

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN
UNIDAD PROFESIONAL ADOLFO LÓPEZ MATEOS

**“DISEÑO DE DETALLE,
INSTRUMENTACIÓN Y EXPERIMENTACIÓN
DE SISTEMA CHUMACERA
HÍBRIDA”**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS
CON ESPECIALIDAD EN
INGENIERÍA MECÁNICA

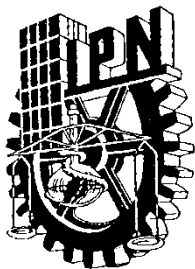
PRESENTA:

ING. JOSÉ LUIS PACHECO LARA

**DIRECTOR DE TESIS:
DR. JULIO CÉSAR GÓMEZ MANCILLA**

MÉXICO, D. F.

2011

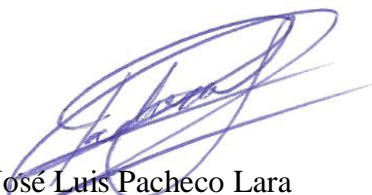


INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México, Distrito Federal el día 21 del mes Junio del año 2011, el (la) que suscribe José Luis Pacheco Lara alumno (a) del Programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica con número de registro A090416, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Zacatenco, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Julio César Gómez Mancilla y cede los derechos del trabajo intitulado Diseño de Detalle, Instrumentación y Experimentación de Sistema Chumacera Híbrida, 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 jlplara@hotmail.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.



José Luis Pacheco Lara

Nombre y firma



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

SIP-14

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 12:00 horas del día 17 del mes de Junio del 2011 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la 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 DETALLE, INSTRUMENTACIÓN Y EXPERIMENTACIÓN DE SISTEMA CHUMACERA HÍBRIDA”.

Presentada por el alumno:

PACHECO

Apellido paterno

LARA

Apellido materno

JOSÉ LUIS

Nombre(s)

Con registro:

A	0	9	0	4	1	6
---	---	---	---	---	---	---

aspirante de:

MAESTRO 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 COMISIÓN REVISORA

Director(a) de tesis

DR. JULIO CÉSAR GÓMEZ MANCILLA

Presidente

DR. VALERY ROMANOVICH NOSSOV

Segundo Vocal

DR. JOSÉ ALFREDO JIMÉNEZ BERNAL

Tercer Vocal

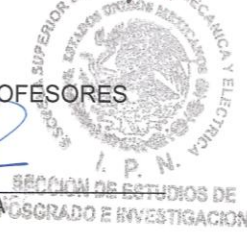
DR. ORLANDO SUSARREY HUERTA

Secretario

DR. JESÚS ALBERTO MEDA CAMPAÑA

PRESIDENTE DEL COLEGIO DE PROFESORES

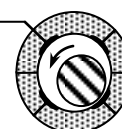
DR. JAIME ROBLES GARCÍA



CFZ

**“DISEÑO DE DETALLE, INSTRUMENTACIÓN Y EXPERIMENTACIÓN DE
SISTEMA CHUMACERA HÍBRIDA”**

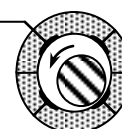
❖	ÍNDICE GENERAL_____	i
❖	NOMENCLATURA_____	v
❖	RESUMEN_____	viii
❖	ABSTRACT_____	ix
❖	OBJETIVO Y JUSTIFICACIÓN_____	x
❖	Capítulo 1: ESTADO DEL ARTE EN LA INVESTIGACIÓN DE VIBRACIONES Y ROTODINÁMICA_____	pag.1
1	IMPORTANCIA DEL MONITOREO DE VIBRACIONES	...pag.2
1.1	SUPERVISIÓN Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES	...pag.2
1.2	OBJETIVO DEL ANÁLISIS DE VIBRACIONES	...pag.2
2	DESARROLLO E INVESTIGACIÓN DE LA ROTODINÁMICA	...pag.3
3	ESTADO DEL ARTE EN EL DISEÑO DE CHUMACERAS HIDRODINÁMICAS CON PRESURIZACIÓN EXTERNA	...pag.6
4	DEFINICIÓN DE LOS TIPOS MÁS COMUNES DE CHUMACERAS	...pag.7
5	VIBRACIONES GENERADAS EN CHUMACERAS LUBRICADAS	...pag.9
5.1	CLAROS RADIALES EXCESIVAMENTE AMPLIOS EN LA CHUMACERA	...pag.9
5.2	OIL WHIRL (REMOLINO DE ACEITE) Y OIL WHIP (LATIGUEO DE ACEITE)	...pag.9
5.3	PROBLEMAS DE LUBRICACIÓN	...pag.10
6	INVESTIGACIONES RECIENTES EN EL CAMPO DE LAS CHUMACERAS	...pag.11
❖	Capítulo 2: DISEÑO DE CHUMACERAS HÍBRIDAS PLANAS BAJO CONDICIONES DE ESTADO ESTABLE_____	pag.13
1	ALCANCE DE ÉSTE CAPÍTULO	...pag.14
2	FUNDAMENTOS DE CÁLCULO Y CONDICIONES DE FRONTERA	...pag.14
3	MÉTODO DE CÁLCULO	...pag.16
3.1	GENERALIDADES	...pag.16
3.2	CAPACIDAD DE CARGA	...pag.17
3.3	FLUJO VOLUMÉTRICO DE LUBRICANTE Y POTENCIA DE BOMBEO	...pag.19
3.4	PÉRDIDA DE POTENCIA POR FRICCIÓN	...pag.20
3.5	OPTIMIZACIÓN	...pag.21
3.6	TEMPERATURAS Y VISCOSIDADES	...pag.23
3.7	PRESIÓN MÍNIMA EN LOS PUERTOS	...pag.24
4	DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO DE APROXIMACIÓN PARA CÁLCULO DE CHUMACERAS HÍBRIDAS RADIALES PLANAS	...pag.25
4.1	INTRODUCCIÓN	...pag.25



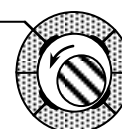
4.2	FUNDAMENTOS DE CÁLCULO	...pag.25
4.2.1	GENERALIDADES	...pag.25
4.2.2	ECUACIÓN DE HAGEN-POISEUILLE	...pag.25
4.2.3	ECUACIÓN DE COUETTE	...pag.25
4.2.4	CONSIDERACIONES ADICIONALES	...pag.26
4.3	MÉTODO DE CÁLCULO	...pag.26
4.3.1	GENERALIDADES	...pag.26
4.3.2	PRESIÓN EN LOS PUERTOS	...pag.27
4.3.3	CARGA F, ÁNGULO DE PRESIÓN β , RIGIDÉZ c	...pag.32
4.3.4	FLUJO DEL LUBRICANTE Y POTENCIA DE BOMBEO	...pag.33
4.3.5	POTENCIA DE FRICCIÓN	...pag.34
4.3.6	ECUACIONES DE DIMENSIONAMIENTO	...pag.35

❖ Capítulo 3: CÁLCULO, ESPECIFICACIONES, TOLERANCIAS Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL PROTOTIPO CHUMACERA HÍBRIDA

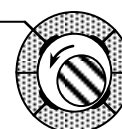
		pag.37
1	CÁLCULO NUMÉRICO DE CHUMACERA HÍBRIDA	...pag.38
1.1	GENERALIDADES	...pag.38
1.2	DATOS DIMENSIONALES REALES DE LA CHUMACERA	...pag.38
1.3	DATOS DE OPERACIÓN	...pag.38
1.4	DATOS DEL LUBRICANTE	...pag.38
1.5	RESULTADOS DE DISEÑO	...pag.39
2	LÍMITES Y AJUSTES	...pag.39
3	SISTEMA DE SELLOS PARA EJES ROTATORIOS	...pag.42
3.1	SUPERFICIE DE LOS SELLOS	...pag.43
3.2	MANGAS DE SELLO DE TIPO CARTUCHO	...pag.43
3.3	RESORTES	...pag.45
3.4	COMPONENTES SECUNDARIOS DEL SELLO	...pag.45
4	CÁLCULO MECÁNICO SEGÚN NORMAS INTERNACIONALES (API-ISO)	...pag.46
4.1	ESPESOR MÍNIMO DE PARED PARA LAS BRIDAS DE SELLO MECÁNICO	...pag.46
4.2	ESPESOR MÍNIMO DE PARED PARA PEDESTALES INFERIOR Y SUPERIOR	...pag.47
4.3	CÁLCULO DEL NÚMERO DE ESPÁRRAGOS PARA FIJAR PEDESTALES INFERIOR Y SUPERIOR	...pag.49
4.4	CÁLCULO DEL NÚMERO DE ESPÁRRAGOS PARA FIJAR LAS BRIDAS DE SELLO MECÁNICO A LOS PEDESTALES	...pag.50
4.5	TOLERANCIAS Y AJUSTES ENTRE LA CHUMACERA HÍBRIDA Y LOS PEDESTALES INFERIOR Y SUPERIOR	...pag.51
4.5.1	CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA EL ALOJAMIENTO DE LA CHUMACERA HÍBRIDA	...pag.51
4.5.2	CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA LA CHUMACERA HÍBRIDA	...pag.51
4.6	TOLERANCIAS Y AJUSTES ENTRE EL EJE Y LA MANGA DEL SELLO MECÁNICO	...pag.52
4.6.1	CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA LA MANGA	...pag.52



