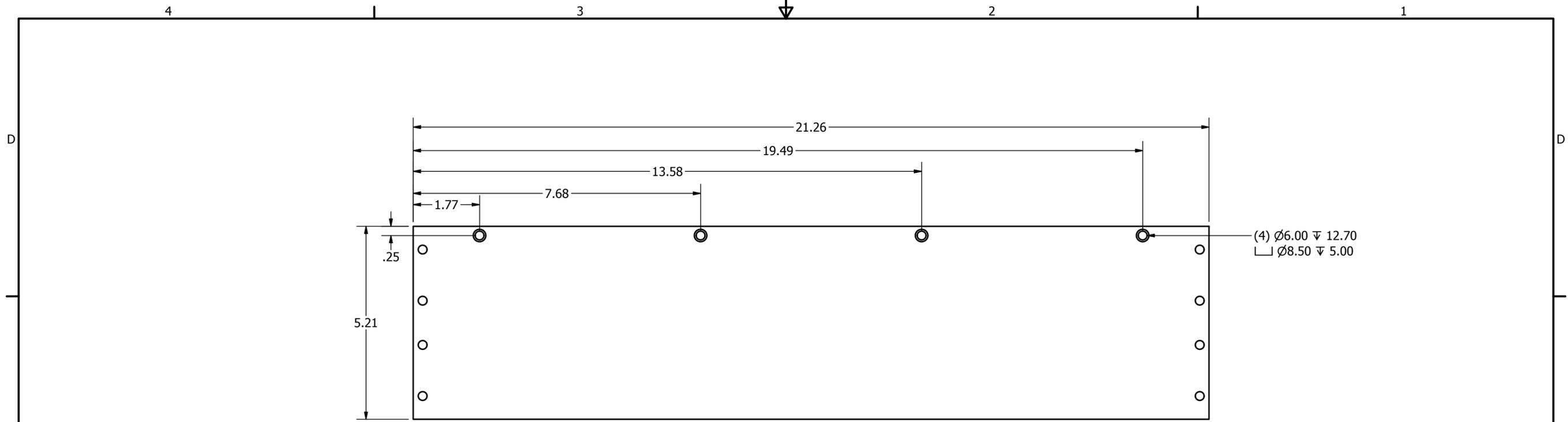
3

2

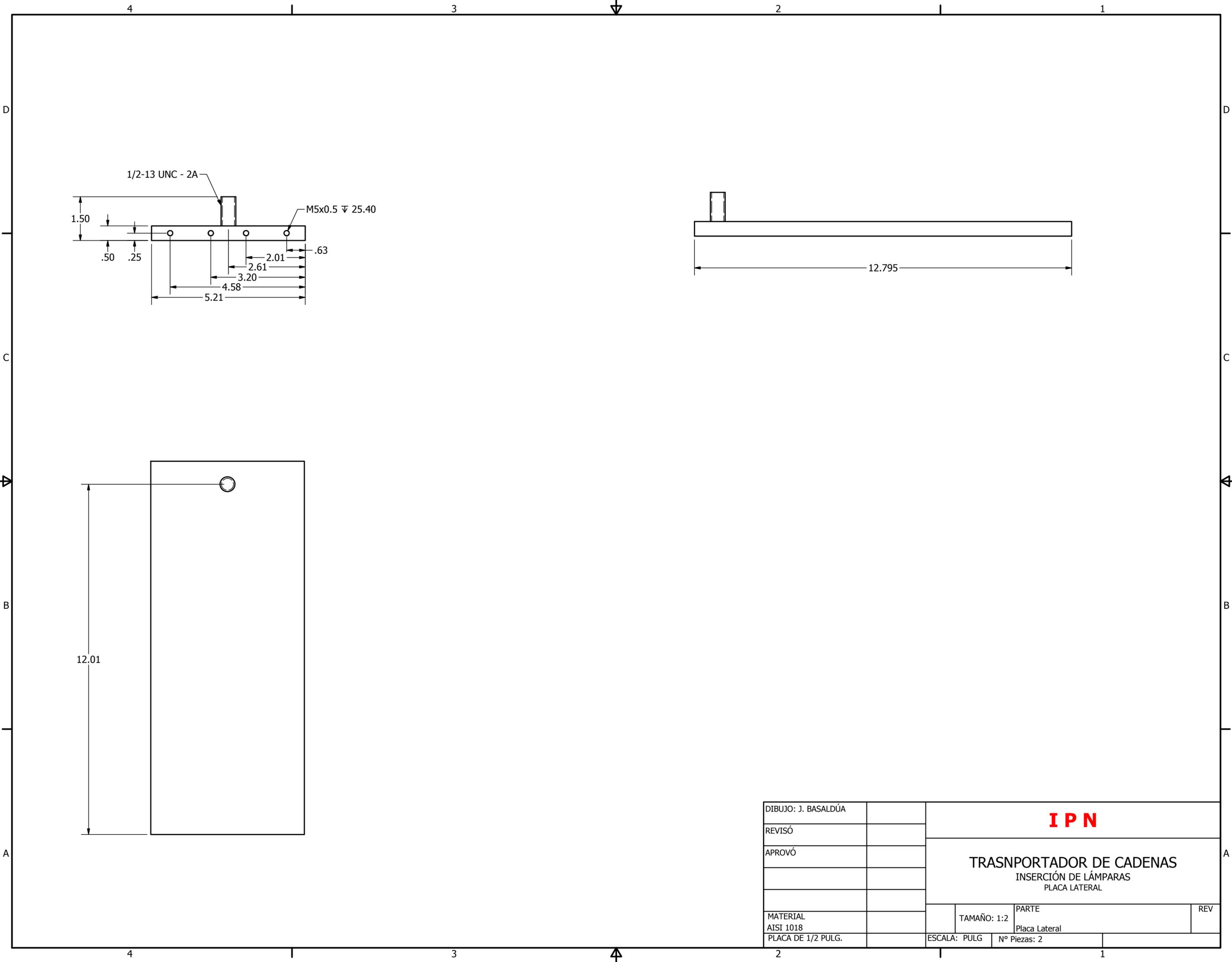
1



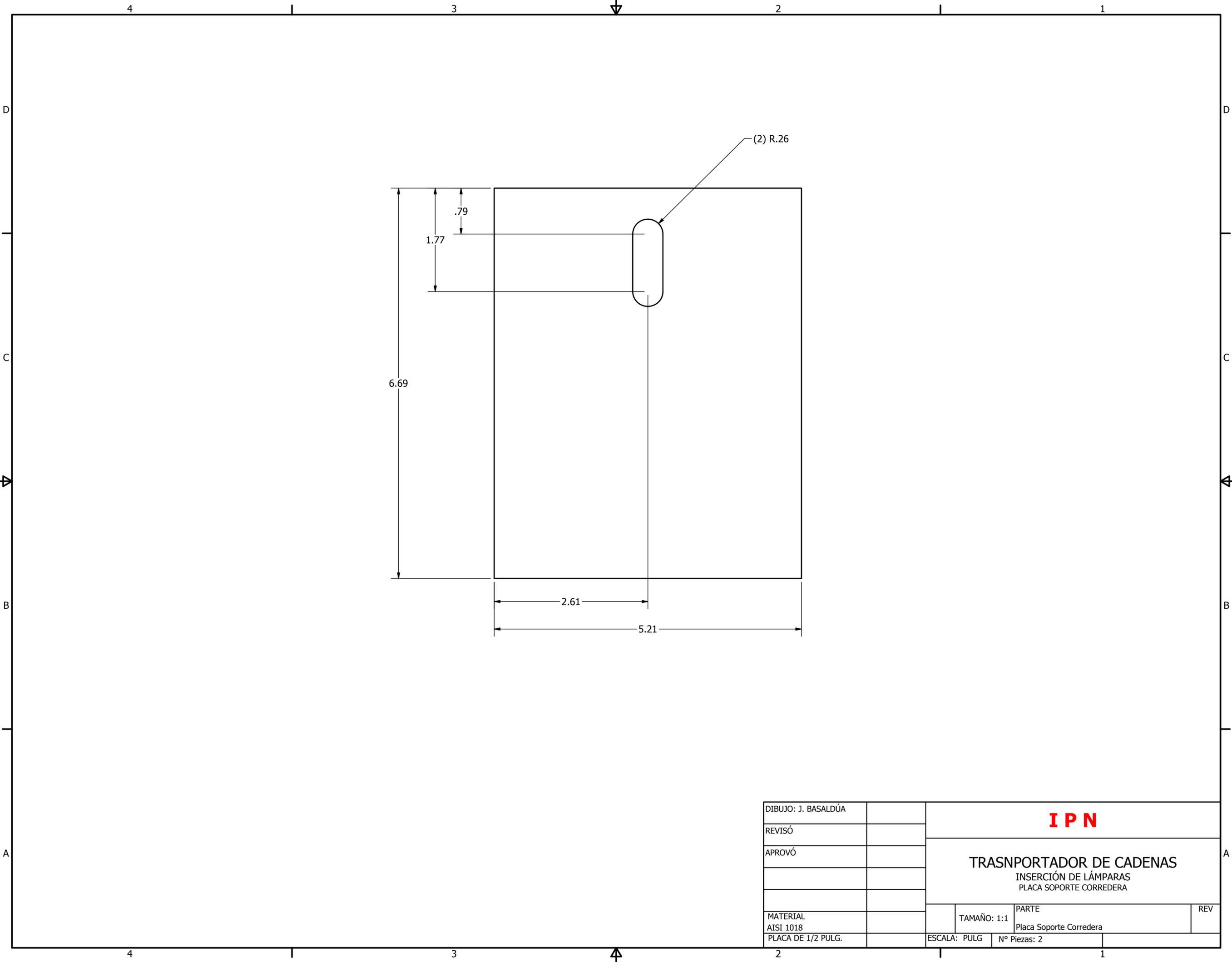
DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ				
APROVÓ		TRANSPORTADOR DE CADENAS INSERCIÓN DE LÁMPARAS PLACA BASE UNIÓN		
MATERIAL AISI 1018		TAMAÑO: 1:2	PARTE Placa Base Unión	REV
PLACA DE 1/2 PULG.		ESCALA: PULG	Nº Piezas: 1	



DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ				
APROVÓ		TRANSPORTADOR DE CADENAS INSERCIÓN DE LÁMPARAS PLACA BASE		
MATERIAL AISI 1018		TAMAÑO: 1:2	PARTE Placa Base	REV
PLACA DE 1/2 PULG.		ESCALA: PULG	Nº Piezas: 1	



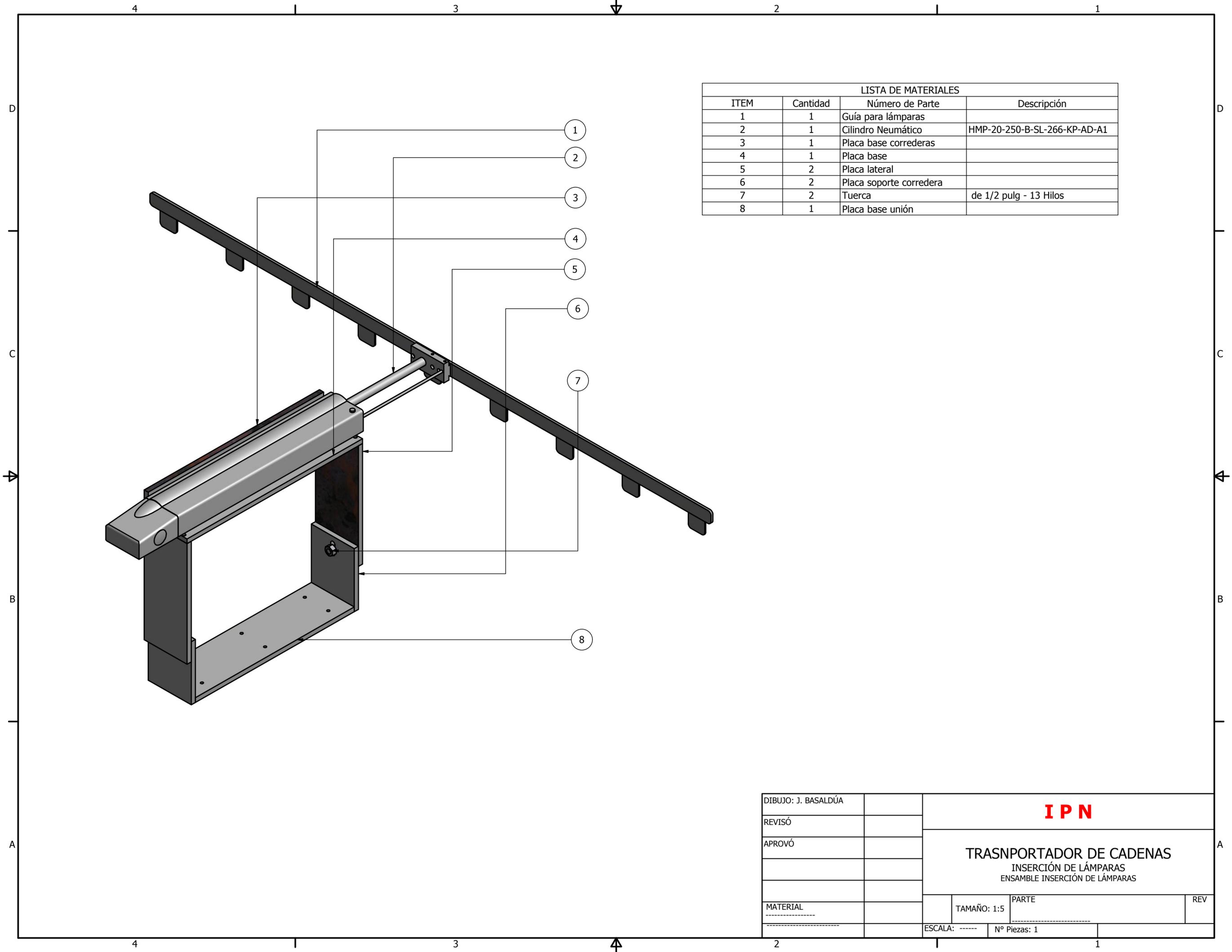
DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ				
APROVÓ		TRANSPORTADOR DE CADENAS INSERCIÓN DE LÁMPARAS PLACA LATERAL		
MATERIAL AISI 1018		TAMAÑO: 1:2	PARTE Placa Lateral	REV
PLACA DE 1/2 PULG.		ESCALA: PULG	Nº Piezas: 2	



DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN	
REVISÓ			
APROVÓ			
		TRANSPORTADOR DE CADENAS INSERCIÓN DE LÁMPARAS PLACA SOPORTE CORREDERA	
MATERIAL AISI 1018		TAMAÑO: 1:1	PARTE Placa Soporte Corredera
PLACA DE 1/2 PULG.		ESCALA: PULG	Nº Piezas: 2
			REV

ANEXO G.- PLANOS DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE INSERCIÓN DE LÁMPARAS

Anexo G.7.- Ensamble inserción de lámparas



LISTA DE MATERIALES			
ITEM	Cantidad	Número de Parte	Descripción
1	1	Guía para lámparas	
2	1	Cilindro Neumático	HMP-20-250-B-SL-266-KP-AD-A1
3	1	Placa base correderas	
4	1	Placa base	
5	2	Placa lateral	
6	2	Placa soporte corredera	
7	2	Tuerca	de 1/2 pulg - 13 Hilos
8	1	Placa base unión	

DIBUJO: J. BASALDÚA		IPN		
REVISÓ				
APROVÓ		TRANSPORTADOR DE CADENAS INSERCIÓN DE LÁMPARAS ENSAMBLE INSERCIÓN DE LÁMPARAS		
MATERIAL		TAMAÑO: 1:5	PARTE	REV
		ESCALA: -----	Nº Piezas: 1	

Anexo H.- LISTA DE MATERIALES ELÉCTRICOS, ELECTRÓNICOS Y NEUMÁTICOS REQUERIDOS POR LA COMPAÑÍA

Pos.	Descripción	Marca
1	Tubo pared gruesa "CONDUIT", diferentes diámetros	CONDUMEX
2	Condulet diferentes (LB, LR, T, etc)	Arrow-hart
3	Cable CONDUMEX armado para alimentación eléctrica de tablero 4 x "X" , depende del consumo de corriente del sistema en cuestión.	CONDUMEX o Monterrey
4	Charola de aluminio	
5	Gabinete estanco metálico para control diferentes medidas	HIMEL
6	Tablero de distribución en baja tensión y de control. La medida depende de la cantidad de elementos a alojar.	SIEMENS
7	Tablero de distribución en baja tensión y de control. La medida depende de la cantidad de elementos a alojar.	SIEMENS
8	Placa de montaje 192x870mm, la longitud depende del frente del tablero.	SIEMENS
9	Tablilla block (clema) Termoplástico, tamaño 2,5, corriente máxima permitida 26A, Cal. Min conductor 18AWG, Cal. Máx. conductor 12AWG.	SIEMENS
10	Barra unión para máx. 10 clemas, incluye tornillos.	SIEMENS
11	Tablilla block (clema) Termoplástico, tamaño 6, corriente máxima permitida 44A, Cal. Min conductor 16AWG, Cal. Máx. conductor 10AWG.	SIEMENS
12	Barra unión para máx. 10 clemas, incluye tornillos.	SIEMENS
13	Tablilla block (clema) Termoplástico, tamaño 35, corriente máxima permitida 135A, Cal. Min. Conductor 12 AWG, Cal. Máx. conductor 2 AWG.	SIEMENS
14	Barra unión para máx. 10 clemas, incluye tornillos.	SIEMENS
15	Clema terminal	SIEMENS
16	Interruptor Termomagnético tipo ED2, 3 polos, 240 VCA, 100Ampere.	SIEMENS
17	Interruptor Termomagnético tipo ED2, 3 polos, 240 VCA, 60Ampere.	SIEMENS
18	Interruptor Termomagnético tipo QJ2, 3 polos, 240VCA, 200Ampere	SIEMENS
19	Interruptor Termomagnético, tipo ED2, 3 polos 240V.C.A., 20 Ampere	SIEMENS
20	Interruptor termomagnético 1, 2 o 3 polos para montaje en riel, "X" Amps	MERLIN GERIN
21	Fuente Voltaje, Standard 24VCD, Single Phase AC, Settable using wire jumper, 5Amp.	SIEMENS
22	Fuente Siemens PS307, 10Amp., 120/230VCA de alimentación.	SIEMENS
23	CPU 315-2DP MPI, fuente de alim. Integrada, memoria central 128KB, 2 puerto DP master/slave.	SIEMENS
24	CPU 224 Compacta, expandible 8/12KB en RAM para programa, 8KB en RAM para datos, 24VCD de alimentación, 14 entradas digitales y 10 salidas digitales integradas.	SIEMENS
25	Módulo contador FM350-2, 8 canales, 20KHz, cap, para contaje, medición de recorrido, frecuencia, velocidad.	SIEMENS
26	Módulo digital SM323, con aisl, galvanico, 16ED y 16SD, 24VCD, 0.5A, 40 polos.	SIEMENS
27	Micro memory card para S7-300 CPU, 3,3 V NFLASH 64KB.	SIEMENS
28	Conector frontal, 392, con bornes de tornillo, 40 polos.	SIEMENS
29	Módulo de entradas/salidas EM223, 16 entradas 24VCD, 16 salidas 24VCD; 0.75A	SIEMENS