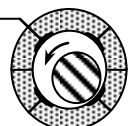
4.6.2	CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA EL EJE	...pag.52
4.7	TOLERANCIAS Y AJUSTES ENTRE EL ANILLO ESTACIONARIO DE CARBÓN Y EL PORTA-CARBÓN DEL SELLO MECÁNICO	...pag.53
4.7.1	CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA EL PORTA-CARBÓN DEL SELLO MECÁNICO	...pag.53
4.7.2	CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA EL ANILLO ESTACIONARIO DE CARBÓN DEL SELLO MECÁNICO	...pag.53
4.8	TOLERANCIAS Y AJUSTES ENTRE EL COLLARÍN Y LA MANGA DEL SELLO MECÁNICO	...pag.54
4.8.1	CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA EL COLLARÍN	...pag.54
4.8.2	CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA LA MANGA DEL SELLO MECÁNICO	...pag.54
4.9	SELECCIÓN DEL COPLE FLEXIBLE ENTRE EL EJE Y EL MOTOR ELÉCTRICO	...pag.55
4.9.1	PROCESO DE SELECCIÓN DEL COPLE FLEXIBLE	...pag.55
❖	Capítulo 4: MONTAJE DEL PROTOTIPO CHUMACERA HIBRIDA	pag.56
	PRECAUCIONES	...pag.57
1	ALIENACIÓN	...pag.57
1.1	ALINEACIÓN DE EJES	...pag.57
1.2	EL SISTEMA DE MEDICIÓN Easy-Laser®	...pag.59
1.3	MONTAJE DE LAS UNIDADES DE MEDICIÓN	...pag.62
1.4	ALINEACIÓN APROXIMADA	...pag.62
1.5	ALINEACIÓN DE EJES: INTRODUCCIÓN DE LAS DISTANCIAS	...pag.63
1.6	ALINEACIÓN DE EJES EN LAS POSICIONES 9, 12 Y 3	...pag.65
2	BRIDAS DE SELLO	...pag.69
3	SELLO MECÁNICO: ANILLO ESTACIONARIO (CARBÓN), ALOJAMIENTO DE ANILLO ESTACIONARIO, MANGA Y COLLARÍN DE SELLO MECÁNICO	...pag.73
3.1	MANGA DE SELLO Y COLLARÍN	...pag.73
3.2	ANILLO ESTACIONARIO Y ALOJAMIENTO	...pag.74
3.3	ENSAMBLE DE LA MANGA DE SELLO, ANILLO ESTACIONARIO Y SU ALOJAMIENTO	...pag.76
3.4	PRUEBA DE FUGA DEL SELLO MECÁNICO	...pag.79
3.5	MONTAJE DE LAS DOS BRIDAS EN EL EJE	...pag.82
4	PEDESTALES SUPERIOR E INFERIOR	...pag.83
4.1	CHUMACERA	...pag.87
4.1.1	TERMOPARES	...pag.89
4.1.2	ADAPTADORES PARA SENSAR PRESIÓN	...pag.91
4.1.3	TUBOS CAPILARES	...pag.92
4.2	MONTAJE DE CHUMACERA DENTRO DE LOS PEDESTALES CON EL EJE	...pag.94
4.3	MONTAJE DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE ALIMENTACION DE ACEITE PARA LA CHUMACERA	...pag.97
4.4	MONTAJE DE ADAPTADORES Y SENSORES DE PRESIÓN	...pag.100



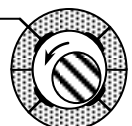
4.5	MONTAJE DE PISTÓN HIDRÁULICO	...pag.102
4.6	MONTAJE DE BASES PARA SENSORES DE PROXIMIDAD	...pag.103
❖ Capítulo 5: EXPERIMENTACIÓN EN EL LABORATORIO DE VIBRACIONES Y ROTODINÁMICA		
		pag.105
1	INTRODUCCIÓN	...pag.106
2	EQUIPO DE ADQUISICIÓN DE DATOS	...pag.106
2.1	ADRE DE BENTLY NEVADA	...pag.106
2.2	NATIONAL INSTRUMENTS	...pag.106
2.3	MEDIDOR DE TEMPERATURA FLUKE	...pag.107
3	DISPOSITIVOS DE CONTROL	...pag.107
3.1	BOMBA HIDRÁULICA Y MOTOR DEL EJE	...pag.108
4	PARÁMETROS DE MEDICIÓN INDEPENDIENTES DE LOS TRANSDUCTORES	...pag.108
4.1	TEMPERATURA	...pag.108
4.2	FLUJO DE ENTRADA A LA CHUMACERA	...pag.109
4.3	MEDIDOR DE PRESIÓN ANALÓGICO	...pag.110
	RECOMENDACIONES	...pag.110
5	INSTRUMENTACIÓN	...pag.111
6	RESULTADOS EXPERIMENTALES	...pag.113
❖ CONCLUSIONES		
		pag.120
❖ TRABAJOS FUTUROS		
		pag.121
❖ REFERENCIAS		
		pag.122
❖ ANEXO TÉCNICO		
		pag.124



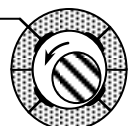
SÍMBOLO	TÉRMINO	UNIDADES
a	Factor de inercia	1
A_{lan}	Área plana de carga	m^2
A_{lan}^*	Área de carga de la superficie total de la chumacera $\left(A_{lan}^* = \frac{A_{land}}{\pi \cdot D \cdot L} \right)$	1
A_p	Área del puerto	m^2
b	Ancho perpendicular a la dirección del flujo	m
b_{ax}	Ancho de la salida axial $\left[b_{ax} = \frac{\pi \cdot D}{Z} \right]$	m
b_c	Ancho de la salida circunferencial ($b_c = L - l_{ax}$)	m
L	Longitud de la chumacera	m
c	Coefficiente de rigidez	$\frac{N}{m}$
C_p	Calor específico a presión constante del lubricante	$\frac{J}{kg \cdot K}$
C_R	Claro radial $\left[C_R = \frac{D_B - D_J}{2} \right]$	m
d_{cp}	Diámetro de capilares	m
D	Diámetro de la chumacera (D_J : muñón; D_B : chumacera; $D \approx D_J \approx D_B$)	m
e	Excentricidad (desplazamiento del muñón)	m
F	Capacidad de carga	N
F^*	Valor característico de la capacidad de carga $\left[F^* = \frac{F}{L \cdot D \cdot p_{en}} \right]$	1
F_{eff}^*	Valor característico de la capacidad de carga efectiva	1
$F_{eff,0}^*$	Valor característico de la capacidad de carga efectiva para $N = 0$	1
h	Espesor de película lubricante local (tamaño de claro)	m
h_{min}	Mínimo espesor de película lubricante (tamaño mínimo de claro)	m
h_p	Profundidad de puerto	m
K_{rot}	Parámetro dependiente de la velocidad	1
l	Longitud en la dirección del flujo	m
l_{ax}	Longitud axial de la parte plana	m
l_c	Longitud circunferencial de la parte plana	m
l_{cp}	Longitud de los capilares	m
N	Frecuencia de rotación (velocidad)	s^{-1}
p	Presión en el puerto, general	Pa
\bar{p}	Carga específica en la chumacera $\left[\bar{p} = \frac{F}{L \cdot D} \right]$	Pa
p_{en}	Presión de alimentación (presión de la bomba)	Pa



SÍMBOLO	TÉRMINO	UNIDADES
p_i	Presión en el puerto i	Pa
$p_{i,0}$	Presión en el puerto i, cuando $\varepsilon = 0$	Pa
P^*	Relación de potencias $\left(P^* = \frac{P_f}{P_p}\right)$	1
P_f	Potencia friccional (pérdida de potencia por fricción)	W
P_f^*	Valor característico de la potencia friccional	
P_p	Potencia de bombeo sin considerar la eficiencia de la bomba.	W
P_{tot}	Potencia total $(P_{tot} = P_p + P_f)$	W
P_{tot}^*	Valor característico de la potencia total	1
Q	Flujo volumétrico para la chumacera completamente lubricada	$\frac{m^3}{s}$
Q^*	Parámetro de la tasa de flujo de lubricante	1
R_{cp}	Resistencia al flujo de los capilares	$\frac{Pa \cdot s}{m^3}$
$R_{lan,ax}$	Resistencia al flujo en el área de carga axial $\left(R_{lan,ax} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l_{ax}}{b_{ax} \cdot C_R^3}\right)$	$\frac{Pa \cdot s}{m^3}$
$R_{lan,c}$	Resistencia al flujo en el área de carga circunferencial $\left(R_{lan,c} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l_c}{b_c \cdot C_R^3}\right)$	$\frac{Pa \cdot s}{m^3}$
$R_{P,0}$	Resistencia al flujo de un puerto, cuando $\varepsilon = 0$, $(R_{P,0} = 0.5R_{lan,ax})$	$\frac{Pa \cdot s}{m^3}$
Re	Número de Reynolds	1
So	Número de Sommerfeld	1
T	Temperatura	$^{\circ}C$
ΔT	Diferencia de temperatura.	K
u	Velocidad de flujo	$\frac{m}{s}$
U	Velocidad circunferencial	$\frac{m}{s}$
\bar{w}	Velocidad promedio en el capilar	$\frac{m}{s}$
Z	Número de puertos	1
α	Posición del centro del 1er. puerto con relación a la vertical	rad
β	Ángulo de posición del muñón (ángulo de attitude)	$^{\circ}$
γ	Exponente en ecuación de viscosidad	1
ε	Excentricidad relativa $\left(\varepsilon = \frac{e}{C_R}\right)$	1
η	Viscosidad dinámica	Pa · s



SÍMBOLO	TÉRMINO	UNIDADES
κ	Cociente de resistencia en la chumacera $\kappa = \frac{R_{lan,ax}}{R_{lan,c}} = \frac{l_{ax} \cdot b_c}{l_c \cdot b_{ax}}$	1
ξ	Cociente de resistencia al flujo $\left(\xi = \frac{R_{cp}}{R_{p,0}} \right)$	1
π_f	Presión friccional relativa $\left(\pi_f = \frac{\eta_B \cdot \omega}{p_{en} \cdot \psi^2} \right)$	1
ρ	Densidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
τ	Esfuerzo cortante	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
φ	Coordenada angular.	rad
ψ	Claro relativo de la chumacera $\left(\psi = \frac{2 \cdot C_R}{D} \right)$	1
ω	Velocidad angular $(\omega = 2 \cdot \pi \cdot N)$	s^{-1}
D_0	Tamaño básico del agujero	m
d	Tamaño básico del eje	m
δ_u	Desviación superior	m
δ_l	Desviación inferior	m
δ_F	Desviación fundamental	m
ΔD_0	Grado de tolerancia para el agujero	m
Δd	Grado de tolerancia para el eje	m
s	Espesor	m
r_e	Radio externo	m
r_i	Radio interno	m
σ_{yp}	Esfuerzo de cedencia	MPa



RESUMEN

El funcionamiento de chumaceras híbridas se caracteriza por que la presión de sustentación de la chumacera se genera por medio de una lubricación externa. Al emplear chumaceras híbridas se cuenta con la ventaja de tener de manera combinada las características de chumaceras hidrodinámicas e hidrostáticas. Las ventajas particulares de chumaceras hidrostáticas son: ausencia o disminución de desgaste, un funcionamiento silencioso, la posibilidad de operar con una amplia gama de velocidades, así como, una elevada capacidad de rigidez y amortiguamiento. Estas propiedades son en sí las razones de especial importancia de las chumaceras hidrostáticas en sus distintos campos de aplicación. Y si se llegara a presentar una falla en el sistema de lubricación, la chumacera híbrida puede seguir funcionando como chumacera hidrodinámica, reduciendo así la posibilidad de que el sistema se dañe.

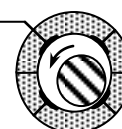
Las bases de cálculo descritas en el capítulo dos de este trabajo aplican para chumaceras con distinta relación de longitud/diámetro, con geometría idéntica de los puertos de lubricación y con diferente número de estos puertos. La lubricación de la chumacera se alimenta a cada puerto de presurización por medio de una bomba común con presión constante ($p_{en} = \text{constante}$) y pasa por medio de tubos de restricción de flujo ó tubos capilares.

Los procedimientos de cálculos listados aquí, permiten calcular y evaluar un diseño de chumacera dado, así como, diseñar una chumacera en función de algunos parámetros opcionales. Además contiene el diseño del sistema de lubricación requerido, incluyendo el cálculo de los parámetros de los tubos de restricción de fluido ó tubos capilares.

Una vez considerados los parámetros de diseño, seguridad y desempeño (basados en normatividad internacional para el diseño de chumaceras), se procedió al maquinado de los componentes del prototipo.

También fue considerado el proceso de ensamble, así como las medidas de seguridad para el buen funcionamiento del prototipo chumacera híbrida. Estos parámetros son explicados de manera detallada en el capítulo cuatro.

Finalmente es estudiado en el Laboratorio de Vibraciones y Rotodinámica de la ESIME Zacatenco, Ciudad de México, de manera experimental el desempeño del prototipo, simulando condiciones reales de arranque, paro u operación de maquinaria rotatoria como la que se encuentra en la industria. Todo esto con el fin de buscar soluciones a problemas que se encuentran día con día en la industria.



ABSTRACT

The functioning of hybrid bearings is characterized by the fact that the supporting pressure of the bearing is generated by external lubrication. Using hybrid bearings have the advantage of combined characteristics of hydrodynamic and hydrostatic bearings. The special advantages of hydrostatic bearings are lack of wear, quiet running, wide useable speed range as well as high stiffness and damping capacity. These properties are also the reason for the special importance of hydrostatic bearing units in different fields of application. And if the lubrication system fails, the hybrid bearing can still functioning as hydrodynamic bearing, reducing the possibility that the system could be damaged.

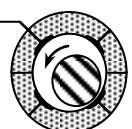
The bases of calculation described in the chapter two apply to bearings with different number of recesses and different width/diameter ratios for identical recess geometry. The oil is fed to each bearing recess by means of a common pump with constant pump pressure (system $p_{en} = \text{constant}$) and via preceding linear flow restrictors or capillaries.

The calculation procedures here listed enable the user to calculate and assess a given bearing design as well as to design a bearing as a function of some optional parameters. Furthermore, this thesis contains the design of the required lubrication system including the calculation of the restrictor data.

Having considered the design parameters, security and performance (based on international norms for the bearings design), we proceeded to build the prototype components.

It was also considered the assembly process, as well as security measures for the proper functioning of the prototype hybrid bearing. These parameters are explained in detail in the chapter four.

Finally we analyzed in the Vibrations and Rotordynamics Laboratory of the ESIME Zacatenco, Mexico City, the experimental performance of the prototype, simulating real conditions of start up, stop or the performance of rotating machinery tools such as the ones the industry uses. The goal is to find solutions to problems that are found every day in the industry.



OBJETIVO

El objetivo de este trabajo es desarrollar un prototipo de chumacera corta híbrida con la posibilidad de presurizarla en uno, dos, tres o cuatro puertos, con el fin de analizar de manera experimental el comportamiento de este tipo de chumacera (la presurización en la chumacera es continua y puede ser inyectada de manera simultánea en todos los puertos).

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

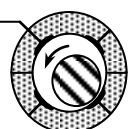
- Se pretende investigar experimentalmente la influencia de presión sobre las propiedades dinámicas y de estabilidad del prototipo chumacera bajo condiciones reales de operación.
- Establecer a las chumaceras híbridas como una aplicación potencial para el soporte, mejorar el desempeño y prolongar la vida útil de los elementos de maquinarias rotatorias.

JUSTIFICACIÓN

La necesidad de máquinas rotativas de alta eficiencia, que trabajan a severas presiones y condiciones extremas en su funcionalidad, demandan un constante monitoreo y control de los niveles de vibración. El desarrollo de nuevos mecanismos para disipar la energía de vibración es de fundamental importancia para mantener bajos los niveles de vibración de la máquina. Una de las maneras de ampliar la vida de la maquinaria y reducir la amplitud de las vibraciones en máquinas rotativas, es el uso de chumaceras híbridas.

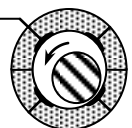
Las fuerzas de la película de fluido son generadas en las chumaceras híbridas por dos tipos de mecanismos de lubricación: la lubricación hidrostática en los puertos de presurización de la chumacera y la lubricación hidrodinámica generada en la chumacera cuando ésta se encuentra en operación. La combinación de ambos mecanismos de lubricación nos conduce a las chumaceras híbridas.