30	Módulo de entradas/salidas analógicas EM235, 4 entradas, 1 salida, 12 bit de resolución.	SIEMENS
31	Encoder Incremental , 360P/R, 24VCD de alimentación, relojes (A y B) y una puesta a cero	OMRON
32	Encoder Rotary (Absolute), Resolución: 360P/R, 12 a 24V DC de alimentación.	OMRON
33	Relevador Omron, 24VCD, c/led indicador, 2 juegos de platinos, "LY2N"	OMRON
34	Base para relevador OMRON "LY2N"	OMRON
35	Relevador SCHRACK, con bobina de 127VCA, con 2 juegos de platinos.	SCHRACK
36	Relevador SCHRACK, con bobina de 230VCA, con 2 juegos de platinos.	SCHRACK
37	Base para relevador SCHRACK, 8 pines	SCHRACK
38	Caja de pulsadores, 2 pulsadores, 1 rasante verde(NA), 1 rasante rojo(NC), conexión mediante tornillos de estribo, con marcado en pulsador (I, 0),	TELEMECANIQUE
39	Caja de pulsadores con señalización, 2 pulsadores, 1 rasante verde(NA), 1 rasante rojo(NC), con led integrado color rojo 220VCA alimentación, conexión mediante tornillos de estribo, con marcado en pulsador (I, 0), función marcha- parada.	TELEMECANIQUE
40	Pulsador tipo Hongo 40mm de diámetro, rojo, girar para desenclavar, estándar, 1 contacto NC, conexión mediante tornillos de estribo, función paro de emergencia.	TELEMECANIQUE
41	Pulsador rasante, un contacto NA, color verde, conexión mediante tronillos de estribo.	TELEMECANIQUE
42	Pulsador rasante, un contacto NC, color rojo, conexión mediante tornillos de estribo.	TELEMECANIQUE
43	Selector con maneta corta negra, dos posiciones fijas, contacto NA,	TELEMECANIQUE
44	Piloto luminoso con LED integrado, 220VCA de tensión de alimentación, color verde.	TELEMECANIQUE
45	Piloto luminoso con LED integrado, 220VCA de tensión de alimentación, color rojo.	TELEMECANIQUE
46	Piloto luminoso con LED integrado, 120VCA de tensión de alimentación, color verde.	TELEMECANIQUE
47	Piloto luminoso con LED integrado, 120VCA de tensión de alimentación, color rojo.	TELEMECANIQUE
48	Piloto luminoso con LED integrado, 24VC de tensión de alimentación, color verde.	TELEMECANIQUE
49	Piloto luminoso con LED integrado, 24VC de tensión de alimentación, color rojo.	TELEMECANIQUE
50	Elemento sonoro (90dB a 1m), modo continuo/intermitente, alimentaci'on de 120V a 230V, para columna de señalización.	TELEMECANIQUE
51	Elemento luminoso con señalización permanente, con lámpara de LED suministrada 230VCA, color rojo, para columna de señalización.	TELEMECANIQUE
52	Base + tapa con entrada de cable axial o lateral, para baliza sin elemento de tubo de descarga flash, tipo estándar.	TELEMECANIQUE
53	Tubo suministrado con sistema de apriete en la base, 400mm de longitud.	TELEMECANIQUE
54	Zócalo de fijación en soporte horizontal.	TELEMECANIQUE
55	Riel AM1DP200, tramo de 2metros	TELEMECANIQUE
56	Interruptor Termomagnético, 3 polos, 240 VCA, 20Ampere, (3x20).	MERLIN GERIN
57	Interruptor Termomagnético, 3 polos, 240VCA, 15 Ampere, (3x15A)	MERLIN GERIN
58	Interruptor Termomagnético, 3 polos, 240VCA, 10 Ampere, (3x10A)	MERLIN GERIN
59	Interruptor Termonagnético, 2 polos, 240 VCA, 10 Ampere, (2x10A).	MERLIN GERIN
60	Borne portafusible, cal 10AWG	LEGRAND

61	Alarma audible Multitono, 120Vrms de alimentación.	WHEELOCK
62	Cable CONDUMEX (Flexanel) color rojo, calibre 18 AWG.	CONDUMEX
63	Cable CONDUMEX (Flexanel) color azul, calibre 18 AWG.	CONDUMEX
64	Cable CONDUMEX color blanco, calibre 12 AWG (THW).	
65	Cable CONDUMEX color negro, calibre 12 AWG (THW).	
66	Cable CONDUMEX color rojo, calibre 12 AWG (THW).	
67	Canaleta ABB, 80mmx80mm,gris	ABB
68	Canaleta ABB, 80mmx60mm, gris	ABB
69	Fusible de vidrio tipo Europeo, 1 Amp	
70	Fusible de vidrio tipo Europeo, 1.5Amp	
71	Fusible de vidrio tipo Europeo, 3 Amp	
72	Fusible de vidrio tipo Europeo, 5 Amp	
73	Fusible de vidrio tipo Europeo, 10 Amp	
74	Contactador tripolar de corriente alterna, tensión de la bobina 220VCA, tamaño S0 25A	SIEMENS
75	Contactador corriente alterna tripolar, tensión bobina 220VCA, tamaño S2	SIEMENS
76	Contactador tripolar , tamaño S0 25A, bobina 120VCA	SIEMENS
77	Contactador tripolar , tamaño S00 9A, bobina 120VCA	SIEMENS
78	Relevador Bimetálico, sirius, ajuste 40-50 Amp, Tamaño S2	SIEMENS
79	Relevador Bimetálico SIRIUS 3RU, tamaño S0, alcance de regulación 9-12,5 Amp.	SIEMENS
80	Relevador Bimetálico SIRIUS 3RU, tamaño S0, alcance de regulación 4,5-6,3 Amp.	SIEMENS
81	Relevador Bimetálico SIRIUS 3RU, tamaño S0, alcance de regulación 3,5-5Amp.	SIEMENS
82	Contactador Auxiliar lateral para S0 a S12, 1NA+1NC	SIEMENS
83	Micromaster 420, tensión de alimentación 200-240V, 1Fase-3Fases, 1.1KW. (5.5Amp)	SIEMENS
84	Panel de operador Avanzado	SIEMENS
85	Filtro EMC, EN55011, clase B	SIEMENS
86	Reactancia a la entrada, Intensidad nominal 6 Amp, inductancia 1.50mHy	SIEMENS
87	Reactancia a la salida, Intensidad nominal 10 Amp, inductancia 0.28mHy	SIEMENS
88	Sensor óptico BANNER S18SP6D	BANNER
89	MINIBEAM BANNER SM312F (Amplificador)	BANNER
90	MINIBEAM BANNER SM312FP (Amplificador)	BANNER
91	Fibra óptica Banner Modelo: BT23SMSS	BANNER
92	Sensor Optico SUNX Ampl NPN FX-7 24vcd	SUNX
93	Sensor Optico SUNX Ampl PNP FX7P 24vcd	SUNX
94	Fibra Optica Banner Mod BR23S cuadrado	BANNER
95	Fibra Optica Banner Plast PBT26U 0.5 mm	BANNER
96	Fibra Optica Banner Plast PBT46U 1.0 mm	BANNER
97	Fibra Optica SUNX Mod. FD-FM2	SUNX
98	Cable apantallado p/ encoder, unitronic LIYCY (7x0.5)	LAPPKABEL
99	Cable OLFLEX 190, de 4 hilos, cal 18AWG,16AWG o 14AWG	LAPPKABEL
100	Sensor Inductivo, 12mm, 24VCD, 2 hilos, 10 mm distancia de detección	AECO
	Elementos y componentes neumáticos	FESTO

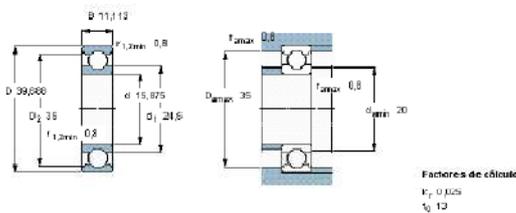
**ANEXO I.- CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE ELEMENTOS DE
MÁQUINA**

Anexo I.1.- Rodamiento suelto para eje motriz roscado

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados, con dimensiones en pulgadas

Dimensiones principales		Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación	
d	D	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm		kN		kN	rpm		kg	-	
15,875	39,688	11,113	9,56	4,75	0,2	34000	24000	0,065	RLS 5

Solo proveedores de recambios



Tolerancias del eje y del soporte

Tolerancias del eje y ajustes resultantes

Tolerancia e7, f5, f6, g5, g6

Tolerancia h5, h6, h8, h9, j5

Tolerancia j6, js5, js6, js7, k4

Tolerancia k5, k6, m5, m6, n5

Tolerancia n6, p6, p7, r6, r7, s6, s7

Tolerancias del alojamiento y ajustes resultantes

Tolerancia F7, G6, G7, H5, H6

Tolerancia H7, H8, H9, H10, J6

Tolerancia J7, JS5, JS6, JS7, K5

Tolerancia K6, K7, M5, M6, M7

Tolerancia N6, N7, P6, P7

Ajustes para rodamientos en pulgadas

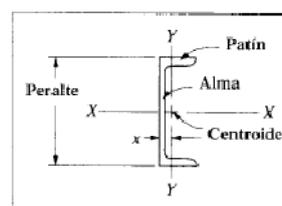
Desviaciones del diámetro del eje modificadas g6, h6, j5, js5, k5

Desviaciones del diámetro del eje modificadas k6, m5, m6, n6, p6

Desviaciones del diámetro del agujero del alojamiento modificadas H7, J7, J6, K6, K7

Desviaciones del diámetro del agujero del alojamiento modificadas M6, M7, N7, P7

Anexo I.2.- Canales de acero estándar, perfiles-C



Designación	Área (pulg ²)	Peralte (pulg)	Espesor del alma (pulg)	Patín		Eje X-X		Eje Y-Y		
				Ancho (pulg)	Espesor promedio (pulg)	I (pulg ⁴)	S (pulg ³)	I (pulg ⁴)	S (pulg ³)	x (pulg)
C15 × 50	14.7	15.00	0.716	3.716	0.650	404	53.8	11.0	3.78	0.798
C15 × 40	11.8	15.00	0.520	3.520	0.650	349	46.5	9.23	3.37	0.777
C12 × 30	8.82	12.00	0.510	3.170	0.501	162	27.0	5.14	2.06	0.674
C12 × 25	7.35	12.00	0.387	3.047	0.501	144	24.1	4.47	1.88	0.674
C10 × 30	8.82	10.00	0.673	3.033	0.436	103	20.7	3.94	1.65	0.649
C10 × 20	5.88	10.00	0.379	2.739	0.436	78.9	15.8	2.81	1.32	0.606
C9 × 20	5.88	9.00	0.448	2.648	0.413	60.9	13.5	2.42	1.17	0.583
C9 × 15	4.41	9.00	0.285	2.485	0.413	51.0	11.3	1.93	1.01	0.586
C8 × 18.75	5.51	8.00	0.487	2.527	0.390	44.0	11.0	1.98	1.01	0.565
C8 × 11.5	3.38	8.00	0.220	2.260	0.390	32.6	8.14	1.32	0.781	0.571
C6 × 13	3.83	6.00	0.437	2.157	0.343	17.4	5.80	1.05	0.642	0.514
C6 × 8.2	2.40	6.00	0.200	1.920	0.343	13.1	4.38	0.693	0.492	0.511
C5 × 9	2.64	5.00	0.325	1.885	0.320	8.90	3.56	0.632	0.450	0.478
C5 × 6.7	1.97	5.00	0.190	1.750	0.320	7.49	3.00	0.479	0.378	0.484
C4 × 7.25	2.13	4.00	0.321	1.721	0.296	4.59	2.29	0.433	0.343	0.459
C4 × 5.4	1.59	4.00	0.184	1.584	0.296	3.85	1.93	0.319	0.283	0.457
C3 × 6	1.76	3.00	0.356	1.596	0.273	2.07	1.38	0.305	0.268	0.455
C3 × 4.1	1.21	3.00	0.170	1.410	0.273	1.66	1.10	0.197	0.202	0.436

*Los datos se tomaron de diversas fuentes. Los tamaños mencionados representan una muestra pequeña de los tamaños disponibles.

Notas: Designación de ejemplo: C15 × 50

I5 = peralte (pulg); 50 = peso por unidad de longitud (lb/pie)

I = momento de inercia; S = módulo de sección.

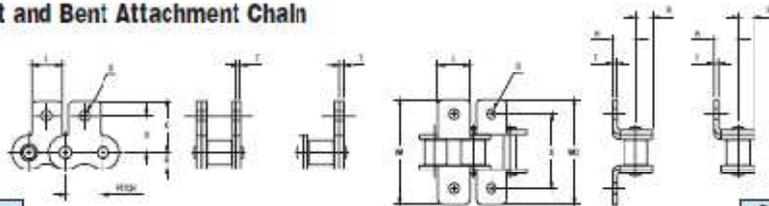
Anexo I.3.- Accesorios para cadenas de rodillos

STANDARD ATTACHMENT ROLLER CHAIN

www.diamondchain.com

Chain Descriptions and Dimensions

Standard Straight and Bent Attachment Chain



Others	Diamond
M-35, 9A1	S1 (one hole)
M-1, SK1	S2 (one hole)

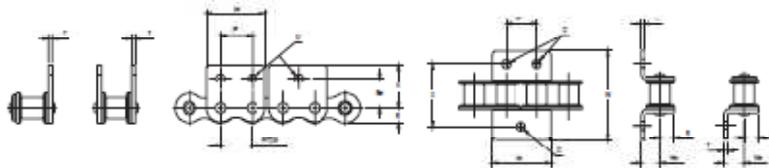
Others	Diamond
A1	B1 (one hole)
K1	B2 (one hole)

Dimensions in Inches

ASME/ANSI Number	Pitch Inches	D	H	K	L	R Max.	S	T	W	WO	X
25	.250	.125	.180	.451	.218	.119	.308	.030	.781	.843	.562
35	.375	.102	.250	.577	.312	.178	.387	.050	1.125	1.125	.750
40	.500	.141	.312	.684	.375	.238	.489	.060	1.390	1.390	1.000
41	.500	.141	.282	.698	.375	.192	.482	.050	1.375	1.375	.937
50	.625	.203	.406	.895	.500	.297	.618	.080	1.817	1.817	1.250
60	.750	.203	.478	1.038	.625	.356	.716	.094	2.135	2.135	1.500
80	1.000	.266	.625	1.339	.750	.475	.968	.125	2.750	2.750	2.000
100	1.250	.343	.784	1.696	1.000	.594	1.233	.156	3.077	3.406	2.900
120	1.500	.386	.917	2.024	1.125	.713	1.424	.187	3.641	4.239	2.995
140	1.750	.448	1.127	2.445	1.375	.831	1.750	.220	4.361	4.826	3.500
160	2.000	.516	1.250	2.795	1.500	.950	2.007	.250	5.078	5.609	4.000

Above attachments available for multiple strand chain.

Wide Contour Straight and Bent Attachment Chain



Others	Diamond	Others	Diamond
WM-35	WCS1 (one hole)	WM-1	WCS2 (one hole)
WM-35-2	WCS1 (two holes)	WM-2	WCS2 (two holes)

Others	Diamond	Others	Diamond
WA-1	WC31 (one hole)	WK-1	WCB2 (one hole)
WA-2, A2	WC31 (two holes)	WK-2, K2	WCB2 (two holes)

Dimensions in Inches

ASME/ANSI Number	Pitch Inches	D	Hw	K	Lw	P	R Max.	Sw	T	W	X
*35	.375	.125	.262	.577	.727	.375	.178	.399	.050	1.105	.750
*40	.500	.141	.326	.684	.946	.500	.238	.503	.060	1.366	1.000
*41	.500	.141	.282	.698	.878	.500	.192	.482	.050	1.372	.937
*50	.625	.203	.406	.895	1.211	.625	.297	.613	.080	1.807	1.250
*60	.750	.203	.478	1.033	1.420	.750	.356	.716	.094	2.135	1.500
*80	1.000	.266	.625	1.339	1.885	1.000	.475	.967	.125	2.750	2.000
*100	1.250	.343	.784	1.696	2.362	1.250	.594	1.233	.156	3.408	2.900
*120	1.500	.386	.917	2.023	2.836	1.500	.713	1.424	.187	4.239	2.995

* Attachment available on pin link plate only.
 † These items not available with 48-hour delivery.