Cuando una chumacera es presurizada de manera externa es posible modificar las propiedades dinámicas de la película de aceite, haciendo que las inestabilidades y amplitudes de vibración puedan disminuirse de manera considerable. El incremento de la rigidez en las chumaceras puede producir cambios en las frecuencias de resonancia y de esta manera se pretende investigar de manera experimental bajo qué condiciones la presurización externa influye en la estabilidad o inestabilidad del sistema. Con estos sistemas se logran también la disminución de la fricción entre las partes móviles y se incrementa la vida útil de la maquinaria.



Capítulo 1

ESTADO DEL ARTE EN LA INVESTIGACIÓN DE VIBRACIONES Y
ROTODINÁMICA



1 IMPORTANCIA DEL MONITOREO DE VIBRACIONES

La vibración es el movimiento de una máquina o parte de una máquina en su etapa de operación de ida y vuelta desde su posición central o posición normal de descanso. Cada exhibición rotativa de la máquina tiene una forma de vibración característica única. Las características de la medición de vibraciones proporcionar información respecto a la condición de la máquina y cualquier falla mecánica.

Supervisión y análisis de vibraciones

El monitoreo de las vibraciones es la colección estratégica, oportuna y sistemática de datos de vibración en máquinas específicas. La intención es captar las frecuencias y amplitudes de vibración pertinentes a fin de crear una tendencia para cada máquina durante un período prolongado de tiempo como se muestra en la figura 1-1. Suponiendo que los datos recogidos por primera vez cuando la máquina está funcionando bien, tenemos lo que se le conoce como "medición de referencia," se puede establecer como un estado normal, que es indicativo de una máquina en buen estado. Si se alerta que los límites de la amplitud exceden las gamas de la frecuencia crítica, será indicativo de que una máquina está experimentando un deterioro en el rendimiento. Esta alerta no define lo que está mal, sino simplemente advierte al analista que se está produciendo un cambio en la operación de la maquinaria que requiere mayor atención.

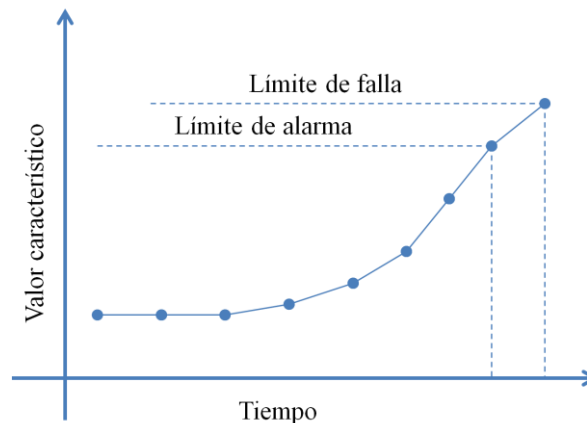
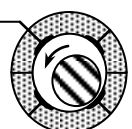


Figura 1- 1: Tendencia de la medida característica

Objetivo del análisis de vibraciones

Los objetivos del análisis de vibraciones son cuatro:

- A través monitoreo rutinario relativamente rápido, detectar una variación en el nivel de vibración que es indicativo de un cambio en el rendimiento de la máquina.
- El uso de análisis de vibraciones, para determinar con precisión lo que está cambiando dentro de la máquina e iniciar la acción correctiva apropiada.
- El uso de análisis de vibraciones, para evaluar el estado de la maquinaria nueva y usada para guiar la gestión en la toma de decisiones correctas y económicas.
- El uso de análisis de vibraciones, para recomendar modificaciones a la máquina o proceso para mejorar el rendimiento y la fiabilidad o simplemente determinar la causa de falla del equipo.



Dado que todas las máquinas que operan vibran debido a las fuerzas de excitación inherentes, el análisis de vibraciones es una técnica excelente. Sin embargo, por sí solo no puede revelar todo lo que se necesita para lograr el resultado deseado.

Los datos de vibraciones, acondicionamiento de señales, y procesamiento de señales por medio de la transformada de Fourier (FFT) no sólo revelan la magnitud de las perturbaciones de las fuerzas combinadas (periódicas y no periódicas) para las etapas de funcionamiento de la maquinaria (forma de onda), sino también la magnitud y la frecuencia que contribuyen a cada perturbación periódica (espectro). Las lecturas también se pueden ser recolectadas o almacenadas, lo que se correlaciona el movimiento de la máquina a un punto de referencia.

Actualmente se sabe que es de primordial importancia el poder controlar y atenuar las amplitudes de vibración, las cuales son causa de prematuro envejecimiento y fallas en los mecanismos, más importante aún es mencionar que recientes investigaciones han demostrado que frecuentes exposiciones de vibración al ser humano pueden causar daños a la salud y afectar la vida.

2 DESARROLLO E INVESTIGACIÓN DE LA ROTODINÁMICA

La rotodinámica es la rama de la dinámica que se ocupa de los dispositivos mecánicos en los que al menos una parte, suele definirse como el rotor, gira con un momento angular significativo. Siguiendo la definición de la normatividad ISO correspondiente a rotores, un rotor es un cuerpo suspendido a través de un conjunto de soportes cilíndricos o rodamientos que le permite girar libremente alrededor de un eje fijo en el espacio. Esta definición es, sin embargo, demasiado restrictiva, porque hay casos en los que no hay rodamientos que puedan restringir la posición del eje de rotación en el espacio: tal como un proyectil girando o vehículo espacial, por lo tanto puede ser también considerado como rotores, aparte de los rotores artificial construido por el ser humano, también es posible encontrar rotores naturales que giran, tales como los cuerpos celestes. El comportamiento dinámico de las estrellas que giran a velocidades muy altas, como las estrellas de neutrones, cumplen con funciones que son típicos de los rotores.

Los rotores que están provistos de rodamientos o chumaceras para limitar su eje de rotación de una manera más o menos rígida a una posición fija en el espacio, se refiere por lo general a estos rotores como rotores fijos, mientras que aquellos que no están limitados de alguna manera se definen como los rotores libres. En el primer caso, la velocidad centrífuga se suele considerar como constante o al menos como impuesta por un dispositivo externo, mientras que la velocidad se rige por la conservación del momento angular del sistema.

Las piezas de la máquina que no giran se refieren por lo general a la definición generalizada que es la de estator.

Los estudios rotodinámicos relacionados con aplicaciones tecnológicas se remontan a la segunda mitad del siglo XIX, cuando el aumento de la velocidad de rotación de los elementos de muchas máquinas hizo necesaria la inclusión de las fuerzas de rotación en el análisis de su comportamiento dinámico. Sin embargo, la dinámica de los sistemas de rotación, hasta donde la parte de rotores rígidos se refiere, es bien entendida y el problema del comportamiento de la rotación había sido tratado con éxito por varios matemáticos y mecánicos teóricos.

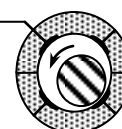




Imagen 1- 1: Rankine



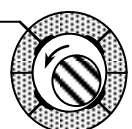
Imagen 1-2: De Laval

La publicación, “On the centrifugal force on rotating shafts” (En la fuerza centrífuga en los ejes de rotación), publicado en “The Engineer” en 1869 por Rankine⁽¹⁾ se considera el primer trabajo dedicado íntegramente a la rotodinámica. Se afirma correctamente que un sistema flexible tiene una velocidad de rotación, definida por el autor como la velocidad crítica, en los cuales las amplitudes de vibración muy grandes se encuentran. Sin embargo, el autor predice incorrectamente que es imposible el funcionamiento estable por encima de la velocidad crítica.

Los primeros intentos de construir turbinas, principalmente turbinas de vapor, a finales del siglo XIX llevaron a velocidades de rotación muy superiores a las comunes en otros campos de la ingeniería mecánica. A estas velocidades suelen ser encontrados algunos problemas peculiares de dinámica y deben ser tratados para generar un diseño acertado. De Laval tenía que resolver el problema de la correcta comprensión del comportamiento de un rotor que gira a velocidades superiores a la velocidad crítica, es decir, en condiciones supercríticas, mientras diseñaba de su famoso separador de crema y su turbina de vapor. Desde el principio, el éxito del diseño de motores de turbina depende de un conocimiento profundo de la rotodinámica.

Una explicación teórica del comportamiento supercrítico fue publicada por primera vez por Föpl (1895)⁽²⁾, Belluzzo (1905)⁽³⁾, Stodola (1905)⁽⁴⁾ (primeros trabajos fueron publicados en alemán), y Jeffcott en su famoso artículo de 1919⁽⁵⁾. A pesar de que en sus inicios los rotores de turbinas eran muy simples y pueden ser tratados mediante el uso de modelos simples, como el tipo de modelo ahora ampliamente conocido como “Modelo Jeffcott” ó rotor Jeffcott, y las máquinas más complejas requiere una modelización más detallada. En realidad, si bien un enfoque simplificado, como el mencionado modelo Jeffcott puede explicar cualitativamente muchas de las características importantes de los rotores de la vida real, la más importante es el centrarse en condiciones supercríticas y en las diferentes funciones de la amortiguación del rotor y de las partes no giratorias de la máquina, ya que no explica otras funciones, tales como la dependencia de las frecuencias naturales de la velocidad de rotación. Por encima de todo, el modelo simple de Jeffcott no nos permite obtener un análisis cuantitativo exacto del comportamiento dinámico de sistemas complejos, por ejemplo, las que se encuentran turbinas de vapor, gas, hidráulicas, compresores, bombas, y muchos otros tipos de máquinas rotatorias.

Para hacer frente a la creciente complejidad de los sistemas de rotación, los sistemas de computación gráfica han sido concebidos. Se pueden encontrar en los libros y publicaciones del primer cuarto del siglo, como los libros mencionados de Belluzzo y Stodola, y fueron, sin lugar a dudas, el instrumento básico para el análisis dinámico de rotores de turbinas. Un gran número de documentos sobre la vibración de flexión de los rotores y los ejes de rotación, así como con las vibraciones por torsión en las máquinas reciprocantes o de pistón que aparecieron en los años posteriores a la Primera Guerra Mundial. Esta tendencia se mantuvo durante muchos años, impulsada por el aumento del poder de la maquinaria, debido al incremento de potencia específica de los motores y de la velocidad de funcionamiento de la misma maquinaria.



Debido a la disponibilidad de calculadoras electromecánicas se nos ha permitido desarrollar procedimientos de cálculo, basado principalmente en el enfoque de matrices de transferencia, lo que eventualmente ha sustituido a los gráficos de cálculo. En particular, el método Hozer de las vibraciones de los ejes y el método Myklestad-Pröhl para el cálculo de las velocidades críticas de los rotores de turbinas fueron, y siguen siendo ampliamente utilizados. Estos métodos fueron automatizados de inmediato cuando las computadoras digitales se hicieron disponibles.

En los años posteriores a la Segunda Guerra Mundial, la rápida difusión de las turbinas de gas y de turborreactor dio un nuevo impulso a los estudios de la rotodinámica. Aparte de los trabajos publicados en revistas y libros dedicados específicamente a este tema, el tema de la rotodinámica se trató en una serie de conferencias especializadas cada año. Esto condujo a una explosión del número de publicaciones de trabajos especializados y de la subdivisión de la misma en muchas ramas muy especializadas, a veces con dificultades en reconocer claramente los conceptos por los diferentes procedimientos analíticos y la terminología utilizada.

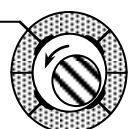
La amplia difusión del método de elemento finito (MEF), también ha influido profundamente en el ámbito de la rotodinámica. Estrictamente hablando, los códigos habituales de uso general del MEF no se pueden utilizar para el análisis rotodinámico debido a la falta de consideración de los efectos giroscópicos. Es cierto que una matriz giroscópica puede ser forzada en la formulación convencional y que varios fabricantes emplean el uso comercial de códigos de elementos finitos para realizar el análisis rotodinámico, pero el campo de la rotodinámica es una de esas aplicaciones en las que deliberadamente pueden ser escritos códigos MEF que puede dar un análisis mejor ⁽⁶⁾. A través de modelos MEF, es posible estudiar el comportamiento dinámico de las máquinas que contienen los rotores de alta velocidad con mayor detalle y en consecuencia, obtener predicciones cuantitativas con un grado de precisión sin precedentes.

La correcta predicción cuantitativa es particularmente importante ya que las tendencias de la tecnología hacia la mayor densidad de potencia, menor peso, y las máquinas más rápidas tienden a empeorar los problemas vinculados con el comportamiento dinámico de la maquinaria rotativa.

Los análisis rotodinámicos no se limitan sólo a la etapa de diseño: se puede suministrar herramientas que son esenciales durante la operación de prueba y durante el funcionamiento real de la maquinaria y es esencial para obtener una visión profunda de las condiciones de trabajo y realizar el mantenimiento preventivo en la maquinaria.

La maquinaria en general, pero particularmente las que incluyendo elementos giratorios a altas revoluciones, son cada vez más y éstas se suministran con sensores para monitorear el comportamiento dinámico, e incluso pueden incorporar transductores, actuadores y sistemas de control para controlar en forma activa la maquinaria. Como se suele decir, son máquinas cada vez más inteligentes.

Casi todos los rotores o ejes rotatorios son soportados con algún tipo de rodamiento o chumacera, es decir, soportes que mantienen el eje de rotación en una posición determinada en el espacio durante su operación. Hay, sin embargo, los casos de los rotores que son totalmente libres en el espacio, como naves espaciales giratorias o como los cuerpos celestes. Por lo general son definidos como los rotores libres.



3 ESTADO DEL ARTE EN EL DISEÑO DE CHUMACERAS HIDRODINÁMICAS CON PRESURIZACIÓN EXTERNA

Las primeras teorías sobre el comportamiento de chumaceras con película de fluido, asumían que la carga del eje o rotor era aplicado directamente a la parte estacionaria de la chumacera; y la función de la película de fluido era únicamente la reducción de la fricción entre las partes. Más tarde, a finales del siglo XIX, Beauchamp Tower desarrolló una serie de experimentos precisos para medir la presión de una película de aceite en diferentes partes de la chumacera ⁽⁷⁾ ⁽⁸⁾. Él llegó a la siguiente conclusión: la distribución de presiones dentro de la película de aceite ocurre de tal manera que la película de aceite ejerce fuerzas de carga; así fue como se consideró por primera vez las chumaceras con película de fluido como un sistema dinámico con características de rigidez y esto se debió a la primer medición de presión de la película de aceite.

En 1886, la teoría de Osborne Reynolds ⁽⁹⁾ logró explicar los experimentos realizados por Beauchamp Tower. De donde se derivó su famosa Ecuación de Reynolds, la cual describe la distribución de presiones del lubricante en la chumacera. El primer uso práctico de la teoría de Reynolds fue la solución aproximada para un caso específico de la ecuación de Reynolds. Esta fue obtenida por Ocvirk ⁽¹⁰⁾ en 1952 (también llamada solución de Ocvirk para una chumacera infinitamente corta).

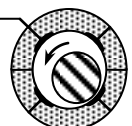


Imagen 1- 5: Tower



Imagen 1- 6: Reynolds

A principio de 1900, los cálculos de la presión del aceite en las chumaceras claramente se distinguió entre lubricación completa (donde el muñón está completamente rodeado de lubricante). En 1919, W. J. Harrison ⁽¹¹⁾ publicó un trabajo de investigación donde predecía que el comportamiento de una chumacera con lubricación completa sería inestable. Esto ha llevado que en la práctica se adoptaran deliberadamente el uso de chumaceras parcialmente lubricadas y no lubricadas totalmente debido a esta creencia de que su comportamiento es más estable. Esto también llevó a un uso casi universal las chumaceras con inyección externa a bajas presiones, ya que ciertos trabajos experimentales aseguraban que al presurizar una chumacera con lubricación completa lo haría aún más inestable. Investigaciones más recientes contradicen estas creencias, mostrando que una presurización externa adecuada a una chumacera con lubricación completa es extraordinariamente estable. Presurización adecuada significa que el lubricante es forzado a desplazarse a lo largo del eje o muñón (flujo axial, por ejemplo que sea paralelo al eje), en lugar de que fluya alrededor del muñón (flujo circunferencial, por ejemplo que sea un flujo tangencial). ⁽¹²⁾



4 DEFINICIÓN DE LOS TIPOS MÁS COMUNES DE CHUMACERAS

Chumacera o cojinete: es la superficie estacionaria que da soporte o apoyo a un eje o flecha rotatoria, y es en la que este eje rota. El eje o flecha (también llamado muñón): es un cuerpo rotatorio con una superficie diseñada para estar en contacto con un lubricante alojado en el claro radial de una chumacera.

Chumacera con película de fluido: es una chumacera en donde la flecha está soportada por una delgada capa de fluido lubricante, y tanto el elemento rotatorio (eje) y el estacionario (chumacera) no entran en contacto. También existen chumaceras secas o de rodamientos.

Chumacera de rodamientos: es una chumacera donde la flecha es soportada metal con metal sobre elementos giratorios que disminuyen la fricción. Estos elementos giratorios son llamados rodamientos, los cuales en ocasiones son lubricados para reducir aún más la fricción y brindarles enfriamiento.