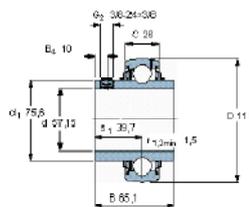
Contact Diamond Chain for available attachments or roller links (wide contour).
 Above attachments available for multiple strand chain.

Anexo I.4.- Rodamiento suelto YAR 212-204-2F



Rodamientos Y, con prisionero, YAR 2-2F

Dimensiones principales				Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_0	Velocidad límite para el eje tolerancia h6	Masa	Designación
d	D	B	C	C_1	C_0				
mm				KN		KN	rpm	kg	-
57,15	110	65,1	25	52,7	30	1,53	3400	1,45	YAR 212-204-2F



Tamaño de la llave hexagonal [mm]
4,7525
Par de apriete recomendado [Nm]
16,3
Aro de asiento de caucho adecuado
-
Factores de cálculo
jg 14

Tolerancias de los rodamientos Y

Diámetro nominal	Aro interior				Aro exterior			
	Rodamientos de la serie YAT 2, YAR 2, YET 2, YEL 2				Todos los rodamientos			
d, D más de incl.	$\Delta_{dmp}^{1)}$ sup.		$\Delta_{dmp}^{1)}$ inf.		$\Delta_{Dmp}^{2)}$ sup.		$\Delta_{Dmp}^{2)}$ inf.	
en mm	μm		μm		μm		μm	
-	18	+15	+5	0	-8	-	-	-
18	30	+18	+5	0	-10	-	-	-
30	50	+19	+5	0	-12	0	-10	-
50	80	+21	+5	0	-15	0	-10	-
80	120	+25	+5	-	-	0	-15	-
120	150	-	-	-	-	0	-15	-
150	180	-	-	-	-	0	-20	-

¹⁾ Desviación del diámetro medio del agujero con respecto al nominal

²⁾ Desviación del diámetro medio exterior con respecto al nominal
El agujero hexagonal o cuadrado (series de rodamientos YHB, YHC y YQC) se fabrica según la tolerancia 0/+0,25 mm

Rodamientos Y

Tolerancias del eje

Bajo condiciones de funcionamiento normales, los asientos del eje para los rodamientos Y con prisioneros o con anillos de fijación excéntricos deben estar mecanizados con una tolerancia h7.

Para cargas ligeras y bajas velocidades es suficiente que el eje tenga una tolerancia h8, y para aplicaciones muy sencillas se pueden utilizar tolerancias entre h9 y h11, tal y como se recomienda en la [tabla](#).

Para los rodamientos Y sobre manguitos de fijación, es adecuado un asiento de eje mecanizado con una tolerancia h9/IT5.

Para los rodamientos Y con un aro interior estándar son válidas las mismas recomendaciones que para los rodamientos rígidos de bolas estándar, por ejemplo una tolerancia j6 para cargas ligeras.

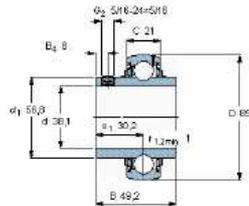
Para los rodamientos Y con agujero hexagonal o cuadrado se recomienda seleccionar un ajuste muy flojo con un juego de aproximadamente 0,5 mm.

Anexo I.5.- Rodamiento suelto YAR 209-108-2F

Rodamientos Y, con prisionero, YAR 2-2F



Dimensiones principales				Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidad límite para el eje tolerancia h6	Masa	Designación
d	D	B	C	C	C_0				
mm				kN		kN	rpm	kg	-
38,1	85	49,2	21	33,2	21,6	0,915	4300	0,77	YAR 209-108-2F



Tamaño de la llave hexagonal (mm)
3,98975

Par de apriete recomendado (Nm)
6,6

Aro de asiento de caucho adecuado
-

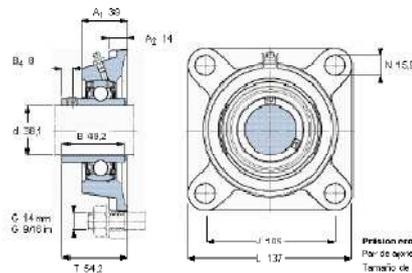
Factores de cálculo
 f_1 14

Anexo I.6.- Soporte de brida con rodamiento FY-509-U

Soportes de brida con rodamientos Y, soporte de fundición cuadrado, prisionero, rodamientos en pulgadas



Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad límite con eje de tolerancia h6	Masa	Designaciones Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento
d	A_1	J	L	T	C	C_0					
mm					kN		rpm	kg	-		
38,1	39	105	137	54,2	33,2	21,6	4300	2,27	FYM 1.1/2 TF	FY 509 U	YAR 209-108-2F



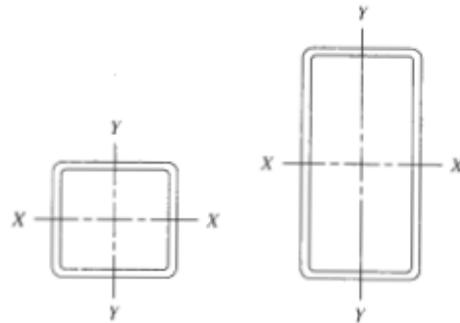
Prisionero
Par de apriete recomendado (Nm)
6,6

Tamaño de la llave hexagonal (mm)
3,98975

Anexo I.7.- Dimensiones y propiedades del perfil PTR

DIMENSIONES EXTERIORES D X B in/g mm	ESPESOR t		COLOR DE IDENTIFICACION	PESO kg/m.	AREA cm ²	MOMENTO DE INERCIA		MODULO DE SECCION		RADIO DE GIRO	
	in/g	mm				EJE X-X	EJE Y-Y	EJE X-X	EJE Y-Y	EJE X-X	EJE Y-Y
1" x 1"	0.060	1.5	AZUL	1.18	1.40	1.34	1.34	1.06	1.06	0.978	0.978
	0.075	1.9	BLANCO	1.40	1.70	1.66	1.66	1.26	1.26	0.96	0.96
25 x 25	0.065	2.4	VERDE	1.62	2.07	1.75	1.75	1.38	1.38	0.92	0.92
	0.133	3.04	ROJO	1.98	2.471	2	2	1.51	1.51	0.89	0.89
1 1/2" x 1 1/2"	0.120	3.4	ROJO	2.10	2.68	2.01	2.01	1.58	1.58	0.87	0.87
	0.075	1.9	AZUL	2.11	2.65	5.83	5.83	3.00	3.00	1.48	1.48
38 x 38	0.110	2.8	BLANCO	2.85	3.74	7.56	7.56	3.96	3.96	1.42	1.42
	0.120	3.04	ROJO	3.178	4.026	7.56	7.56	4.19	4.19	1.41	1.41
2" x 2"	0.125	3.2	VERDE	3.29	4.17	8.21	8.21	4.30	4.30	1.40	1.40
	0.154	4.0	ROJO	3.91	4.98	9.24	9.24	4.65	4.65	1.36	1.36
2" x 2"	0.060	1.5	GRIS	2.44	2.91	11.80	11.80	4.64	4.64	2.01	2.01
	0.075	1.9	AZUL	2.85	3.58	14.34	14.34	5.65	5.65	2.00	2.00
51 x 51	0.110	2.8	BLANCO	4.00	5.11	19.04	19.04	7.49	7.49	1.93	1.93
	0.120	3.04	ROJO	4.38	5.56	20.61	20.61	8.11	8.11	1.923	1.923
51 x 51	0.125	3.2	VERDE	4.54	5.79	21.40	21.40	8.42	8.42	1.92	1.92
	0.158	4.0	ROJO	5.45	6.97	24.70	24.70	9.72	9.72	1.88	1.88
51 x 51	0.188	4.8	AZUL	6.91	8.79	31.37	31.37	12.35	12.35	1.88	1.88
	0.250	6.4	AMARILLO	9.04	11.29	37.09	37.09	14.93	14.93	1.86	1.86
2 1/2" x 2 1/2"	0.060	1.5	GRIS	2.89	3.65	23.57	23.57	7.39	7.39	2.53	2.53
	0.075	1.9	AZUL	3.58	4.57	28.82	28.82	9.01	9.01	2.519	2.519
2 1/2" x 2 1/2"	0.120	3.0	ROJO	5.61	7.11	42.52	42.52	13.38	13.38	2.447	2.447
	0.125	3.2	BLANCO	5.84	7.40	44.07	44.07	13.88	13.88	2.44	2.44
64 x 64	0.141	3.6	VERDE	6.47	8.29	48.30	48.30	15.20	15.20	2.42	2.42
	0.188	4.8	ROJO	8.32	10.60	59.10	59.10	18.7	18.70	2.38	2.38
64 x 64	0.188	4.8	AZUL	8.32	10.60	59.10	59.10	17.87	18.70	2.38	2.38
	0.250	6.4	AMARILLO	11.09	12.13	40.33	40.33	15.12	15.12	1.794	1.794
3" x 3"	0.120	3	ROJO	7.58	9.61	79.67	79.67	20.88	20.88	2.98	2.98
	0.125	3.2	BLANCO	7.12	9.01	78.69	78.69	20.71	20.71	2.95	2.95
3" x 3"	0.158	4.0	VERDE	8.62	11.00	93.70	93.70	24.60	24.60	2.92	2.92
	0.188	4.8	ROJO	10.20	13.00	108.00	108.00	28.30	28.30	2.90	2.90
3" x 3"	0.188	4.8	AZUL	10.20	13.00	108.00	108.00	28.30	28.30	2.90	2.90
	0.250	6.4	AMARILLO	13.64	17.38	144.42	144.42	37.84	37.84	3.878	3.88
3 1/2" x 3 1/2"	0.125	3.2	BLANCO	8.39	10.62	128.53	128.53	28.91	28.91	3.47	3.47
	0.158	4	VERDE	10.20	13.00	154.00	154.00	34.60	34.60	3.45	3.45
60 x 60	0.188	4.8	ROJO	12.10	15.40	179.00	179.00	40.10	40.10	3.40	3.40
	0.250	6.4	AZUL	15.60	19.90	220.00	220.00	49.50	49.50	3.33	3.33
3" x 2"	0.125	3.2	BLANCO	5.84	7.40	57.41	30.53	15.07	12.02	2.78	2.03
	0.141	3.6	VERDE	6.47	8.29	63.30	33.40	16.60	13.20	2.77	2.01
3" x 2"	0.188	4.8	ROJO	8.32	10.60	77.40	40.70	20.30	16.00	2.69	1.98
	0.125	3.2	BLANCO	7.12	9.01	117.34	39.89	23.09	15.62	3.60	2.09
102 x 51	0.158	4.0	VERDE	8.62	11.00	139.00	48.60	27.50	18.40	3.56	2.07
	0.188	4.8	ROJO	10.20	13.00	161.00	53.70	31.80	21.10	3.51	2.03
4" x 3"	0.125	3.2	BLANCO	6.39	10.62	155.41	100.45	30.79	26.38	3.63	3.07
	0.158	4.0	VERDE	10.20	13.00	187.00	120.00	38.00	31.65	3.81	3.05
102 x 76	0.188	4.8	ROJO	12.10	15.40	219.00	139.00	42.90	36.50	3.76	3.00
	0.250	6.4	AZUL	15.60	19.90	299.00	171.00	52.90	44.80	3.67	2.93

NOTA: SE CONSIDERA UNA LONGITUD POR TRAMO DE 6000 mm, CALIDAD COMERCIAL, DENSIDAD LINEAL NOMINAL 2.93 kg/m² DE MATERIAL DE ALUMINIO.



Tamaño	Area (pulg ²)	Peso por pie (lb)	Eje X-X			Eje Y-Y		
			I (pulg ⁴)	Z (pulg ³)	r (pulg)	I (pulg ⁴)	Z (pulg ³)	r (pulg)
8 × 8 × 1/2	14.4	48.9	131	32.9	3.03	131	32.9	3.03
8 × 8 × 1/4	7.59	25.8	75.1	18.8	3.15	75.1	18.8	3.15
8 × 4 × 1/2	10.4	35.2	75.1	18.8	2.69	24.6	12.3	1.54
8 × 4 × 1/4	5.59	19.0	45.1	11.3	2.84	15.3	7.63	1.65
8 × 2 × 1/4	4.59	15.6	30.1	7.52	2.56	3.08	3.08	0.819
6 × 6 × 1/2	10.4	35.2	50.5	16.8	2.21	50.5	16.8	2.21
6 × 6 × 1/4	5.59	19.0	30.3	10.1	2.33	30.3	10.1	2.33
6 × 4 × 1/4	4.59	15.6	22.1	7.36	2.19	11.7	5.87	1.60
6 × 2 × 1/4	3.59	12.2	13.8	4.60	1.96	2.31	2.31	0.802
4 × 4 × 1/2	6.36	21.6	12.3	6.13	1.39	12.3	6.13	1.39
4 × 4 × 1/4	3.59	12.2	8.22	4.11	1.51	8.22	4.11	1.51
4 × 2 × 1/4	2.59	8.81	4.69	2.35	1.35	1.54	1.54	0.770
3 × 3 × 1/4	2.59	8.81	3.16	2.10	1.10	3.16	2.10	1.10
3 × 2 × 1/4	2.09	7.11	2.21	1.47	1.03	1.15	1.15	0.742
2 × 2 × 1/4	1.59	5.41	0.766	0.766	0.694	0.766	0.766	0.694

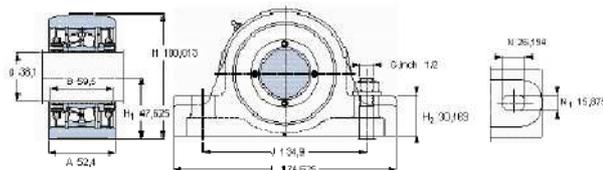
Nota: Los datos se tomaron de distintas fuentes. Los tamaños que se señalan representan una muestra pequeña de los tamaños disponibles.

Anexo I.8.- Rodamiento montado de pared SYR 1.1/2 N

Unidades de rodamientos de rodillos con soportes de pie, SKF ConCentra, para ejes en pulgadas, non-locating units, double-lip seals



Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad	Masa	Designación	Rodamiento, diseño básico
d _e	A	H	H ₁	L	C	C ₀	límite	kg	-	-
mm					kN		rpm			
36,1	52,4	100,013	47,625	174,625	96,5	90	4000	3,15	SYR 1.1/2 N	22208



Cantidad de grasa para lubricación (g)
Desplazamiento axial permisible (mm)
(from central position)

16
0.2

Anexo I.9.- Elementos neumáticos del transportador de ligas

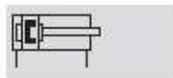
Cilindro compacto ADVU-16-10-A-P-A

Cilindros compactos ADVU

Hoja de datos: cilindro de doble efecto, tipo básico



Función



Ø - Diámetro
12 ... 125 mm

- l - Carrera
1 ... 400 mm

- www.festo.com/es/
Repuestos

Juegos de piezas de desgaste
→ 1 / 2.1-2.1

Variantes



S2



S6



S26



S20



S206



R3



CT



Cilindros estándar
Cilindros compactos
2.1

Datos técnicos generales												
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	
Conexión neumática	M5	M5	M5	M5	G3/8	G3/8	G3/8	G3/8	G3/8	G3/4	G3/4	
Extremo del vástago	Rosca interior	M3	M4	M5	M5	M6	M6	M8	M8	M10	M12	M16
	Rosca exterior	M6	M8	M10x1,25				M12x1,25	M16x1,5	M20x1,5	M27x2	
Fluido	Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar											
Construcción	Émbolo											
	Vástago											
Amortiguación	Anillos y discos elásticos en ambos lados											
Detección de posiciones	Para detectores de proximidad											
Tipo de fijación	Mediante taladros											
	Con rosca interior											
	Con accesorios											
Posición de montaje	Indistinta											

¡ Importante! Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1.

Presión de funcionamiento [bar]											
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Vástago simple	1,2 ... 10		1,0 ... 10		0,8 ... 10		0,6 ... 10		0,5 ... 10		
Doble vástago S2/S20	1,5 ... 10		1,3 ... 10		1,2 ... 10		1,0 ... 10		0,8 ... 10		0,5 ... 10

Condiciones del entorno					
Cilindro compacto	Tipo básico		S6	R3	CT
Temperatura ambiente ¹⁾	[°C]		-20 ... +80	-20 ... +80	-5 ... +60
Clase de resistencia a la corrosión ²⁾	2		2	3	2

1) Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores

2) Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Resto 940 070

Valida para placas expuestas a gran peligro de corrosión. Placas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas.

Clase de resistencia a la corrosión 3 según norma de Resto 940 070

Valida para placas expuestas a gran peligro de corrosión. Placas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes o detergentes, con superficies funcionales.

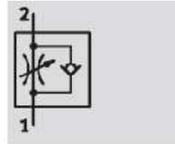
Válvula de estrangulación antirretorno GRLA-M5-QS-4-RS-D

Válvulas reguladoras de caudal y válvulas estranguladoras



Datos técnicos: regulador estándar con conexión QS, serie D

Función

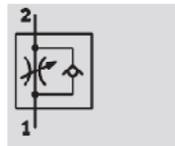


Válvula reguladora de caudal, estrangulación del escape
GRIA/GRXA

- Bajo caudal: Ajuste preciso para velocidades bajas
- Factor QS
- Conexión montacra girable en 360°

Variantes:

- Regulación mediante tornillo con ranura o tornillo moleteado
- Conexión giratoria, salida en L
- Conexión giratoria, salida paralela



Válvula reguladora de caudal, estrangulación del aire de alimentación
GRLZ

Datos técnicos generales		M5	G3/8	G1/4	G3/8	G1/2	
Rosca para atornillar		M5	G3/8	G1/4	G3/8	G1/2	
Función de válvula	GRIA/GRXA	Válvula reguladora de caudal, antirretorno del escape					
	GRLZ	Válvula reguladora de caudal, antirretorno del aire de alimentación					
Elemento de ajuste		Tornillo con ranura o moleteado					
Tipo de fijación		Atornillable					
Posición de montaje		Indistinta					
Características especiales	GRIA/GRLZ	Estanco montada, girable indistintamente por el eje de atornillamiento					
	GRXA	Conexión giratoria en sentido indistinto					
Par de apriete máx.	GRL...D	[Nm]	1,5	5,5	11	20	40

Condiciones de funcionamiento y del entorno		M5	G3/8	G1/4	G3/8	G1/2
Fluido		Aire comprimido seco, con o sin lubricación, grado de filtración 40 µm				
Presión de funcionamiento	[bar]	0,2 ... 10				
Temperatura de almacenamiento	[°C]	-10 ... +40				
Temperatura ambiente	[°C]	-10 ... +60				
Temperatura del fluido	[°C]	-10 ... +60				

Pesos [g]		M5	G3/8	G1/4	G3/8	G1/2
Rosca para atornillar		M5	G3/8	G1/4	G3/8	G1/2
	GRL...D	13	22	42	60	106
	GRXA...D	-	16	26	47	-
	GRLA...MF-D	-	32	-	-	-
	GRIA...RS-D	14	23	30	40	-
	GRLA...RS-QS...D	-	24	50	72	124
	GRLA...RS-QS...MF-D	-	40	-	-	-

Válvulas de cierre, reguladoras de presión y de caudal
Válvulas reguladoras de caudal con o sin antirretorno

Silenciador U-1/8-B

Silenciador U



Hoja de datos

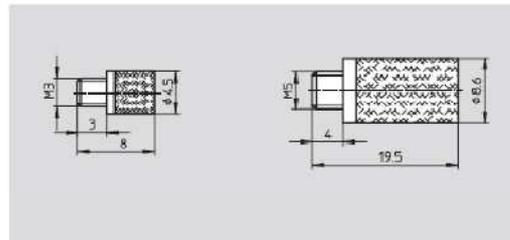
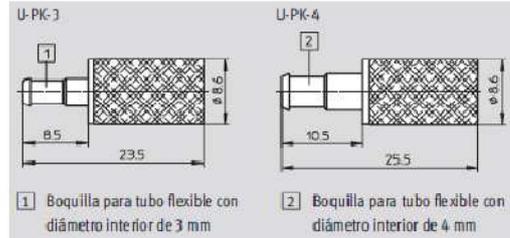
Silenciador U

Ejecución pequeña

Presión de funcionamiento:
0 ... 10 bar
Temperatura: -10 ... +70 °C
(tener en cuenta las condiciones de utilización del tubo flexible)

Materia:
Parte roscada: Latón
núcleo del silenciador: Bronce

Nota sobre los materiales:
Conformidad con RoHS



Otros componentes neumáticos y accesorios
Silenciadores
6.1

Datos técnicos y referencias							
Conexión neumática	Nivel de ruido ¹⁾ [dB (A)]	Diámetro nominal [mm]	Caudal nominal ²⁾ [l/min]	Peso [g]	Nº de art.	Tipo	PE*
PK-3	< 70	2,5	80	5	4 646	U-PK-3	10
PK-4	< 74	3,4	150	5	4 932	U-PK-4	10
M3	< 65	1,5	110	4	163 978	U-M3	10
M5	< 70	2,5	90	5	4 645	U-M5	10
					534 221	U-M5-50	50

1) Medición con 6 bar descargando a la atmósfera y a 1 m de distancia
2) Medición a 7 bar en la entrada y descargando a la atmósfera
* Cantidad por unidad de embalaje

Tubo flexible PUN-4

Tubos flexibles en espiral



Datos técnicos

Tubos y uniones
Tubos flexibles

Método de medición

Radio de curvatura Rd relevante para el caudal

El tubo flexible se dobla en el sentido de su curvatura inherente hasta que su diámetro exterior disminuye un 5 por ciento debido al aplastamiento. A continuación se calcula el radio Rd. Hasta alcanzarse el radio Rd no se produce una reducción del caudal.

Sección reducida debido a la curvatura del tubo flexible.

d = diámetro exterior del tubo flexible sin deformar

d1 = diámetro exterior del tubo flexible deformado

Radio de curvatura mínimo Rmin

El tubo flexible fijado a una placa base se dobla hasta pandearlo. El valor medido corresponde al ángulo de curvatura mínimo Rmin. Este ángulo Rmin provoca una considerable reducción del caudal.

5.2

Anexo I.10.- Componentes electrónicos del transportador de ligas

Electroválvula MFH-5-1/8

Electroválvulas MFH Tiger Classic

Hoja de datos: válvulas de 5/2 vías

FESTO

 Caudal
500 ... 3 700 l/min

 Tensión
12, 24, 42, 48 V DC
24, 42, 48, 110, 230,
240 V AC

Lugos de piezas de
recambio
→ 2 / 2.3-21



Datos técnicos generales					
Conexión neumática		G1/8	G1/4	G1/2	
Función de válvula		Válvulas monoestables de 5/2 vías			
Construcción		Válvula de asiento			
Principio de estanquidad		Juntas de material sintético			
Tipo de accionamiento		Eléctrico			
Forma de reposición		Muelle mecánico			
Tipo de mando		Servopilotaje			
Sentido del flujo		Irreversible			
Alimentación del aire de pilotaje		Interna o externa			
Función de escape		Con estrangulación			
Accionamiento manual auxiliar		Enclavable			
Tipo de fijación		Mediante taladros			
Posición de montaje		Indistinta			
Diámetro nominal		[mm]	5	7	14
Caudal nominal		[l/min]	500	1 000	3 700
Peso del producto		[g]	270	290	1 135

Condiciones de funcionamiento y del entorno					
Conexión neumática		G1/8	G1/4	G1/2	
Fluido		Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar			
Presión de funcionamiento	Alimentación interna del aire de pilotaje	[bar]	1,8 ... 8	2,2 ... 8	2 ... 8
	Alimentación externa del aire de pilotaje	[bar]	0 ... 10	0 ... 8	0 ... 8
Presión de pilotaje		[bar]	1 ... 8	1,5 ... 8	1,5 ... 8
Temperatura ambiente		[°C]	-5 ... +40		
Temperatura del fluido		[°C]	-10 ... +60		

Válvulas distribuidoras para aplicaciones estándar
Tiger Classic

2.3

Contactor dos polos 3RT10 2



Size	S00 3RT10 1			S0 3RT10 2				S2 3RT10 3			
3RT10 contactors - 3RT12 and 3TF68/69 vacuum contactors											
Type	3RT10 15	3RT10 16	3RT10 17	3RT10 23	3RT10 24	3RT10 25	3RT10 26	3RT10 34	3RT10 35	3RT10 36	
AC, DC operation	(p. 3/15, 3/19)			(p. 3/16, 3/20)				(p. 3/17, 3/21)			
Type	--			--				--			
AC-3											
I_e /AC-3/400 V	A	7	9	12	9	12	17	25	32	40	50
400 V	kW	3	4	5.5	4	5.5	7.5	11	15	18.5	22
230 V	kW	2.2	3	3	3	3	4	5.5	7.5	11	15
500 V	kW	3.5	4.5	5.5	4.5	7.5	10	11	18.5	22	30
690 V	kW	4	5.5	5.5	5.5	7.5	11	11	18.5	22	22
1 000 V	kW	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
AC-4 (for $I_e = 6 \times I_a$)											
400 V	kW	3	4	4	4	5.5	7.5	7.5	15	18.5	22
400 V	kW	1.15	2	2	2	2.6	3.5	4.4	8.2	9.5	12.6
AC-1 (40 °C, ≤ 690 V)											
I_e	A	18	22	22	40	40	40	40	50	60	60
3RT14 AC-1 contactors											
Type	--			--				--			
I_e /AC-1/40 °C/≤ 690 V	A	--			--				--		
Accessories for contactors											
Auxiliary switch blocks	front	3RH19 11 (p. 3/100)			3RH19 21 (p. 3/100)			3RH19 21 (p. 3/103)			
	lateral	--			--			3RT19 36-4EA2 (p. 3/112)			
Terminal covers		--			--			--			
Box terminal blocks		--			--			--			
Surge suppressors		3RT19 16 (p. 3/107)			3RT19 26 (p. 3/107)			3RT19 26/36 (p. 3/107)			
3RU1 and 3RB2 overload relays (protection equipment: overload relays)											
3RU11, thermal, CLASS 10		3RU11 16 0.1 ... 12 A (Chap. 5)			3RU11 26 1.8 ... 25 A (Chap. 5)			3RU11 36 5.5 ... 50 A (Chap. 5)			
3RB20/21, solid-state, CLASS 5, 10, 20 and 30		3RB20 16 3RB21 16 0.1 ... 12 A (Chap. 5)			3RB20 26 3RB21 26 3 ... 25 A (Chap. 5)			3RB20 36 3RB21 36 6 ... 50 A (Chap. 5)			
3RB22/23, solid-state, CLASS 5, 10, 20 and 30		3RB2. 83 + 3RB29 06 0.3 ... 25 A (Chap. 5)			3RB2. 83 + 3RB29 06 10 ... 100 A (Chap. 5)						
3RV10 motor starter protectors (protection equipment: motor starter protectors)											
Type		3RV10 11 0.18 ... 12 A (Chap. 5)			3RV10 21 9 ... 25 A (Chap. 5)			3RV10 31 22 ... 50 A (Chap. 5)			
Link modules		3RA19 11 (Chap. 5)			3RA19 21 (Chap. 5)			3RA19 31 (Chap. 5)			
3RA13 reversing contactor assemblies											
Complete units	Type	3RA13 15	3RA13 16	3RA13 17	3RA13 24	3RA13 25	3RA13 26	3RA13 34	3RA13 35	3RA13 36	
		(p. 3/33)			(p. 3/34)			(p. 3/35)			
400 V	kW	3	4	5.5	5.5	7.5	11	15	18.5	22	
Installation kits/wiring modules		3RA19 13-2A (p. 3/38)			3RA19 23-2A (p. 3/38)			3RA19 33-2A (p. 3/38)			
Mechanical interlocks		3RA19 12-2H (p. 3/39)			3RA19 24-1A/-2B (p. 3/37)						
3RA14 contactor assemblies for wye-delta starting											
Complete units	Type	3RA14 15	3RA14 16	3RA14 23	3RA14 25	3RA14 34	3RA14 35	3RA14 36			
		(p. 3/42)			(p. 3/43)		(p. 3/44)		(p. 3/45)		
400 V	kW	5.5	7.5	11	15/18.5	22/30	37	45			
Installation kits/wiring modules		3RA19 13-2B (p. 3/47)			3RA19 23-2B (p. 3/47)		3RA19 33-2B/-2C (p. 3/47)				

Relevador LY2N 24 VCD

LY **OMRON** LY

Specifications

■ CONTACT DATA

Load	Single contact				Bifurcated contact	
	SPDT		DPDT, 3PDT, 4PDT		DPDT	
	Resistive load (p.f. = 1)	Inductive load (p.f. = 0.4) (L/R = 7 ms)	Resistive load (p.f. = 1)	Inductive load (p.f. = 0.4) (L/R = 7 ms)	Resistive load (p.f. = 1)	Inductive load (p.f. = 0.4) (L/R = 7 ms)
Rated load	15 A at 110 VAC 15 A at 24 VDC	10 A at 110 VAC 7 A at 24 VDC	10 A at 110 VAC 10 A at 24 VDC	7.5 A at 110 VAC 5 A at 24 VDC	5 A at 110 VAC 5 A at 24 VDC	4 A at 110 VAC 4 A at 24 VDC
Contact material	AgCdO					
Carry current	15 A		10 A		7 A	
Max. operating voltage	250 VAC 125 VDC					
Max. operating current	15 A		10 A		7 A	
Max. switching capacity	1,700 VA 360 W	1,100 VA 170 W	1,100 VA 240 W	830 VA 120 W	550 VA 120 W	440 VA 100 W
Min. permissible load	100 mA, 5 VDC				10 mA, 5 VDC	

■ COIL DATA

1 and 2 pole types – AC

Rated voltage (V)	Rated current (mA)		Coil resistance (Ω)	Coil inductance (ref. value) (H)		Pick-up voltage (% of rated voltage)	Dropout voltage (% of rated voltage)	Maximum voltage	Power consumption (VA, W)
	50 Hz	60 Hz		Armature OFF	Armature ON				
6	214.10	183	12.20	0.04	0.08	80% max.	30% min.	110%	Approx. 1.00 to 1.20 (60 Hz)
12	106.50	91	40	0.17	0.33				
24	53.80	46	180	0.69	1.30				
50	25.70	22	788	3.22	5.66				
100/110	11.70/12.90	10/11	3,750	14.54	24.60				
110/120	9.90/10.80	8.40/9.20	4,430	19.20	32.10				
200/220	6.20/6.80	5.30/5.80	12,950	54.75	94.07				
220/240	4.80/5.30	4.20/4.60	18,790	83.50	136.40				
									Approx. 0.90 to 1.10 (60 Hz)

1- and 2-pole types – DC

Rated voltage (V)	Rated current (mA)	Coil resistance (Ω)	Coil inductance (ref. value) (H)		Pick-up voltage (% of rated voltage)	Dropout voltage (% of rated voltage)	Maximum voltage	Power consumption (VA, W)
			Armature OFF	Armature ON				
6	150	40	0.16	0.33	80% max.	10% min.	110%	Approx. 0.90
12	75	160	0.73	1.37				
24	36.90	650	3.20	5.72				
48	18.50	2,600	10.60	21				
100/110	9.10/10	11,000	45.60	86.20				

- Note: 1. The rated current and coil resistance are measured at a coil temperature of 23°C (73°F) with tolerances of +15%, -20% for AC rated current, and ±15% for DC rated coil resistance.
 2. The AC coil resistance and inductance are reference values at 60 Hz.
 3. The performance characteristics are measured at a coil temperature of 23°C (73°F).
 4. Class B coil insulation is available.

Bobina MSFG-24DC/42AC-OD

Bobinas tipo MSF

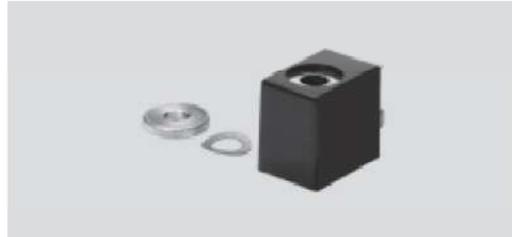
Hoja de datos



 Tensión
 12 ... 42 V DC
 24 ... 240 V AC

 Temperatura
 -5 ... +40 °C

- Según norma VDE 0 580 con clase de aislamiento F
- Sustitución sin interrumpir el circuito neumático
- Bajo consumo y poco calentamiento



Accesorios para válvulas
Bobinas

7.1

Datos técnicos generales		Tensión continua	Tensión alterna
Tiempo de llamada mínimo	[ms]	10	
Tipo de fijación		Con tuerca moleteada	
Posición de montaje		Indistinta (sobre el núcleo de la bobina, girable en 360°)	
Peso del producto	[g]	65	55
Materiales		acero, cobre, plástico termoendurecido	

Datos eléctricos		Tensión continua	Tensión alterna
Conexión eléctrica		Lengüetas de conectores tipo zócalo MSSD-F, KMF	
Tensión de funcionamiento	Tensión continua [V DC]	12, 24, 42, 48	—
	Tensión alterna [V AC]	—	24, 42, 48, 110, 230, 240
Fluctuación admisible de la tensión		±10	
Valores característicos de las bobinas	12 V corriente continua [W]	4,1	—
	24, 42 V [W]	4,5	—
	Tensión alterna [VA]	—	Atorción: 7,5 Mantenimiento: 6
Duración de conexión		100	
Factor de potencia cosφ		—	0,7
Clase de protección según NE 60529		IP65 con conector tipo zócalo	
Símbolo CE		—	73/23/CEE (baja tensión)

Condiciones de funcionamiento y del entorno		
Temperatura ambiente	[°C]	-5 ... +40
Temperatura del fluido	[°C]	-10 ... +60

Junta iluminada MF-LD-12-24DC

Juntas iluminadas

Hoja de datos



Temperatura
 -25 ... +90°C

Las juntas iluminadas se montan entre el conector tipo zócalo y la bobina. La junta brilla de color amarillo al conectar la tensión.

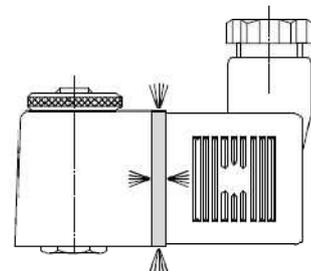


Accesorios para válvulas
Juntas luminosas

7.4

Datos técnicos generales			M...-LD12-24DC	M...-LD230AC
Tensión de funcionamiento	Tensión continua	[V DC]	12 ... 24	230 ±10%
	Tensión alterna	[V AC]	-	230 ±10%
Potencia nominal	Tensión continua	[W]	0,25	1,2
	Tensión alterna	[VA]	-	1,2
Tipo de fijación	Tomillo central			
Par de apriete	[Nm] máximo 0,6			
Posición de montaje	Indistinta			
Clase de protección según NE 60 529	IP65 (montada)			
Temperatura ambiente	[°C]		-25 ... +90	
Peso del producto	[g]		Aprox. 5	
Material	Poliuretano			

Montaje de la junta iluminada



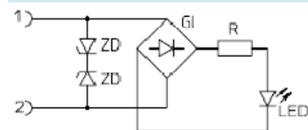
Importante

Antes de montar la junta iluminada hay que retirar la junta original. La superficie hermetizante de la junta iluminada tiene que estar orientada hacia el conector y el canto hermetizante hacia la bobina magnética.