Chumaceras secas: es un diseño de chumaceras en donde el eje rota directamente sobre la superficie de la chumacera sin la intervención de algún fluido lubricante o rodamiento. Se utilizan materiales de baja fricción y con revestimientos especiales para reducir el coeficiente de fricción entre las dos superficies. Un ejemplo de ellos son los bujes de bronce impregnados de aceite utilizados en el Rotor Kit del Laboratorio de Vibraciones y Rotodinámica de la ESIME.

Chumaceras con presurización interna (chumaceras hidrodinámicas): es una chumacera en la cual la rotación del eje o rotor “arrastra” el fluido en la dirección de la rotación para producir una película de fluido entre el rotor y la pared de la chumacera. Estas chumaceras a menudo tienen un sistema de suministro de lubricación a baja presión, esta presión es típicamente de 103 a 138 kPa (15 a 20 psi). Este sistema de presurización no está diseñado para contribuir de manera significativa a las propiedades rotodinámicas de la chumacera; es simplemente diseñado para producir un flujo adecuado del lubricante a través de la chumacera proporcionando refrigeración (y posiblemente éste lubricante sea conducido a través de un filtro para limpiarlo), y que facilite también su desempeño.

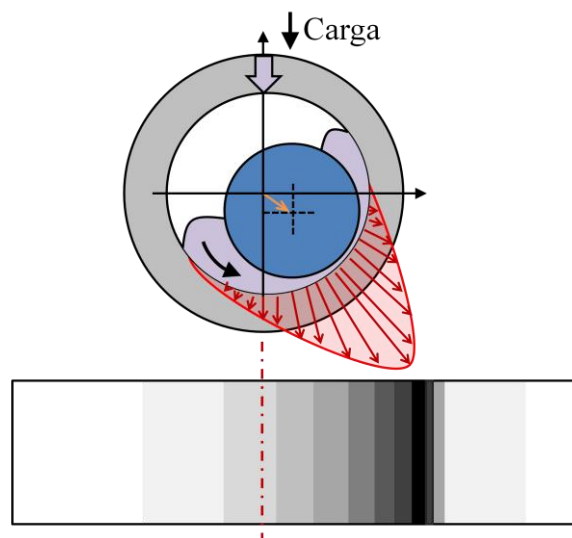


Figura 1- 2: Chumacera hidrodinámica, la presión se distribuye de manera tangencial (el color más oscuro muestra la zona de mayor presión) ⁽¹²⁾

Chumaceras con presurización externa: son chumaceras en las que el lubricante es suministrado a presiones lo suficientemente altas para contribuir o regir las propiedades rotodinámicas de la chumacera. Las chumaceras con presurización externa pueden clasificarse como:

- Chumaceras hidrostáticas: es una chumacera que no depende de la rotación del eje para producir una película de fluido; la película está presente incluso cuando no hay rotación del eje.
- Chumacera combinada: esta chumacera es comúnmente llamada chumacera híbrida, este tipo de chumaceras presentan características hidrodinámicas e hidrostáticas. El grado en que la chumacera presente características predominantes ya sean hidrostáticas o hidrodinámicas, dependerá de parámetros como la presión, velocidad de rotación y la excentricidad a la que sea operada.
- Chumaceras completamente lubricadas: son chumaceras diseñadas para operar con una película completamente formada de fluido. Mientras que los términos de fluido completamente formado y completamente lubricado a menudo se utilizan indistintamente, una película completamente formada de fluido es realmente una característica de una chumacera debidamente funcionando totalmente lubricada. A veces, a estas chumaceras también se les conoce como inundadas o de 360 grados de lubricación.

El concepto de película completamente formada de fluido se refiere a una condición en la cual la película del fluido rodea completamente el muñón, sin dejar vacíos, burbujas o bolsas de aire al ocupar el claro radial de la chumacera por el fluido.

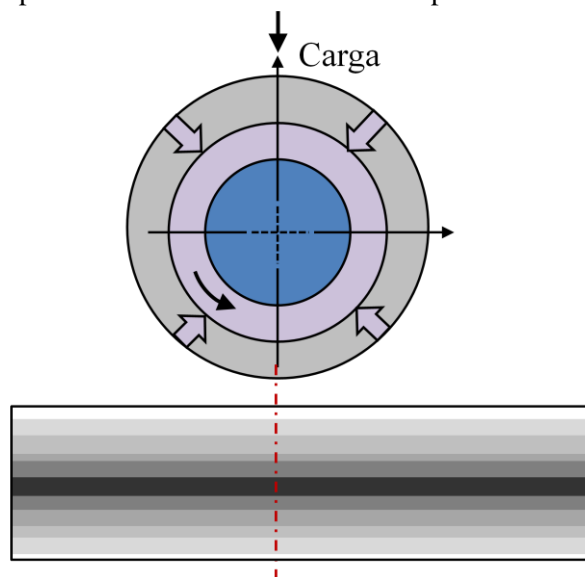


Figura 1- 3: Chumacera hidrostática, la presión se distribuye de manera tangencial (el color más oscuro muestra la zona de mayor presión) ⁽¹²⁾

5 VIBRACIONES GENERADAS EN CHUMACERAS LUBRICADAS

Las vibraciones presentes de manera independiente al funcionamiento de la maquinaria en chumaceras lubricadas son generalmente resultado de:

- Claros radiales excesivamente amplios en la chumacera
- El llamado oil whirl o remolino de aceite y el oil whip o latiguo de aceite
- Problemas de lubricación

Claros radiales excesivamente amplios en la chumacera

Una chumacera con claros radiales amplios pueden causar desalineamiento o puede ser la fuente de fuerzas de vibración provocadas por condiciones mecánicas como holgura o golpeteo en la chumacera. Un claro radial adecuado tendrá menores amplitudes en la vibración.

También estos excesivos claros en las chumaceras resultarán en una mala distribución de la carga en la chumacera, al igual que disminuirá el tiempo de vida de la misma y podrán causar cierta deflexión en el eje.

Un insuficiente claro radial en la chumacera puede generar altas temperaturas tanto en la chumacera como en su lubricante, aumentando el desgaste entre el eje y la chumacera, habrá también un flujo de lubricante restringido que causará la eventual falla de la chumacera, quedando inoperable.

Existen dos tipos de claro: el claro inicial y el claro en operación. El claro inicial es aquel que viene de fábrica, que puede ser modificado cambiando el diámetro de la chumacera, éste se encontrará cuando la máquina está detenida. El claro en operación se presenta cuando la chumacera está en su funcionamiento normal de operación. Éste último depende también de la carga, la velocidad de operación, la temperatura y el material de la chumacera.

Oil whirl (remolino de aceite) y oil whip (latiguo de aceite)

El remolino de aceite es otro problema común en las chumaceras que están equipadas con un sistema de presurización del lubricante y que operan a altas velocidades.

En la figura 1- 4, si el eje se mueve fuera del centro geométrico de la chumacera, debido a la carga, excentricidad o por desbalance, el claro será mayor en un lado de la chumacera como se muestra en la figura 1- 5.

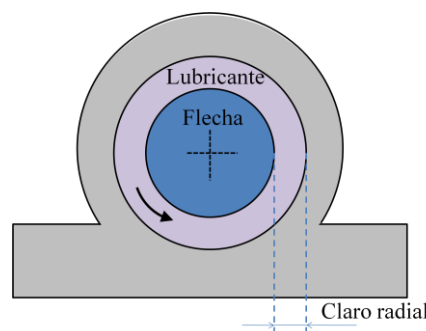


Figura 1- 4: Flecha girando en chumacera lubricada

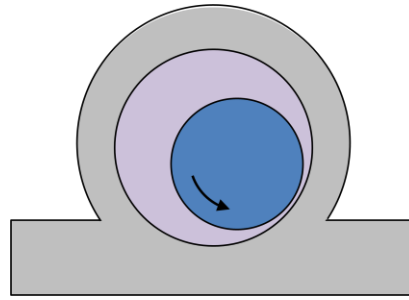


Figura 1- 5: Flecha girando fuera del centro de la chumacera

Como el lubricante rota aproximadamente a un 50% de la velocidad del eje, este se presionará y pasará por el área más estrecha, donde el eje es más cercano a la pared de la chumacera. La velocidad media del lubricante aumentará en el interior del claro pequeño y disminuirá al abandonar este pequeño claro. Ésta aceleración y desaceleración crea cierta turbulencia en ambos lados del claro, creando un vórtice en la zona de alta presión del lubricante.