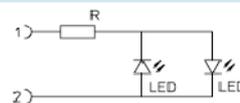
La junta iluminada se puede utilizar únicamente una vez. Si se utiliza nuevamente una junta iluminada, puede fallar su funcionamiento.

Esquemas de conexión

12 ... 24 V DC



230 V DC/AC ±10%



Conector MSSD-F

Conector tipo MSSD-F

Hoja de datos



Temperatura
 -25 ... +90 °C
 -20 ... +115 °C

- Para válvulas con bobinas F
- Conexión del cable con tornillos prisioneros o mediante técnica autocortante



Datos técnicos generales			
Tipo	MSSD-F	MSSD-F-M16	MSSD-F-S-M16
Ejecución con cable	Tornillos prisioneros	Tornillos prisioneros	Conector autocortante y autoaislante
Diámetros admisibles de los cables [mm]	6 ... 8	6 ... 8	5,5 ... 8
Sección [mm ²]	Máx. 1,5	Máx. 1,5	0,5 ... 1
Cantidad de contactos	3	3	3
Racor de cables	Pg9	M16x1,5	-
Tipo de fijación	Tornillo central M3	Tornillo central M3	Tornillo central M3
Frecuencia de conexión	-	-	10
Clase de protección según NE 60529	IP65 (montada)	IP65 (montada)	IP67 (montada)
Posición de montaje	Indistinta	Indistinta	Indistinta
Temperatura ambiente [°C]	-25 ... +90	-20 ... +115	-25 ... +90
Peso del producto [g]	17	17	35
Materiales	Polímero	Polímero	Polímero

Accesorios para válvulas
 Conectores tipo zócalo

7.2

Dimensiones Datos CAD disponibles en → www.festo.com/es/engineering

MSSD-F

1 Girable en 180°

MSSD-F-M16

1 Girable en 180°

MSSD-F-S-M16

2 Tuerca M16x1

3 Lado de conexión orientable en 90°

En estos conectores tipo zócalo, los cables no se conectan mediante tornillos individuales, sino mediante contactos autocortantes patentados.

- Desforrar el cable,
- introducirlo,
- ajustarlo
- y listo

Referencias			
Nº de art.	Tipo	Ejecución con cable	
34 431	MSSD-F	Tornillos prisioneros	
539 710	MSSD-F-M16		
192 746	MSSD-F-S-M16		Ejecución con cable
			Conector autocortante y autoaislante

Anexo I.11.- Elementos neumáticos del transportador de cadenas

Tapón ciego B-1/8

Tapas de protección

Hoja de datos: discos de aislamiento

FESTO

Los discos de aislamiento se utilizan para cerrar conductos de aire en un terminal de válvulas. De este modo es posible, por ejemplo, obtener varias zonas de presión.

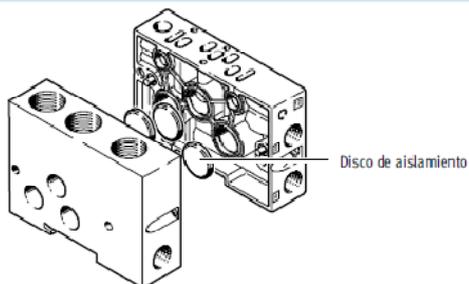


Accesorios para terminales de válvulas
Tapas
5.2

Referencias							
Figura	Peso del producto [g]	Material	Espesor [mm]	Diámetro exterior [mm]	Tamaño nominal [pulgadas]	Nº de artículo	Tipo
	—	Aleación de aluminio	6,6	30	1/2	119 743	NSC-1/2-03-7,0
	3,6	Aleación de aluminio	1,4	19,65	1/2	161 105	NSC-1/2-01-VDMA
	2	Aleación de aluminio	1,4	16,65	3/8	161 113	NSC-3/8-01-VDMA

Ejemplo de montaje de los discos de aislamiento

NSC...-VDMA



- En la figura se montan los discos de aislamiento entre la placa de adaptación y la placa de válvula.
- También es posible montarlos de otro modo (por ejemplo entre dos placas de válvula).

Combinación de unidades de mantenimiento MSB6-1/2:C3J3M1-WP

Combinaciones de unidades de mantenimiento MSB4/MSB6, serie MS

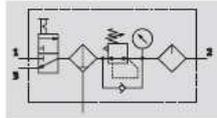


Hoja de datos

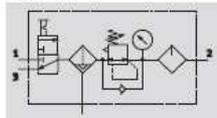
Unidades de mantenimiento serie MS
Unidades de mantenimiento

2

Función
Con purga de condensado
Manual con giro



Con purga de condensado
Automática



- Válvula de cierre MS...-EM1 de accionamiento manual
- Unidad de filtro y regulador MS...-LFR-D7
- Lubricador MS...-LOE-R
- Escuadra de fijación MS...-WP

- Caudal
700 ... 3 100 l/min
- Temperatura
-10 ... +60 °C
- Margen de regulación de la presión
1 ... 12 bar



- Para la alimentación de aire comprimido filtrado y lubricado
- Posibilidad de conectar y desconectar la presión de alimentación
- La presión de salida se puede regular de modo continuo dentro del margen de regulación

Datos técnicos generales		
Tamaño	MSB4	MSB6
Conexiones neumáticas 1, 2, 3	G3/4	G1/2
Función de regulación	Con función de presión primaria Con reflujo Con descarga secundaria Presión de salida constante	
Tipo de fijación	Con accesorios	
Posición de montaje	Vertical ±5°	
Grado de filtración [µm]	5 (clase 3.7 de pureza del aire en la salida según DIN ISO 8573-1) 40 (clase 5.7 de pureza del aire en la salida según DIN ISO 8573-1)	
Protección del depósito del filtro	Funda de material sintético	
Purga de condensado	Manual con giro Automática	
Seguridad contra accionamiento involuntario	Botón giratorio enclavable Con llave (accesorio)	
Margen de regulación de la presión [bar]	1 ... 12	
Indicación de presión	Con manómetro	

¡ Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1.

Caudal nominal normal qnN [l/min]		
Tamaño	MSB4	MSB6
Grado de filtración	5 µm	700
	40 µm	750
		3 100

Anexo I.12.- Componentes electrónicos del transportador de cadenas

Interruptor termo magnético tres polos un tiro 25 Amp

protección de los circuitos

interruptores automáticos termomagnéticos

C60N

IEC 898: $\boxed{6000}$ A / IEC 947-2: 10kA

curvas B, C y D

referencias



tipo	In (A)	referencia curva	ancho en pasos de 9 mm
1P 1 polo protegido	0,5 -	24067 -	2
	1	24045 24395 24625	
	2	24046 24396 24626	
	3	24047 24397 24627	
	4	24048 24398 24628	
	6	24049 24399 24629	
	10	24050 24401 24630	
	16	24051 24403 24632	
	20	24052 24404 24633	
	25	24053 24405 24634	
	32	24054 24406 24635	
	40	24055 24407 24636	
	50	24056 24408 24637	
	63	24057 24409 24638	

tipo	In (A)	referencia curva	ancho en pasos de 9 mm
2P 2 polos protegidos	0,5 -	24068 -	4
	1	24071 24331 24653	
	2	24072 24332 24654	
	3	24073 24333 24655	
	4	24074 24334 24656	
	6	24075 24335 24657	
	10	24076 24336 24658	
	16	24077 24337 24660	
	20	24078 24338 24661	
	25	24079 24339 24662	
	32	24080 24340 24663	
	40	24081 24341 24664	
	50	24082 24342 24665	
	63	24083 24343 24666	

tipo	In (A)	referencia curva	ancho en pasos de 9 mm
3P 3 polos protegidos	0,5 -	24069 -	6
	1	24084 24344 24667	
	2	24085 24345 24668	
	3	24086 24346 24669	
	4	24087 24347 24670	
	6	24088 24348 24671	
	10	24089 24349 24672	
	16	24090 24350 24674	
	20	24091 24351 24675	
	25	24092 24352 24676	
	32	24093 24353 24677	
	40	24094 24354 24678	
	50	24095 24355 24679	
	63	24096 24356 24680	

tipo	In (A)	referencia curva	ancho en pasos de 9 mm
4P 4 polos protegidos	0,5 -	24070 -	8
	1	24097 24357 24681	
	2	24098 24358 24682	
	3	24099 24359 24683	
	4	24100 24360 24684	
	6	24101 24361 24685	
	10	24102 24362 24686	
	16	24103 24363 24688	
	20	24104 24364 24689	
	25	24105 24365 24690	
	32	24106 24366 24691	
	40	24107 24367 24692	
	50	24108 24368 24693	
	63	24109 24369 24694	

funciones

principales aplicaciones

Mando y protección contra las sobrecargas y cortocircuitos en:
 ■ Instalaciones domésticas.
 ■ Distribución terminal, terciario e industrial.

descripción

características

- Calibre In: 0,5 a 63A.
- Temperatura de referencia: 30 °C (curvas B y C, 40° C curva D).
- Tensión de empleo: 240/440 V CA.
- Tensión de impulso Uimp: 6 kV.
- Poder de corte: según IEC 898.

tipo	tensión (V) CA	PdC (Icn) (A)
1P	230	6000
2,3,4P	400	6000

Según IEC 947-2:

tipo	tensión (V) CA	PdC (Icu) (kA)
1P	230/240	10
2,3,4P	230/240	20
2,3,4P	400/415	10
	440	6

Ics = 75 % de Icu

- Cierre Brusco: Capacidad de los contactos de cerrarse de forma veloz y simultánea sin importar la velocidad de maniobra del operador. Permite resistir mejor la operación frente a corrientes elevadas.
- Seccionamiento de corte plenamente aparente: Una señal de color verde en la maneta de mando del aparato indica la apertura de todos los polos.
- Maniobras (A-C): 20.000.
- Curvas de disparo:
 - Curva B: disparo magnético entre 3 y 5 In.
 - Curva C: disparo magnético entre 5 y 10 In.
 - Curva D: disparo magnético entre 10 y 14 In.
- Tropicalización: ejecución 2 (humedad relativa 95 % a 55 °C).

Peso (gr)

tipo	1P	2P	3P	4P
C60N	110	220	340	450

- Instalación: compatible con toda la gama Multi 9.
- Homologación: producto certificado SEC N° 002/2001-06-RM, según IEC 898.

conexión

- Bornes para cables rígidos de hasta:
 - 25 mm² para calibre ≤ 25A.
 - 35 mm² para calibres 32 a 63 A.

1 Equipamiento riel DIN multi 9

Fuente de poder LOGO POWER 6EP1332-1SH42

Technical specifications		Up to 17 A at 24 Volts				
LOGO!Power						
Input data						
Input voltage V_{in}	Alternating voltage, single-phase					
Rated voltage $V_{in rated}$	100 V AC to 240 V AC (wide-range input)					
Voltage range	85 V AC to 264 V AC					
Mains buffering for $I_{out rated}$	> 40 ms (at 187 V)					
Frequency	50/60 Hz					
Input current; Inrush current (+25 °C)						
5 V	0.36 to 0.22 A; < 15 A	0.71 to 0.37 A; < 30 A	–			
12 V	0.53 to 0.30 A; < 15 A	1.13 to 0.61 A; < 30 A	–			
15 V	0.63 to 0.33 A; < 15 A	1.24 to 0.68 A; < 30 A	–			
24 V	0.70 to 0.35 A; < 15 A	1.22 to 0.66 A; < 30 A	1.95 to 0.97 A; < 30 A			
Recommended circuit-breaker in the network feeder	From 10 A characteristic C resp. from 16 A characteristic B					
Output data						
Output voltage V_{out}	Floating direct voltage					
Rated voltage $V_{out rated}$	5 V / 12 V / 15 V / 24 V DC	5 V / 12 V / 15 V / 24 V DC	24 V DC			
Tolerance	± 3%					
Setting range; residual ripple						
5 V	4.6 to 5.4 V DC; < 100 mV _{pp}	4.6 to 5.4 V DC; < 100 mV _{pp}	–			
12 V	10.5 to 16.1 V DC; < 200 mV _{pp}	10.5 to 16.1 V DC; < 200 mV _{pp}	–			
15 V	10.5 to 16.1 V DC; < 200 mV _{pp}	10.5 to 16.1 V DC; < 200 mV _{pp}	–			
24 V	22.2 to 26.4 V DC; < 200 mV _{pp}	22.2 to 26.4 V DC; < 200 mV _{pp}	22.2 to 26.4 V DC; < 200 mV _{pp}			
Nominal output current $I_{out rated}$						
5 V	3.0 A	6.3 A	–			
12 V	1.9 A	4.5 A	–			
15 V	1.9 A	4.0 A	–			
24 V	1.3 A	2.5 A	4.0 A			
Parallel connection for higher output capability	Yes					
Short-circuit protection	Yes, constant current approx. 1.3 x $I_{out rated}$					
Status indicator	Green LED for output voltage OK					
General specifications						
Safety						
Type of protection	IP 20 (EN 60529)					
Protection class	Class II					
Galvanic isolation	Yes, SELV output voltage (EN 60950, EN 50178)					
EMC						
Emitted interference	Radio interference level Class B (EN 55022)					
Noise immunity	EN 61000-6-2					
Ambient temperature	–20 °C to +55 °C (without condensation)					
Storage and transport temperature	–40 °C to +70 °C					
Installation	Snaps onto standard mounting rail DIN EN 50022-35 x 7.5/15					
Dimensions (W x H x D)	54 mm x 90 mm x 55 mm	72 mm x 90 mm x 55 mm	90 mm x 90 mm x 55 mm			
Weight, approx.	0.17 kg	0.25 kg	0.34 kg			
Ordering data for LOGO!Power power supply						
	$I_{out rated}$	Order No.	$I_{out rated}$	Order No.	$I_{out rated}$	Order No.
LOGO!Power 5 V	3.0 A	6EP1 311-1SH02	6.3 A	6EP1 311-1SH12		
LOGO!Power 12 V	1.9 A	6EP1 321-1SH02	4.5 A	6EP1 322-1SH02		
LOGO!Power 15 V	1.9 A	6EP1 351-1SH02	4.0 A	6EP1 352-1SH02		
LOGO!Power 24 V	1.3 A	6EP1 331-1SH02	2.5 A	6EP1 332-1SH42	4.0 A	6EP1 332-1SH51

CPU SIMATIC S7-200, 6ES7 214-1AD23-0XB0**Technical Specifications**

All S7-200 CPUs and expansion modules conform to the technical specifications listed in Table A-1.

Notice

When a mechanical contact turns on output power to the S7-200 CPU, or any digital expansion module, it sends a "1" signal to the digital outputs for approximately 50 microseconds. You must plan for this, especially if you are using devices which respond to short duration pulses.

Table A-1 Technical Specifications

Environmental Conditions — Transport and Storage	
EN 60068-2-2, Test Bb, Dry heat and EN 60068-2-1, Test Ab, Cold	-40° C to +70° C
EN 60068-2-30, Test Db, Damp heat	25° C to 55° C, 95% humidity
EN 60068-2-14, Test Na, Temperature Shock	-40° C to +70° C dwell time 3 hours, 2 cycles
EN 60068-2-32, Free fall	0.3 m, 5 times, product packaging
Environmental Conditions — Operating	
Ambient Temperature Range (Inlet Air 25 mm below unit)	0° C to 55° C horizontal mounting, 0° C to 45° C vertical mounting 95% non-condensing humidity
Atmospheric pressure	1080 to 795 hPa (Corresponding to an altitude of -1000 to 2000 m)
Concentration of contaminants	SO ₂ : < 0.5 ppm; H ₂ S: < 0.1 ppm; RH < 60% non-condensing
EN 60068-2-14, Test Nb, Temperature change	5° C to 55° C, 3° C/minute
EN 60068-2-27 Mechanical shock	15 G, 11 ms pulse, 6 shocks in each of 3 axis
EN 60068-2-6 Sinusoidal vibration	Panel mount: 0.30 mm from 10 to 57 Hz; 2 G from 57 to 150 Hz DIN rail mount: 0.15 mm from 10 to 57 Hz; 1 G from 57 to 150 Hz 10 sweeps each axis, 1 octave/minute
EN 60529, IP20 Mechanical protection	Protects against finger contact with high voltage as tested by standard probes. External protection is required for dust, dirt, water, and foreign objects of < 12.5 mm in diameter.