El movimiento del eje sobre estos vórtices de aceite es muy similar al de una tabla de surf sobre la superficie de una ola. Estos remolinos de aceite hacen que el eje se vuelva inestable alrededor de menos de la mitad de su velocidad de rotación. El remolino de aceite se mantiene proporcional a la frecuencia del eje hasta que las revoluciones del eje llegan por debajo del umbral de inestabilidad.

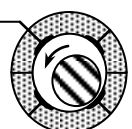
La frecuencia de giro del llamado oil whirl se acerca a la primera frecuencia crítica del eje mientras que el eje se acerca a su segunda frecuencia crítica, creando una condición de resonancia llamada “oil whip” o latiguo de aceite. La frecuencia de latiguo de aceite se mantiene constante en la primera frecuencia crítica del eje y esta disminuye cuando la frecuencia del eje se encuentra por debajo de la segunda frecuencia crítica. Estos dos fenómenos pueden ser muy graves, resultando en la penetración de la película del lubricante. Cuando ocurre esto, el eje sufre un impacto contra la pared de la chumacera generando daños graves en ambas partes (eje-chumacera).

Las posibles soluciones para evitar tanto el remolino y latiguo de aceite (oil whirl y oil whip) es cambiar la carga, el tipo de lubricante, la viscosidad del lubricante, el claro radial de la chumacera o la presurización del aceite con tal de que el eje no atraviese su zona de inestabilidad. También existen diseños con diferentes geometrías en las chumaceras que pueden evitar o disminuir la aparición de estos fenómenos.

Problemas de lubricación

Una lubricación inadecuada, falta de lubricante o el uso de un lubricante inadecuado, puede causar problemas de vibración en una chumacera.

La lubricación inadecuada por lo general lleva a una excesiva fricción entre la superficie de la chumacera y el área de contacto del eje con la chumacera, esta fricción induce vibraciones en la chumacera y en la máquina que esté montada en esta chumacera. Las vibraciones debidas a una lubricación inadecuada, donde se produce una fricción excesiva se llama latiguo seco o dry whip. Con la aparición de este latiguo seco se producen daños de manera inmediata tanto en las paredes de la chumacera como en el eje.



La frecuencia de la vibración debida al latiguo seco suele ser alta, a menudo se producen sonidos agudos o chillidos que son sonidos normalmente asociados con chumaceras insuficientemente lubricadas. Este fenómeno no está asociado directamente con alguna velocidad de operación. Si se imagina que el “dry whip” es el causante de la vibración, se debe verificar que el lubricante sea de calidad y tipo indicado para ser usado en las condiciones de operación, se debe verificar también que el claro radial entre la chumacera y el eje sean los adecuados para su operación.

6 INVESTIGACIONES RECIENTES EN EL CAMPO DE LAS CHUMACERAS

Actualmente existen compañías dedicadas a la fabricación e investigación experimental del equipo rotatorio, una de ellas es BENTLY-NEVADA en EUA; la cual ha hecho experimentos con rotores de laboratorio que consisten en presurizar externamente a una chumacera colocando los puertos de inyección en forma simétrica ⁽¹³⁾.

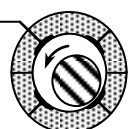
El objetivo inicial de Donald Bently (quien es el responsable de esta compañía) al usar este arreglo es tratar de que la presurización externa haga que el muñón se mantenga lo más cerca del centro geométrico de la chumacera y de esta manera el eje no tenga oscilaciones importantes.

En el año 2002 Bently junto con Hatch y Grissom publicaron el libro: “Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics” ⁽¹²⁾; el cual tiene por objetivo mostrar los aspectos prácticos más relevantes de la rotodinámica, haciendo énfasis en el diagnóstico de turbomáquinas. En este libro hay un capítulo (cap. 23) que por primera vez aparece como tal en la literatura internacional, el cual lleva por título: “Externally Pressurized and Machinery Diagnostic”; entre las conclusiones más destacadas que aparecen, se pueden citar:

- Al presurizar externamente, las rigideces de las chumaceras se incrementan notablemente.
- La presurización puede producir inestabilidad.
- Bajo ciertas condiciones la presurización externa puede modificar las velocidades de resonancia.
- Si se ajustan adecuadamente los puertos de inyección, se puede modificar la excentricidad de equilibrio.
- La variación de la presión puede permitir establecer un control adecuado de las rigideces en la chumacera, el control se puede hacer en uno más puertos de inyección.

En el año 2003, los investigadores brasileños I. F. Santos y F. Y. Watanabe ⁽¹⁴⁾ publicaron en el Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, un trabajo en el cual se estudian chumaceras presurizadas con puertos múltiples de inyección de lubricante, este análisis se realiza numéricamente mediante la dinámica de fluidos computacional y técnicas de control. Mediante el control del flujo y la presión se obtienen cambios importantes en las fuerzas de la película de aceite, las cuales afectarán los valores de las rigideces de la chumacera.

De igual manera cabe destacar que en México se han efectuado algunos avances significativos en esta disciplina, logrando grandes aportaciones a nivel mundial en el avance y desarrollo de maquinaria rotatoria. Actualmente existen diversos centros de investigación donde se llevan a cabo análisis relacionados con la rotodinámica, aunque es en el laboratorio de vibraciones y rotodinámica de ESIME en el I.P.N., encabezado por el Dr. Julio Cesar Gómez Mancilla (fundador), y un fuerte equipo de trabajo conformado por el Dr. Valery Nossov y el Dr. Jesús Meda Campaña donde se han presentado diversos análisis significativos en esta área de investigación.



Kucherenko y Gómez Mancilla ⁽¹⁵⁾ desarrollan el modelo de un sistema rotor-chumacera donde fueron considerados los efectos no lineales relacionados con las fuerzas en las chumaceras.

García, Gómez Mancilla y Valery Nossov ⁽¹⁶⁾ ⁽¹⁷⁾ reportan la obtención de expresiones explícitas de la velocidad umbral de estabilidad en función de la excentricidad cuando se utilizan ambas configuraciones típicas del modelo de Jeffcott, además utilizando coeficientes rotodinámicos para chumaceras infinitamente cortas (Solución de Ocvirk) y para chumaceras infinitamente largas, ellos presentan gráficas de la velocidad umbral como función de la excentricidad de equilibrio.

Los análisis realizados por Gómez Mancilla y Nossov ⁽¹⁸⁾, muestran que el desalineamiento angular tiene una influencia importante en el comportamiento de la maquinaria rotatoria soportada en chumaceras hidrodinámicas. Los investigadores que llevaron a cabo el estudio argumentan que el desalineamiento angular provoca la generación de proyecciones tridimensionales de las fuerzas de presión, induciendo al menos dos significativos momentos y una fuerza axial que previamente no existían en un rotor perfectamente alineado.

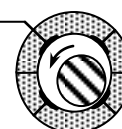
Ordóñez Pantoja ⁽¹⁹⁾ propuso un diseño nuevo de chumacera con presurización externa que presenta características rotodinámicas semejantes a la chumacera de levitación magnética pero que tiene ventajas sobre ésta y además busca dar solución a los problemas típicos de la rotodinámica.

En 1996, Dimarogonas y Gómez Mancilla aproximan los coeficientes rotodinámicos mediante un programa de elemento finito el cual resuelve de manera aproximada la ecuaciones de Reynolds ⁽²⁰⁾.

Ramírez Vargas, Nossov y Gómez Mancilla ⁽²¹⁾ analizaron el comportamiento de una chumacera corta que está sometida a presurización externa, dando como resultado un cambio radical en el comportamiento de las propiedades dinámicas de la película de lubricante. La presurización fue modelada con funciones especiales de impulso (la función Delta de Dirac), tal modelación fue la primera en su tipo para problemas similares de rotodinámica. Una conclusión importante es que el uso de la función de Dirac facilita, entre otros trabajos, calcular la respuesta de presión cuando se presuriza en uno o más puertos de inyección, logrando determinar la relación existente entre la presurización y el nuevo ángulo de actitud.

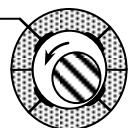
En 2010, Torres Cedillo obtuvo de un modelo matemático para un sistema rotor-chumacera de movimiento orbital pivotado. Permitiendo estudiar oscilaciones angulares que no han sido objeto de un estudio detallado en comparación a las oscilaciones laterales. Validando su modelo de manera experimental en donde obtuvo valores de inestabilidad para determinar la velocidad umbral del sistema. Estas inestabilidades las logró por medio de inyección de un fluido dentro de la chumacera, determinando así la presión de inyección necesaria para postergar las inestabilidades. Este estudio facilitará el diseño de leyes de control para atenuar las vibraciones en las chumaceras híbridas ⁽²²⁾ ⁽²³⁾.