Contactor tres polos 3RT1033-1AC20**SIEMENS**

hoja de datos del producto

3RT1033-1AC20



Detalles generales:		
Nombre comercial del producto		SIRIUS
Designación del producto		contactor de potencia
Tamaño del contactor		S2
Clase de protección IP / frontal		IP20
Grado de contaminación		3
Altitud de instalación / en alturas sobre el nivel del mar / máxima	m	2.000
Temperatura ambiente / durante la operación	°C	-25 ... 60
Potencia activa disipada / por cada conductor / típica	W	1,8
Número de referencia del material		
- según DIN EN 61348-2		Q
- según DIN 40719 y ampliado con la norma IEC 204-2 / según IEC 750		K
Ciclos de maniobras mecánicas como tiempo de funcionamiento		
- del contactor / típico		10.000.000
- del contactor con bloque de contactos auxiliares montado / típico		10.000.000
- del contactor con bloque de contactos auxiliares montado para equipo electrónico / típico		6.000.000

Encoder incremental E6B2-CWZ6C

Specifications

■ Ratings/Characteristics

Electrical

Item	E6B2-CWZ3E	E6B2-CWZ6C	E6B2-CWZ1X
Power supply voltage	5 VDC -5% to 12 VDC +10%	5 VDC -5% to 24 VDC +15%	5 VDC±5%
Current consumption (see note 3)	100 mA max.	80 mA max.	160 mA max.
Resolution	10/20/30/40/50/60/100/200/300/360/400/500/600/1,000/1,200/1,500/1,800/2,000 P/R		
Output phases	A, B, and Z (reversible)		A, \bar{A} , B, \bar{B} , Z, \bar{Z}
Output configuration	Voltage	Open collector	Line driver (see note 2)
Output capacity	20 mA max. Residual voltage: 0.4 V max.	30 VDC max. 35 mA max. Residual voltage: 0.4 V max.	AM26LS31 equivalent Output current: High level = $I_o = -20$ mA Low level = $I_s = 20$ mA Output voltage: High level = $V_o = 2.5$ V min. Low level = $V_s = 0.5$ V max.
Max. response frequency (see note 1)	100 kHz		
Phase difference on output	90°±45° between A and B (1/4T±1/8T)		
Rise and fall times of output	1 μ s max. (cord length: 0.5 m; I_{sink} : 10 mA max.)	1 μ s max. (control output voltage: 5 V; load resistance: 1 k Ω ; cord length: 0.5 m)	0.1 μ s max. (cord length: 0.5 m; I_o : -20 mA; I_s : 20 mA)
Insulation resistance	1,000 M Ω min. (at 500 VDC) between carry parts and case		
Dielectric strength	500 VAC, 50/60 Hz for 1 min between carry parts and case		

- Note:**
1. The maximum electrical response revolution is determined by the resolution and maximum response frequency as follows:
Maximum electrical response frequency (rpm) = Maximum response frequency/resolution \times 60
This means that the E6B2 Rotary Encoder will not operate electrically if its revolution exceeds the maximum electrical response revolution.
 2. The line driver output is a data transmission circuit compatible with the RS-422A and long-distance transmission is possible with a twisted-pair cable.
 3. An inrush current of approximately 9 A will flow for approximately 0.3 ms when the power is turned ON.

Mechanical

Item	E6B2-CWZ3E	E6B2-CWZ6C	E6B2-CWZ1X
Shaft loading	Radial: 29.4 N (3 kgf) Thrust: 19.6 N (2 kgf)		
Moment of inertia	1 \times 10 ⁻⁸ kg \cdot m ² (10 gf \cdot cm ²) max.; 3 \times 10 ⁻⁷ kg \cdot m ² (3 gf \cdot cm ²) max. at 600 P/R max.		
Starting torque	980 μ N \cdot m (10 gf \cdot cm) max.		
Max. permissible revolution	6,000 rpm		
Vibration resistance	Destruction: 10 to 500 Hz, 150 m/s ² (15G) or 2-mm double amplitude for 11 min 3 times each in X, Y, and Z directions		
Shock resistance	Destruction: 1,000 m/s ² (100G) 3 times each in X, Y, and Z directions		
Weight	Approx. 100 g max. (cord length: 0.5 m)		

Environmental

Item	E6B2-CWZ3E	E6B2-CWZ6C	E6B2-CWZ1X
Ambient temperature	Operating: -10°C to 70°C (with no icing) Storage: -25°C to 85°C (with no icing)		
Ambient humidity	Operating: 35% to 85% (with no condensation)		
Degree of protection	IEC60529 IP50 (The E6B2 Rotary Encoder is not watertight or oil resistive.)		

Pulsador tipo hongo

Marca: Moeller

Modelo: linea industrial ATEX FAK-R/V/KC11/IY

Características:

EL MEJOR INTERRUPTOR DE SEGURIDAD PARA SU EMPRESA

- Boton tipo hongo de gran calidad
- Empotrado de linea en caja de seguridad
- Accionamiento por pie o mano
- Tension de aplicacion maxima de trabajo 100 kilos
- Tension maxima de accionamiento en corriente alterna 500V
- Intensidad maxima de carga 6 amperes (Con tension de alimentacion a 230vca)
- Tension maxima de accionamiento en corriente directa 220V
- Intensidad maxima de carga 3A (Con tension de alimentacion 24vcd)
- Tamaño estandar europeo de 22mm
- Proteccion IP65

INCLUYE

- Pulsador de hongo marca Moeller
- 2 contactos de accionamiento 1NA+1NC
- Adaptador de fijacion de contactos
- Caja de seguridad IP65

Pulsadores rasantes

Marca: Moeller

Modelo: Linea Industrial ATEX M22-DL-R

Características:

LA MEJOR CALIDAD CON LA MAYOR DURABILIDAD

- Pulsador Off-On
- Tamaño estandar europeo de 22mm
- Con accionamiento mantenido o momentaneo
- Elementos de iluminacion disponibles en VCD y VCA
- Voltajes de iluminacion del selector 12-30vcd y 85-265 vca
- Tension maxima de accionamiento en corriente alterna 500V
- Intensidad maxima de carga 6 amperes (Con tension de alimentacion a 230vca)
- Tension maxima de accionamiento en corriente directa 220V
- Intensidad maxima de carga 3A (Con tension de alimentacion 24vcd)
- Combine hasta 2 contactos NA y NC en su version para caja de pared
- Combine hasta 6 contactos NA y NC en su version para tablero
- Proteccion IP65

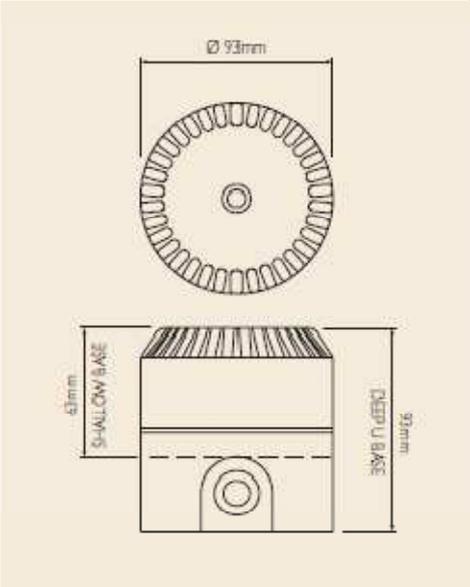
INCLUYE

- Pulsador On-Off Moeller
- Adaptador de fijacion
- Elemento de iluminacion LED
- Caja de pared (Sobre requerimiento)
- 1 o 6 contactos segun necesidad

Pilotos luminosos

	Módulo de luz continua	Módulo de luz intermitente	Tensiones de servicio	LED múltiple	Lámpara de filamento	Módulo de destello
	sin lámpara para zócalo BA15d	sin lámpara para aprox. 1 Hz para zócalo BA15d		zócalo BA15d	zócalo BA15d	con tubos de destellos para aprox. 1 Hz 1 Ws
	Referencia	Referencia		Referencia	Referencia	Referencia
	SL-L-W	SL-BL24-W SL-BL130-W SL-BL230-W	24 V AC/DC 110-130 VAC 230 VAC	SL-LED-W SL-LED230-W SL-LED230-W	SL-L24 SL-L130 SL-L230	SL-FL24-W SL-FL130-W SL-FL230-W
	SL-L-R	SL-BL24-R SL-BL130-R SL-BL230-R	24 V AC/DC 110-130 VAC 230 VAC	SL-LED-R SL-LED230-R SL-LED230-R	SL-L24 SL-L130 SL-L230	SL-FL24-R SL-FL130-R SL-FL230-R
	SL-L-G	SL-BL24-G SL-BL130-G SL-BL230-G	24 V AC/DC 110-130 VAC 230 VAC	SL-LED-G SL-LED230-G SL-LED230-G	SL-L24 SL-L130 SL-L230	
	SL-L-Y	SL-BL24-Y SL-BL130-Y SL-BL230-Y	24 V AC/DC 110-130 VAC 230 VAC	SL-LED-Y SL-LED230-Y SL-LED230-Y	SL-L24 SL-L130 SL-L230	SL-FL24-Y SL-FL130-Y SL-FL230-Y
	SL-L-B	SL-BL24-B SL-BL130-B SL-BL230-B	24 V AC/DC 110-130 VAC 230 VAC	SL-LED-B SL-LED230-B SL-LED230-B	SL-L24 SL-L130 SL-L230	

Elemento sonoro



RoLP MAXI
HIGH PERFORMANCE



Specification

Voltage	9 - 28Vdc (*1)
Current	30mA (tone 3)
Sound output	105dB(A) (tone 3)
Tones	32
Volume control	20dB
Monitoring	Reverse polarity
Temperature	- 25°C to + 70°C
Protection	IP65
Construction	ABS
Weight	Shallow base 0.24Kg Deep & U base 0.25Kg
Colours	Red or white

(*1) 110 to 230Vac with powered base.

The RoLP MAXI is a higher output version of the well known market leading RoLP sounder. The adoption of new smart technology has allowed six key alarm tones to be boosted to 105dB(A), giving a more powerful fire sounder that is CPD compliant, compact and a perfect match for the standard RoLP.

- ENHANCED OUTPUT ON SIX KEY TONES
- COMPATIBLE WITH STANDARD RoLP
- 32 TONES
- AUTOMATIC SYNCHRONISATION
- VOLUME CONTROL
- SECOND TONE FOR TWO STAGE ALARMS
- LOCKABLE BASES

Anexo I.13.- Elementos neumáticos del sistema para la apertura de forros

Cilindro normalizado DNGL-32-160-PPV-A

Cilindros normalizados DNG/DNGL/DNGZK/DNGZS, ISO 15552



Hoja de datos

Función



Diámetro
32 ... 320 mm

Carrera
10 ... 2 000 mm

www.festo.com/es/
Repuestos

Variantes



S2



S3



S6



S8

- Cilindros según la norma ISO 15552 (corresponde a las normas anteriores ISO 6431, DIN ISO 6431, VDMA 24 562, NFE 49 003.1 y UNI 10290)



DIN



Cilindros normalizados
ISO 15552 (ISO 6431 y VDMA 24 562)

1.2

Datos técnicos generales											
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320
Conexión neumática	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G $\frac{1}{2}$	G1	G1
Rosca del vástago	M10x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M16x1,5	M20x1,5	M20x1,5	M27x2	M36x2	M36x2	M42x2	M48x2
Fluido	Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación										
Construcción	Émbolo										
	Vástago										
	Tubo perfilado										
Amortiguación	Regulable en ambos lados										
Carrera de amortiguación [mm]	19	21	23	23	30	30	40	40	50	60	66
Detección de posiciones	Para detectores de proximidad										
Tipo de fijación	Con accesorios										
Posición de montaje	Indistinta										

Condiciones de funcionamiento y del entorno												
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	
Presión de funcionamiento [bar]	12								10			
Temperatura ambiente ¹⁾ [°C]	-20 ... +80											

1) Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores

Fuerzas [N]											
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320
Fuerza teórica con 6 bar en avance	482	753	1 178	1 870	3 015	4 712	7 360	12 064	18 850	29 450	48 250
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso	415	633	990	1 682	2 720	4 418	6 880	11 310	18 096	28 270	46 380

Pieza de fijación SMBS-2

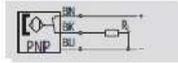
Detectores SMT-C1, montaje en bloque, inductivos



Hoja de datos

Accesorios para actuadores
Detectores para cilindros
10.2

Función (ejemplo)
PNP, contacto n.a., con cable



- Principio de medición inductivo
- Para cilindros normalizados
- CDN...-R con regleta de bornes para detectores



Función	
Forma	Montaje en bloque
Tipo de fijación	Con fijación por apriete
Sentido de la salida de la conexión	Longitudinal
Indicación de estado de conmutación	LED a marfillo

Datos técnicos: PNP, normalmente abierto	
Método de medición	Absoluta
Conexión eléctrica	Cable trifilar
Longitud del cable [m]	5,0
Tensión de funcionamiento [V DC]	10 ... 30
Corriente máxima de salida [mA]	200
Potencia de conmutación máx. DC [W]	6,0
Caída de tensión [V]	< 1,8
Corriente residual [mA]	< 0,1
Tiempo de conexión [ms]	≤ 0,5
Tiempo de desconexión [ms]	≤ 0,5
Histéresis [mm]	≤ 2,0
Resistencia a cortocircuitos	Sí
Protección contra polarización inversa	En todas las conexiones eléctricas
Circuito protector inductivo	Adaptación a bobinas MZ, MY, ME
Resistencia a sobrecarga	Sí
Clase de protección	IP65/IP67
Símbolo CE (consultar declaración de conformidad)	Según directiva de máquinas UE-CEM
Par de apriete [Nm]	1,2
Corresponde a la norma	DIN NE 60 94 7-5-2
Peso del producto [g]	60

Materiales	
Cuerpo	Aluminio Acero de aleación fina, inoxidable Polipropileno Poliuretano
Cubierta del cable	Poliuretano
Materiales	No contiene cobre ni PTFE Sin halógeno

Condiciones de funcionamiento y del entorno		
Tendido de los cables	Fijo	Adaptable
Temperatura ambiente [°C]	-20 ... +70	-20 ... +70
Clase de resistencia a la corrosión ¹⁾	3	

¹⁾ Clase de resistencia a la corrosión 3 según norma de Festo 940 070
Válida para piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes o detergentes, con superficies funcionales

Ventosa ESS-30-SN

Ventosas con rosca de fijación ESS / Ventosas ESV, estándar redondas

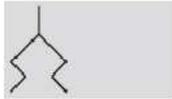


Hoja de datos

ESS-...-S...
ESV-...-S...

Temperatura
-30 ... +200 °C

Función



Diámetro
2 ... 200 mm

Homologado para
alimentos FDA



Datos técnicos generales								
Diámetro de la ventosa [mm]	Elementos de fijación de las ventosas, apropiados para	Rosca de fijación	Diámetro útil de la ventosa [mm]	Fuerza de separación con -0,7 bar [N]	Volumen de la ventosa ³⁾ [cm ³]	Radio mín. R ²⁾ de la pieza [mm]	Peso	
							ESS [g]	ESV [g]
2	Tamaño 1	∅3 ¹⁾	1,4	0,1	0,002	10	0,1	-
4			3,3	0,4	0,008	10	0,1	-
6	Tamaño 2	∅4 ¹⁾	5,2	1,1	0,015	15	0,2	-
8			7,2	2,3	0,030	20	0,2	-
10	Tamaño 3	M4x0,7	8,3	3,9	0,050	30	1,5	-
15			13,5	8,5	0,208	35	1,9	-
20	Tamaño 4	M6x1	17,6	16,3	0,318	60	6,4	1,6
30			18,4	40,8	0,867	110	9	2,7
40			26,5	69,6	1,566	230	16,3	7,4
50			33,3	105,8	2,387	330	22	11,2
60	Tamaño 5	M10x1,5	42,0	166,1	3,953	350	49	22
80			57,8	309,7	19,312	400	133	33
100			75,2	503,6	29,779	460	222	59
150	Tamaño 6	M20x2	114,3	900	173,826	480	719	361
200			151,7	1 610	245,454	680	1 198	840

- 1) Se conecta a la pieza de fijación de la ventosa
- 2) Radio mínimo de la pieza
- 3) Volumen de la ventosa a evacuar

Fuerza transversal F [N] con pu = -0,7 bar; Ra = 7 µm					
Diámetro de la ventosa [mm]	ESS-...-SN	ESS-...-SS	ESS-...-SU	ESS-...-SF	ESS-...-SNA
2	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
6	3,5	2,5	3	1,5	2
8	9,5	3,5	5	3,5	4
10	3,5	4	7	4,5	7,5
15	10,5	6,5	9	10,5	13,5
20	11,5	10,5	23	15,5	14,5
30	19,5	23,5	19	22	20
40	60	25	83	25	49
50	135	84	130	69,5	81,5
60	136	85	151	117,5	-
80	315	104	295	139,5	-
100	600	130	482,5	299	-
150	675	400	1 000	480	-
200	850	425	1 000	500	-

Ventosas 2.1

Tobera aspiradora por vacío VADM-300-N

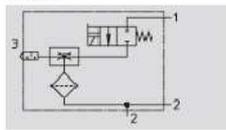
Toberas de aspiración VADM/VADMI

Hoja de datos



Generadores de vacío
Electroneumáticos
1.2

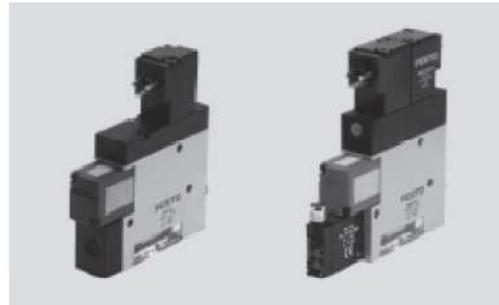
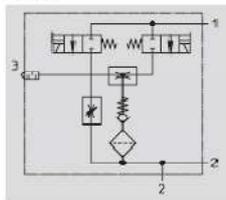
Función
VADM-...



Temperatura
-0 ... +60 °C

Presión de funcionamiento
1,5 ... 8 bar

VADMI-...



Datos técnicos generales						
Díámetro nominal	45	70	95	140	200	300
Construcción	En forma de T					
Fluido	Aire comprimido filtrado sin lubricar; grado de filtración de 40µm					
Posición de montaje	Indistinta					
Característica del expulsor	Alt o vacío					
Tipo de fijación	Indistintamente con rosca interior, con taldro pasante					
Conexión neumática 1/2	M5/M5	M5/G3/8	G3/8/G3/8	G3/8/G3/4	G3/4/G3/8	G3/4/G3/8
Díámetro nominal de la tobera [mm]	0,45	0,7	0,95	1,4	2,0	3,0
Laval						
Presión de funcionamiento [bar]	1,5 ... 8		2 ... 8			
Tiempo de utilización [%]	100					
Consumo [W]	1,4		1,5 servopilotada			
Clase de protección	IP65					

Importante: Este producto cumple con los estándares ISO 1179-1 e ISO 228-1.

Condiciones del entorno						
Díámetro nominal	45	70	95	140	200	300
Temperatura ambiente [°C]	-0 ... +60					
Materiales	Sin cobre ni PTFE ni silicona					
Autorización	c UL us - Recognized (OL)					

Pesos [g]						
Díámetro nominal	45	70	95	140	200	300
VADM-...	60	140	210	290	320	340
VADM-...-P/N	65	145	220	300	330	350
VADMI-...	85	170	240	320	350	370
VADMI-...-P/N/LS-P	90	180	250	330	360	380

Anexo I.14.- Componentes electrónicos del sistema para la apertura de forros

Detector de proximidad SMPO-1-H-B

Accesorios para actuadores
Detectores para cilindros

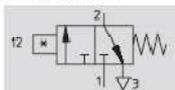
Detector de posición SMPO-1, montaje en bloque, neumático

Hoja de datos

Función

Válvula de 3/2 vías

Cerrada en reposo



- Detector neumático de posiciones
- Principio de medición magnético



Función	
Forma	Montaje en bloque
Tipo de fijación	Con accesorios
Sentido de la salida de la conexión	Longitudinal
Reproducibilidad del valor de conmutación ¹⁾ [mm]	±0,1
Indicación de estado de conmutación	Óptico

1) Válido sólo en el caso de actuadores con antigiro

Datos técnicos	
Funcionamiento del elemento de maniobra	Válvula de 3/2 vías, cerrada en reposo
Fluido	Aire comprimido filtrado, sin lubricación
Presión de funcionamiento [bar]	2 ... 6
Tiempo de conexión [ms]	12
Tiempo de desconexión [ms]	30
Conexión neumática	Boquilla PK-3
Clase de protección	IP65
Símbolo CE (consultar declaración de conformidad)	No procede
Peso del producto [g]	14

Materiales	
Cuerpo	Poliamida
Boquilla	Latón
Materiales	No contiene cobre ni PTFE

Condiciones de funcionamiento y del entorno	
Temperatura ambiente [°C]	-15 ... +60
Clase de resistencia a la corrosión ¹⁾	1

1) Clase de resistencia a la corrosión 1 según norma de Festo 940 070
Válida para piezas expuestas a peligro de corrosión. Protección para transporte y almacenamiento. Piezas con superficie sin fines decorativos, por ejemplo, por encontrarse en el interior o detrás de tapas o recubrimientos

DISEÑO DE SISTEMA EMPACADOR DE LÁMPARAS INCANDESCENTES

Junta iluminada MEB-LD-12-24DC

Juntas iluminadas

Hoja de datos



Referencias				
	Tensión de funcionamiento		Nº de artículo	Tipo
	[V DC]	[V AC]		
Junta iluminada para bobinas F				
	12 ... 24	–	19 143	MF-LD-12-24DC
	230 ±10%	230 ±10%	19 144	MF-LD-230AC
Junta iluminada para bobinas D y N1				
	12 ... 24	–	19 145	MC-LD-12-24DC
	230 ±10%	230 ±10%	19 146	MC-LD-230AC
Junta iluminada para bobinas V				
	12 ... 24	–	35 558	MV-LD-12-24DC
	230 ±10%	230 ±10%	151 716	MV-LD-230AC
Junta iluminada para bobinas E				
	12 ... 24	–	19 141	ME-LD-12-24DC
Junta iluminada para bobinas EB				
	12 ... 24	–	151 717	MEB-LD-12-24DC
	230 ±10%	230 ±10%	151 718	MEB-LD-230AC

Accesorios para válvulas
Juntas luminosas

7.4

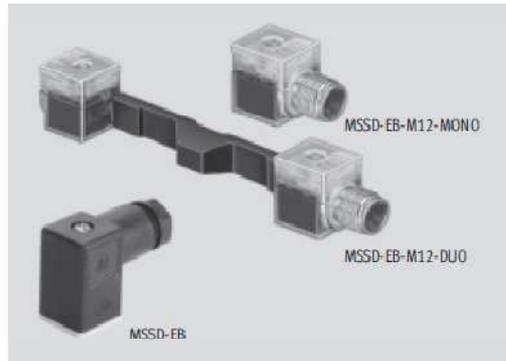
Conector MSSD-EB

Conexiones eléctricas para conexión individual

Hoja de datos: MSSD-EB



- Conector tipo zócalo para válvulas individuales (para terminal de válvulas tipo 14)
- Confección libre con cables de cualquier longitud o conector M12 para cable pre confeccionado
- Conector tipo zócalo de dos contactos
- MSSD-EB-M12: con diodo luminoso



Accesorios para terminales de válvulas
Tecnología para conexiones eléctricas

5.1

Datos técnicos generales			
Tipo	MSSD-EB	MSSD-EB-M12	MSSD-EB-M12-MONO/MSSD-EB-M12-DUO
Tipo de fijación	Tornillo central M2,5	Tornillo central M2,5	Tornillo central M2,5
Posición de montaje	Indistinta	Indistinta	Indistinta
Tensión de funcionamiento	[V] 250 AC	250 AC	-
	[V] 300 DC	300 DC	24 DC
Carga de corriente	[A] 6	6	2x0,12
Racor de cables	Pg7	M12	-
Diámetro del cable	[mm] 7,5	4 ... 6	-
Sección máx. de los hilos	[mm ²] 0,75	1,5	-
Clase de protección según NE 60 5 29	IP65 (montada)	IP65 (montada)	IP65 (montada)
Información sobre los materiales: funda del cable	Poliamida	Poliamida	Poliamida
Información sobre los materiales: contactos	Latón	Latón, niquelado	Latón
Información sobre los materiales	-	-	Cloruro de polivinilo
Temperatura ambiente	[°C] -45 ... +90	-40 ... +125	-10 ... +50

Referencias					
	Indicación del estado de la señal LED	Conexiones eléctricas	Peso del producto [g]	Tipo	Nº de artículo
	-	Conector acodado tipo zócalo, de 3 contactos	11	MSSD-EB	151 687
				MSSD-EB-M12	539 712
	■	Conector acodado tipo zócalo, de 2 contactos; conector recto tipo clavija, M12 de 2 contactos	22	MSSD-EB-M12-MONO	188 024
	■	2 conectores acodados tipo zócalo, 2 contactos; conector recto tipo clavija, M12 de 3 contactos	36	MSSD-EB-M12-DUO	188 025

Anexo I.15.- Elementos neumáticos del sistema de inserción de lámparas

Cilindro neumático HMP-20-250-B-SL-266-KP-AD-A1

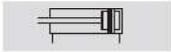
Unidades de manipulación

Módulos lineales

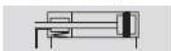


Módulos lineales HMP
Hoja de datos

Función
Versión estándar



Con unidad de sujeción



Diámetro de émbolo
16 ... 32 mm

Carrera
50 ... 400 mm

www.festo.com/es/
Repuestos



Datos técnicos generales						
Diámetro del émbolo		16	20	25	32	
Sistema de accionamiento		Yugo				
Funcionamiento		Doble efecto				
Antigiro		Guía				
Tipo de conexión		Rosca interior				
Conexión neumática del módulo lineal		M5	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$	
Conexión neumática del módulo de posiciones intermedias		M3				
Posición de montaje		Indistinta				
Carrera útil	[mm]	16 ... 320	24 ... 400	24 ... 400	40 ... 400	
Detección de posiciones		Para detectores de proximidad				
Precisión máx. de repetición ¹⁾	[mm]	0,01				
Velocidad máxima	en avance	[m/s]	0,8	1,1	1,1	1,2
	en retroceso	[m/s]	0,8	1,1	1,1	1,1
Tiempo de giro de la palanca del módulo de posiciones intermedias	en avance	[s]	0,04	0,04	0,04	0,072
	en retroceso	[s]	0,04	0,036	0,034	0,065

1) Desviación de la posición final y de las posiciones intermedias bajo condiciones de funcionamiento constantes y 100 movimientos seguidos

Condiciones de funcionamiento y del entorno					
Diámetro del émbolo		16	20	25	32
Presión de funcionamiento	[bar]	4 ... 8			
Fluido		Aire comprimido seco, lubricado o sin lubricar			
Temperatura ambiente ¹⁾	[°C]	0 ... +60			
Clase de protección según NE 60 529		IP 40			
Nivel de ruido F _{Leq}	[dB (A)]	62	65	68	69
Clase de resistencia a la corrosión ²⁾		2			

1) Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores

2) Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070

Válida para piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas, estándares en contacto directo con sustancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas.

Fuerzas [N]					
Diámetro del émbolo		16	20	25	32
Fuerza teórica con 6 bar en avance ¹⁾		121	188	295	483
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso ¹⁾		104	158	247	415

1) Valores teóricos. Tener en cuenta: Rendimiento aprox. 90 %

Anexo I.16.- Componentes electrónicos del sistema de inserción de lámparas

Detector de proximidad SME-8-K-7,5-LED-24

Sensores de proximidad SME-8M, para ranura en T

Hoja de datos: Reed magnético

FESTO

Datos técnicos			
Tipo de fijación	Atornillado en la ranura desde la parte superior, a ras con el perfil del cilindro		
Conexión eléctrica	Cable trifilar	Cable con conector tipo clavija, rosca giratoria	Cable bifilar
		M5x0,5, 3 contactos	M8x1, 3 contactos
Longitud del cable [m]	0,2 ... 10		
Propiedades del cable ¹⁾	Estándar		
	Para cadenas de arrastre		
	Para robots		
Condiciones de control para cables estándar	Cadena de arrastre: 5 millones de ciclos, radio de flexión de 75 mm		
	Resistencia a flexiones alternas: Según norma Festo. Envío de las condiciones de las pruebas bajo demanda		
Condiciones de las pruebas para el uso en cadenas de arrastre	Cadena de arrastre: 5 millones de ciclos, radio de flexión de 28 mm		
	Resistencia a flexiones alternas: Según norma Festo. Envío de las condiciones de las pruebas bajo demanda		
Condiciones de las pruebas para el uso en robots	Cadena de arrastre: 5 millones de ciclos, radio de flexión de 28 mm		
	Resistencia a la torsión: > 300 000 ciclos, ±270°/0,1 m		
	Resistencia a flexiones alternas: Según norma Festo. Envío de las condiciones de las pruebas bajo demanda		
Tensión de funcionamiento en DC [V]	5 ... 30		
Tensión de funcionamiento en AC [V]	5 ... 30		
Corriente de salida máxima [mA]	500		80
Corriente máxima de salida con sensor montado en los conjuntos de fijación [mA]	80		
Potencia de conmutación máx. DC [W]	10,0		2,4
Potencia de conmutación máx. AC [VA]	10,0		2,4
Potencia máx. de conmutación DC con sensor montado en los conjuntos de fijación [W]	2,4		
Potencia máx. de conmutación AC con sensor montado en los conjuntos de fijación [VA]	2,4		
Resistencia a cortocircuitos	No		
Resistencia a sobrecarga	No		
Protección contra polarización inversa	No		
Clase de protección	IP65, IP68		

1) Selección de la opción correspondiente → Conjunto modular de productos 18

Condiciones de funcionamiento y del entorno	
Temperatura ambiente [°C]	-20 ... +70
Temperatura ambiente con cableado móvil [°C]	-5 ... +70
Símbolo CE (consultar declaración de conformidad)	Según directiva UE de máquinas CEM
Certificación	c UL us - Listed (OL) C-Tick

Materiales	
Cuerpo	Poliamida, poliuretano, acero de aleación fina, inoxidable
Cubierta del cable	Poliuretano

	Salida digital	Conexión eléctrica			Longitud del cable [m]	Nº art.	Tipo
		Cable	Cable con conector tipo clavija, rosca giratoria				
			M5x0,5	M8x1			
	Contacto normalmente abierto	Con contacto bipolar	Trifilar	-	-	2,5	543 862 SME-8M-DS-24V-K-2,5-0E
						5,0	543 863 SME-8M-DS-24V-K-5,0-0E
						7,5	543 876 SME-8M-DS-24V-K-7,5-0E
			-	3 contactos	-	0,3	543 864 SME-8M-DS-24V-K-0,3-M5D
			-	-	3 contactos		543 861 SME-8M-DS-24V-K-0,3-M8D
			Bifilar	-	-	2,5	543 872 SME-8M-ZS-24V-K-2,5-0E

**ANEXO J.- CÓDIGO DE PROGRAMA PARA EL ANÁLISIS POR
FLEXIÓN DE EJES POR MEF**

Anexo J.1.- Eje motriz del transportador de ligas

```

!ANÁLISIS NUMÉRICO EN EL PLANO X DEL EJE MOTRIZ PARA TRANSPORTADOR DE LIAGAS
!
/PREP7
/COM, STRUCTURAL
ET,1,BEAM3
R,1,197.93,3117.63,15.875
MP,NUXY,1,0.27
MP,EX,1,207E3

N,1,0,0,0
N,2,33.5,0,0
N,3,57.75,0,0
N,4,119.75,0,0
N,5,144,0,0

E,1,2
E,2,3
E,3,4
E,4,5

/PNUM,ELEM,1
EPLOT
/SOLU
D,2,ALL,0
D,5,ALL,0

FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,1
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.0235
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,2
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.0170
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,3
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.0435
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,4
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.0170

F,1,FY,-63
F,3,FY,-145
F,4,FY,-145

SOLVE
FINISH
/POST1
PLDISP,1
PRNSOL,U,COMP
PRRSOL
PLDISP,1
PRNSOL,U,X
PRNSOL,U,Y

SAVE
FINISH

!ANÁLISIS NUMÉRICO EN EL PLANO Y DEL EJE MOTRIZ PARA TRANSPORTADOR DE LIAGAS
!
/PREP7
/COM, STRUCTURAL
ET,1,BEAM3
R,1,197.93,3117.63,15.875
MP,NUXY,1,0.27
MP,EX,1,207E3

N,1,0,0,0
N,2,33.5,0,0
N,3,57.75,0,0
N,4,119.75,0,0
N,5,144,0,0

E,1,2
E,2,3
E,3,4
E,4,5

/PNUM,ELEM,1
EPLOT
/SOLU
D,2,ALL,0
D,5,ALL,0

FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,1
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.0235
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,2
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.0170
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,3
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.0435
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,4
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.0170

F,1,FY,-172
F,3,FY,-161
F,4,FY,-161

SOLVE
FINISH
/POST1
PLDISP,1
PRNSOL,U,COMP
PRRSOL
PLDISP,1
PRNSOL,U,X
PRNSOL,U,Y

SAVE
FINISH

```

Anexo J.2.- Eje motriz del transportador de cadenas

```

!ANÁLISIS NUMÉRICO EN EL PLANO X DEL EJE MOTRIZ PARA TRANSPORTADOR DE CADENAS
!
/PREP7
/COM, STRUCTURAL
ET,1, BEAM3
R,1,2565.2,523642.4,57.15
MP,NUXY,1,0.27
MP,EX,1,207E3
!TIPO DE ELEMENTO A UTILIZAR
!CONSTANTES REALES DEL MATERIAL
!MÓDULO DE ELASTICIDAD Y RELACIÓN DE POISSON COMÚN PARA TODOS LOS ACEROS AL CARBÓN
!SEGÚN DESIGNACIÓN AISI

N,1,0,0,0
N,2,91,0,0
N,3,140,0,0
N,4,252,0,0
N,5,301,0,0
N,6,392,0,0
N,7,400,0,0
!CREACIÓN DE NODOS

E,1,2
E,2,3
E,3,4
E,4,5
E,5,6
E,6,7
!CREACIÓN DE ELEMENTOS

/PNUM,ELEM,1
EPLT
/SOLU
D,2,ALL,0
D,5,ALL,0
!APOYOS DEL EJE

FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,1
SFBEAM,P51X,1,PRES,1.82
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,2
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.98
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,3
SFBEAM,P51X,1,PRES,2.24
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,4
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.98
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,5
SFBEAM,P51X,1,PRES,1.82
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,6
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.16
!CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA SOBRE CADA ELEMENTO DE EJE DEBIDO AL PESO DEL MISMO

F,1,FY,11677
F,3,FY,-3114
F,4,FY,-3114
F,6,FY,-1913
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR EL ENGRANE RECTO
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA DOBLE DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA DOBLE DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA DE 36 DIENTES

SOLVE
FINISH
/POST1
PLDISP,1
PRNSOL,U,COMP
PRRSOL
PLDISP,1
PRNSOL,U,X
PRNSOL,U,Y

SAVE
FINISH

```

```

!ANÁLISIS NUMÉRICO EN EL PLANO Y DEL EJE MOTRIZ PARA TRANSPORTADOR DE CADENAS
!
/PREP7
/COM, STRUCTURAL
ET,1,BEAM3
R,1,2565,2,523642.4,57.15
MP,NUXY,1,0.27
MP,EX,1,207E3

N,1,0,0,0
N,2,91,0,0
N,3,140,0,0
N,4,252,0,0
N,5,301,0,0
N,6,392,0,0
N,7,400,0,0

E,1,2
E,2,3
E,3,4
E,4,5
E,5,6
E,6,7

/PNUM,ELEM,1
EPL0T
/SOLU
D,2,ALL,0
D,5,ALL,0

FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,1
SFBEAM,P51X,1,PRES,1.82
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,2
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.98
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,3
SFBEAM,P51X,1,PRES,2.24
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,4
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.98
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,5
SFBEAM,P51X,1,PRES,1.82
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,6
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.16

F,1,FY,4248
F,3,FY,0
F,4,FY,0
F,6,FY,0

SOLVE
FINISH
/POST1
PLDISP,1
PRNSOL,U,COMP
PRRSOL
PLDISP,1
PRNSOL,U,X
PRNSOL,U,Y

SAVE
FINISH

```

!TIPO DE ELEMENTO A UTILIZAR
!CONSTANTES REALES DEL MATERIAL
!MÓDULO DE ELASTICIDAD Y RELACIÓN DE POISSON COMÚN PARA TODOS LOS ACEROS AL CARBÓN
!SEGÚN DESIGNACIÓN AISI

!CREACIÓN DE NODOS

!CREACIÓN DE ELEMENTOS

!APOYOS DEL EJE

!CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA SOBRE CADA ELEMENTO DE EJE DEBIDO AL PESO DEL MISMO

!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR EL ENGRANE RECTO
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA DOBLE DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA DOBLE DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA DE 36 DIENTES

Anexo J.3.- Eje conducido uno del transportador de cadenas

```

!ANÁLISIS NUMÉRICO EN EL PLANO X DEL EJE CONDUcido UNO PARA TRANSPORTADOR DE CADENAS
!
/PREP7
/COM, STRUCTURAL
ET,1,BEAM3
R,1,1140,103436,38.1
MP,NUXY,1,0.27
MP,EX,1,207E3
!TIPO DE ELEMENTO A UTILIZAR
!CONSTANTES REALES DEL MATERIAL
!MÓDULO DE ELASTICIDAD Y RELACION DE POISSON COMÚN PARA TODOS LOS ACEROS AL CARBÓN
!SEGÚN DESIGNACIÓN AISI

N,1,0,0,0
N,2,107.2,0,0
N,3,138,0,0
N,4,245.2,0,0
N,5,286.5,0,0
N,6,314,0,0
N,7,372.3,0,0
N,8,400,0,0
!CREACIÓN DE NODOS

E,1,2
E,2,3
E,3,4
E,4,5
E,5,6
E,6,7
E,7,8
!CREACIÓN DE ELEMENTOS

/PNUM,ELEM,1
EPL0T
/SOLU
D,1,ALL,0
D,4,ALL,0
!APOYOS DEL EJE

FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,1
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.972
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,2
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.279
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,3
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.972
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,4
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.374
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,5
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.249
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,6
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.529
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,7
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.251
!CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA SOBRE CADA ELEMENTO DE EJE DEBIDO AL PESO DEL MISMO

F,2,FY,-3114
F,3,FY,-3114
F,5,FY,-1557
F,6,FY,-1557
F,7,FY,-1557
F,8,FY,-1557
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA DOBLE DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA DOBLE DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA SIN MAMELÓN DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA SIN MAMELÓN DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA SIN MAMELÓN DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA SIN MAMELÓN DE 36 DIENTES

SOLVE
FINISH
/POST1
PLDISP,1
PRNSOL,U,COMP
PRRSOL
PLDISP,1
PRNSOL,U,X
PRNSOL,U,Y

SAVE
FINISH

```

Anexo J.4.- Eje conducido dos del transportador de cadenas

```

!ANÁLISIS NUMÉRICO EN EL PLANO X DEL EJE CONducIDO DOS PARA TRANSPORTADOR DE CADENAS
!
/PREP7
/COM, STRUCTURAL
ET,1, BEAM3
R,1,1140,103436,38.1
MP,NUXY,1,0.27
MP,EX,1,207E3

N,1,0,0,0
N,2,229.2,0,0
N,3,270.55,0,0
N,4,298.05,0,0
N,5,356.35,0,0
N,6,383.85,0,0
N,7,411,0,0

E,1,2
E,2,3
E,3,4
E,4,5
E,5,6
E,6,7

/PNUM,ELEM,1
EPL0T
/SOLU
D,1,ALL,0
D,2,ALL,0

FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,1
SFBEAM,P51X,1,PRES,2.075
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,2
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.374
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,3
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.249
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,4
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.527
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,5
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.249
FLST,2,1,2,ORDE,1

F,3,FY,-1557
F,4,FY,-1557
F,5,FY,-1557
F,6,FY,-1557

SOLVE
FINISH
/POST1
PLDISP,1
PRNSOL,U,COMP
PRRSOL
PLDISP,1
PRNSOL,U,X
PRNSOL,U,Y

SAVE
FINISH

```

!TIPO DE ELEMENTO A UTILIZAR
!CONSTANTES REALES DEL MATERIAL
!MÓDULO DE ELASTICIDAD Y RELACIÓN DE POISSON COMÚN PARA TODOS LOS ACEROS AL CARBÓN
!SEGÚN DESIGNACIÓN AISI

!CREACIÓN DE NODOS

!CREACIÓN DE ELEMENTOS

!APOYOS DEL EJE

!CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA SOBRE CADA ELEMENTO DE EJE DEBIDO AL PESO DEL MISMO

!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA SIN MAMELÓN DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA SIN MAMELÓN DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA SIN MAMELÓN DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA SIN MAMELÓN DE 36 DIENTES

Anexo J.5.- Eje conducido tres del transportador de cadenas

```

!ANÁLISIS NUMÉRICO EN EL PLANO X DEL EJE CONDUcido TRES PARA TRANSPORTADOR DE CADENAS
!
/PREP7
/COM, STRUCTURAL
ET,1,BEAM3
R,1,1140,103436,38.1
MP,NUXY,1,0.27
MP,EX,1,207E3
!TIPO DE ELEMENTO A UTILIZAR
!CONSTANTES REALES DEL MATERIAL
!MÓDULO DE ELASTICIDAD Y RELACIÓN DE POISSON COMÚN PARA TODOS LOS ACEROS AL CARBÓN
!SEGÚN DESIGNACIÓN AISI

N,1,0,0,0
N,2,24.6,0,0
N,3,253.8,0,0
N,4,287.15,0,0
N,5,419.65,0,0
N,6,425,0,0
!CREACIÓN DE NODOS

E,1,2
E,2,3
E,3,4
E,4,5
E,5,6
!CREACIÓN DE ELEMENTOS

/PNUM,ELEM,1
EPLOT
/SOLU
D,1,ALL,0
D,2,ALL,0
!APOYOS DEL EJE

FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,1
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.243
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,2
SFBEAM,P51X,1,PRES,2.265
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,3
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.329
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,4
SFBEAM,P51X,1,PRES,1.309
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,5
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.052
!CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA SOBRE CADA ELEMENTO DE EJE DEBIDO AL PESO DEL MISMO

F,4,FY,-1914
F,5,FY,0
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA CON MAMELÓN DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA CON MAMELÓN DE 36 DIENTES

SOLVE
FINISH
/POST1
PLDISP,1
PRNSOL,U,COMP
PRRSOL
PLDISP,1
PRNSOL,U,X
PRNSOL,U,Y

SAVE
FINISH

```

```

!ANÁLISIS NUMÉRICO EN EL PLANO Y DEL EJE CONDUCTIDO TRES PARA TRANSPORTADOR DE CADENAS
!
/PREP7
/COM, STRUCTURAL
ET,1, BEAM3
R,1,1140,103436,38.1
MP,NUXY,1,0,27
MP,EX,1,207E3
!TIPO DE ELEMENTO A UTILIZAR
!CONSTANTES REALES DEL MATERIAL
!MÓDULO DE ELASTICIDAD Y RELACIÓN DE POISSON COMÚN PARA TODOS LOS ACEROS AL CARBÓN
!SEGÚN DESIGNACIÓN AISI

N,1,0,0,0
N,2,24,6,0,0
N,3,253,8,0,0
N,4,287,15,0,0
N,5,419,65,0,0
N,6,425,0,0
!CREACIÓN DE NODOS

E,1,2
E,2,3
E,3,4
E,4,5
E,5,6
!CREACIÓN DE ELEMENTOS

/PNUM,ELEM,1
EPLOT
/SOLU
D,1,ALL,0
D,2,ALL,0
!APOYOS DEL EJE

FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,1
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.243
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,2
SFBEAM,P51X,1,PRES,2.265
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,3
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.329
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,4
SFBEAM,P51X,1,PRES,1.309
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,5
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.052
!CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA SOBRE CADA ELEMENTO DE EJE DEBIDO AL PESO DEL MISMO

F,4,FY,0
F,5,FY,1914
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA CON MAMELÓN DE 36 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA CON MAMELÓN DE 36 DIENTES

SOLVE
FINISH
/POST1
PLDISP,1
PRNSOL,U,COMP
PRRSOL
PLDISP,1
PRNSOL,U,X
PRNSOL,U,Y

SAVE
FINISH

```

Anexo J.6.- Eje conducido cuatro de los discos dosificadores

```

!ANÁLISIS NUMÉRICO EN EL PLANO X DEL EJE CONducIDO CUATRO PARA TRANSPORTADOR DE CADENAS
!
/PREP7
/COM, STRUCTURAL
ET,1, BEAM3
R,1,1140,103436,38.1
MP,NUXY,1,0.27
MP,EX,1,207E3
!TIPO DE ELEMENTO A UTILIZAR
!CONSTANTES REALES DEL MATERIAL
!MÓDULO DE ELASTICIDAD Y RELACIÓN DE POISSON COMÚN PARA TODOS LOS ACEROS AL CARBÓN
!SEGÚN DESIGNACIÓN AISI

N,1,0,0,0
N,2,40,0,0
N,3,115,0,0
N,4,155.5,0,0
N,5,286,0,0
N,6,319.75,0,0
N,7,345,0,0
!CREACIÓN DE NODOS

E,1,2
E,2,3
E,3,4
E,4,5
E,5,6
E,6,7
!CREACIÓN DE ELEMENTOS

/PNUM,ELEM,1
EPL0T
/SOLU
D,3,ALL,0
D,5,ALL,0
!APOYOS DEL EJE

FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,1
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.405
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,2
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.760
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,3
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.410
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,4
SFBEAM,P51X,1,PRES,1.323
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,5
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.342
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,6
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.256
!CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA SOBRE CADA ELEMENTO DE EJE DEBIDO AL PESO DEL MISMO

F,2,FY,0
F,4,FY,-4315
F,5,FX,-1112
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA MASA DEL DISCO DOSIFICADOR VERTICAL
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR EL ENGRANE CÓNICO RECTO
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA CON MAMELÓN DE 48 DIENTES

SOLVE
FINISH
/POST1
PLDISP,1
PRNSOL,U,COMP
PRRSOL
PLDISP,1
PRNSOL,U,X
PRNSOL,U,Y

SAVE
FINISH

```

```

!ANÁLISIS NUMÉRICO EN EL PLANO Y DEL EJE CONDUcido CUATRO PARA TRANSPORTADOR DE CADENAS
!
/PREP7
/COM, STRUCTURAL
ET,1,BEAM3
R,1,1140,103436,38.1
MP,MUXX,1,0.27
MP,EX,1,207E3
!TIPO DE ELEMENTO A UTILIZAR
!CONSTANTES REALES DEL MATERIAL
!MÓDULO DE ELASTICIDAD Y RELACIÓN DE POISSON COMÚN PARA TODOS LOS ACEROS AL CARBÓN
!SEGÚN DESIGNACIÓN AISI

N,1,0,0,0
N,2,40,0,0
N,3,115,0,0
N,4,155.5,0,0
N,5,286,0,0
N,6,319.75,0,0
N,7,345,0,0
!CREACIÓN DE NODOS

E,1,2
E,2,3
E,3,4
E,4,5
E,5,6
E,6,7
!CREACIÓN DE ELEMENTOS

/PNUM,ELEM,1
EPL0T
/SOLU
D,3,ALL,0
D,5,ALL,0
!APOYOS DEL EJE

FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,1
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.405
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,2
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.760
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,3
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.410
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,4
SFBEAM,P51X,1,PRES,1.323
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,5
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.342
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,6
SFBEAM,P51X,1,PRES,0.256
!CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA SOBRE CADA ELEMENTO DE EJE DEBIDO AL PESO DEL MISMO

F,2,FY,-67
F,4,FY,-1112
F,5,FX,0
F,6,FY,-1915
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA MASA DEL DISCO DOSIFICADOR VERTICAL
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR EL ENGRANE CÓNICO RECTO
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR LA RUEDA DENTADA SECILLA CON MAMELÓN DE 48 DIENTES
!FUERZA PUNTUAL EJERCIDA POR EL ENGRANE CÓNICO RECTO

SOLVE
FINISH
/POST1
PLDISP,1
PRNSOL,U,COMP
PRRSOL
PLDISP,1
PRNSOL,U,X
PRNSOL,U,Y

SAVE
FINISH

```

Anexo J.7.- Estructura de soporte del transportador de cadenas

```

!ANÁLISIS NUMÉRICO ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA EL TRANSPORTADOR DE CADENAS
!
/PREP7
ET,1,BEAM4
R,1,1.59,0.766,0.766,.25,.25
MP,NUXY,1,0.27
MP,EX,1,30E6
!COMENZANDO LA ETAPA DEL PREPROCESO
!TIPO DE ELEMENTO A UTILIZAR
!PROPIEDADES DEL TUBO ESTRUCTURAL DE ACERO CUADRADO, TAMAÑO 2X2X1/4 PULG
!PROPIEDAD COMÚN DE TODOS LOS ACEROS AL CARBOÓN Y ALEADOS SEGÚN DESIGNACIÓN AISI

N,1,0,0,0
N,2,0,0,15.25
N,3,0,0,29.5
N,4,43,0,29.5
N,5,43,0,15.25
N,6,43,0,0
N,7,0,49,0
N,8,0,49,15.25
N,9,0,49,29.5
N,10,43,49,29.5
N,11,43,49,15.25
N,12,43,49,0
N,13,0,98,0
N,14,0,98,15.25
N,15,0,98,29.5
N,16,43,98,29.5
N,17,43,98,15.25
N,18,43,98,0
!COORDENADAS DE LOS NODOS QUE DEFINEN EL TAMAÑO DE LA ESTRUCTURA

E,1,2
E,2,3
E,3,4
E,4,5
E,5,6
E,7,8
E,8,9
E,9,10
E,10,11
E,11,12
E,13,14
E,14,15
E,15,16
E,16,17
E,17,18
E,2,5
E,8,11
E,14,17
E,2,8
E,8,14
E,5,11
E,11,17
E,3,9
E,9,15
E,4,10
E,10,16
!ELEMENTOS QUE DEFINEN LAS COLUMNAS Y TRAVESAÑOS DE LA ESTRUCTURA

/PNUM,ELEM,1
EPL0T
/SOLU
D,1,ALL,0
D,6,ALL,0
D,7,ALL,0
D,12,ALL,0
D,13,ALL,0
D,18,ALL,0
!ELEMENTOS QUE ESTARÁN ANCALDOS AL PISO

FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,3
SFBEAM,P51X,1,PRES,1535
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,8
SFBEAM,P51X,1,PRES,1535
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,13
SFBEAM,P51X,1,PRES,1535
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,23
SFBEAM,P51X,1,PRES,1535
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,24
SFBEAM,P51X,1,PRES,1535
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,25
SFBEAM,P51X,1,PRES,1535
FLST,2,1,2,ORDE,1
FITEM,2,26
SFBEAM,P51X,1,PRES,1535
!EL PESO ESTIMADO DEL TRANSPORTADOR DE CADENAS Y DE LA PLACA BASE ES DE 1,535 lb.
!SE IDEALIZARÁ QUE ESTE PESO ACTUARÁ EN TODO EL ÁREA DE LOS TRAVESAÑOS SUPERIORES.

SOLVE
FINISH
/POST1
PLDISP,1
PRNSOL,U,COMP
PRRSOL
ETABLE,ESFUERZO,SMISC,1
ETABLE,DEFORMACION,LS,1
PLDISP,1
PRNSOL,U,X
PRNSOL,U,Y
PRNSOL,U,Z
PLNSOL,U,Z,1,1.0
SAVE
FINISH
!LA DEFORMACIÓN MÁXIMA ESTIMADA OBTENIDA ESTA EN EL PLANO Z (COMO SE ESPERABA) CON UN
!VALOR DE 0.07 PULG LO CUAL ES ACEPTABLE

```

Referencias

CATÁLOGO GENERAL DE LUZ 2005/2006 OSRAM

MARTIN SPROCKET & GEAR, INC, CATÁLOGO 1090

ANSYS VERSIÓN 11.0 ELEMENT FINITE SOFTWARE

AUTODESK INVENTRO 2011 STRESS ANALYSIS

MDSOLIDS VERSION 3.5.0, EDUCATIONAL SOFTWARE FOR MECHANICS OF MATERIALS,
TIMOTHY A. PHILPOT.

ANSYS 11.0 FOR DESIGNERS, SHAM TICKOO & VIVEK SINGH, EDIT. CAD/CIM
TECHNOLOGIES.

DISTRIBUIDORA METÁLICA, CATÁLOGO ACEROS, SECCIÓN ACEROS GRADO MAQUINARIA

CATÁLOGO D85, DODGE ENGINEERING

FÍSICA PARA LA CIENCIA Y LA TECNOLOGÍA, PAUL A. TIPLER, CUARTA EDICIÓN, EDIT.
REVERTÉ

DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINA, ROBERT L. MOTT, CUARTA AEDICIÓN, EDIT.
PEARSON

CATÁLOGO EN LÍNEA MERLIN GERIN 202;
http://issuu.com/alvarezdeluca/docs/merlin_gerin_2002

CATÁLOGO FESTO AG & Co, KG, MARKETING INSTRUMENTS & PRODUCT DATA SERVICE,
PROGRAMVERSION 3.2007.618 BUILD 1

CATÁLOGO EN LÍNEA SIEMENS;
<https://eb.automation.siemens.com/goos/catalog/Pages/SearchResult.aspx?search=3RT1017&exact=n>

CATÁLOGO EN LÍNEA SERVICIO DE MATERIALES ELÉCTRICOS;
<http://www.smelectricos.com/ver.php?modelo=265>

CATÁLOGO EN LÍNEA SKF;
http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=1_1_14

DISEÑO DE MÁQUINA SOLDADORA, AUTOR GUILLERMO URRIOLAGOITA CALDERÓN