También en 2010, Rivera Arreola y Nossov ⁽²⁴⁾ estudiaron el comportamiento de las chumaceras híbridas cortas con puertos horizontales de presurización puntual, para los casos en donde se ubican los puertos a 45°, 135°, 225° y 315°. También estudiaron influencia de presión sobre las propiedades dinámicas y de estado estable de chumaceras cortas, utilizando el campo de presión que incluye presurización, con el cual podemos evaluar estas nuevas posiciones de equilibrio.



Capítulo 2

DISEÑO DE CHUMACERAS HÍBRIDAS PLANAS BAJO CONDICIONES DE
ESTADO ESTABLE



1 ALCANCE DE ÉSTE CAPÍTULO

- Aplica para chumaceras híbridas radiales planas bajo condiciones de estado estable.
- Únicamente toma en cuenta chumaceras sin ranuras de drenaje de lubricante entre los puertos de lubricación.

2 FUNDAMENTOS DE CÁLCULO Y CONDICIONES DE FRONTERA

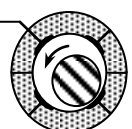
El propósito de este segundo capítulo es la determinación matemática de los parámetros operacionales de chumaceras híbridas radiales planas en función de las condiciones de operación, la geometría de la chumacera y los parámetros del lubricante. Esto significa la determinación de excentricidades, capacidad de carga, rigidez, presión de alimentación del lubricante requerida, la tasa de flujo del lubricante, potencia de bombeo y de fricción e incremento de temperatura. Por otra parte se aproxima también la influencia de los efectos hidrodinámicos, al igual que los efectos debidos al aumento de presión hidrostática.

La ecuación diferencial de Reynolds proporciona las bases teóricas para el cálculo de chumaceras hidrostáticas. En la mayoría de las aplicaciones de los casos prácticos lo es, sin embargo, es posible llegar a resultados lo suficientemente exactos por medio de aproximaciones.

Básicamente la aproximación utilizada se fundamenta en dos ecuaciones para describir el flujo en la parte plana de la chumacera, que pueden ser derivadas de la ecuación diferencial de Reynolds cuando se observan condiciones particulares de frontera. La Ley Hagen-Poiseuille describe la presión del flujo en un claro paralelo y la ecuación de Couette donde el flujo de arrastre en el claro de la chumacera es causado por la rotación del muñón. Un análisis más detallado sobre el procedimiento de cálculo teórico de estas ecuaciones se incluye en la sección 4 de éste segundo capítulo.

Las siguientes condiciones se aplican en el procedimiento de cálculo:

- a) El flujo del lubricante en el claro entre el muñón y la chumacera son laminares.
- b) El lubricante se adhiere completamente a las superficies de deslizamiento.
- c) El lubricante es un fluido Newtoniano incompresible.
- d) En toda la lubricación en el claro, así como en los tubos de restricción o tubos capilares, el lubricante es parcialmente isoviscoso.
- e) El lubricante en el claro es la base para el comportamiento friccional.
- f) No deben ocurrir fluctuaciones de presión en la película normal del lubricante en la superficie de deslizamiento de la chumacera.
- g) La chumacera debe tener las superficies completamente rígidas.
- h) Los radios de curvatura entre las superficies en movimiento relativo deben ser grandes en comparación al espesor de la película lubricante.
- i) El tamaño del claro en la dirección axial es constante; es decir, que el claro axial debe ser paralelo.
- j) La presión sobre el área del puerto de lubricación debe ser constante.
- k) No hay movimiento de las superficies de deslizamiento.



Con la ayuda de las ecuaciones de aproximación mencionadas, todos los parámetros requeridos para el diseño o cálculo de la chumacera pueden ser determinados. La aplicación del principio de similitud resulta en valores adimensionales similares para la capacidad de carga, rigidez, flujo de lubricante, fricción, presión en los puertos de lubricación, etc.

Los resultados indicados en este capítulo, al igual que los resultados indicados en el Anexo A en forma de tablas y diagramas son restringidos para rangos de operación en la práctica para las chumaceras híbridas. Así la gama de excentricidades de la chumacera está limitada a un valor de $\varepsilon = 0$ a 0.5

La limitación de este rango de excentricidad es una considerable simplificación del procedimiento de cálculo como la capacidad de carga que es una función casi lineal de la excentricidad. Sin embargo, la aplicación de este procedimiento está apenas restringida como en la práctica donde las excentricidades $\varepsilon > 0.5$ son en la mayoría de los casos indeseables por razones de seguridad operacional. Una consideración adicional para los cálculos es la del cociente de restricción de flujo óptimo aproximado ⁽²⁶⁾ $\xi=1$ para un comportamiento adecuado de la rigidez.

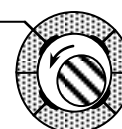
En cuanto a las dimensiones exteriores de la chumacera esta parte, están restringidas al rango de largo de chumacera/diámetro de chumacera $L/D =$ de 0.3 a 1 lo cual es común para casos de aplicación práctica (estas chumaceras son las llamadas chumaceras cortas). La profundidad y el largo de los puertos de lubricación son más grandes que el tamaño del claro por un factor de 10 a 100. Al momento de calcular las pérdidas de fricción, la pérdida de fricción sobre el puerto de lubricación en relación a la fricción sobre el área de carga plana de la chumacera se puede despreciar de acuerdo a las condiciones anteriores. Sin embargo, esto no aplica cuando la chumacera debe optimizarse con respecto a sus pérdidas totales de potencia.

Al considerar la dirección de la carga de una chumacera se diferencia entre los dos casos extremos: carga en la dirección del centro del puerto y carga en la dirección del centro del área de carga de la chumacera.

Aparte de las condiciones de frontera ya mencionadas, algunos otros requisitos deben ser considerados para el diseño de chumaceras hidrostáticas para asegurar su funcionamiento bajo las condiciones óptimas de operación. En general, una chumacera debe ser diseñada de tal manera que cumpla con un tamaño de claro radial de al menos del 50% al 60% de tamaño del claro inicial cuando se aplica la carga máxima permisible. Teniendo esto en cuenta, se debe prestar particular atención al desalineamiento del muñón en la chumacera debido a la deflexión del eje que puede provocar que el muñón entre en contacto con el borde de la chumacera, pudiendo dañar la superficie de la chumacera. Además, el claro radial tomado para el cálculo cambiará.

Como el muñón está en contacto con el área de carga de la chumacera cuando la presión hidrostática se apaga, es necesario revisar la zona de contacto con respecto a la superficie de presión.

Se asegurará que el calor producido en la chumacera no conduce a un incremento no permisible en la temperatura del aceite lubricante.



Si es necesario, se debe suministrar un medio de enfriamiento del aceite. Además el aceite se debe filtrar para evitar la obstrucción en los capilares y también para evitar daños en las superficies deslizantes. También debe evitarse la baja presión en el puerto de alivio (que son los puertos de regreso del aceite al cárter) ya que esto conduce a que el aire sea arrastrado desde el ambiente al interior de la chumacera, lo cual llevaría a una disminución en la rigidez.

3 MÉTODO DE CÁLCULO

3.1 GENERALIDADES

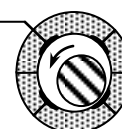
En esta parte se cubre el cálculo así como el diseño de chumaceras híbridas radiales planas. En este caso, se entiende por cálculo a la verificación de los parámetros operacionales de una chumacera hidrostática con datos geométricos y lubricación conocidos. Para el caso de diseño de una chumacera, con los métodos de cálculo dados es posible determinar las variables restantes: geometría requerida de la chumacera, datos de lubricación y los parámetros operacionales basados en algunos datos iniciales (por ejemplo, la capacidad de carga requerida, la rigidez del sistema, frecuencia rotacional, etc.).

En ambos casos, los cálculos se realizan de acuerdo a un método de aproximación fundamentado en las ecuaciones de Hagen-Poiseuille y de Couette, mencionados con anterioridad en la sección 2 de este segundo capítulo. Los parámetros de la chumacera calculados conforme a este método están dados como valores relativos en forma de tablas y diagramas en función de diferentes parámetros. El procedimiento de cálculo para el diseño de las chumaceras se describe de la sección 3.2 a la 3.7 de este mismo capítulo. Los siguientes puntos del procedimiento de cálculo son explicados a detalle:

- a) Determinación de la capacidad de carga con y sin considerar la rotación del muñón.
- b) Cálculo del flujo del lubricante y de la potencia de bombeo.
- c) Determinación de la potencia friccional con y sin considerar las pérdidas en los puertos de la chumacera.
- d) Procedimiento para la optimización de la chumacera con respecto a la mínima pérdida total.

Para todos los cálculos, se debe verificar si se satisface la importante condición de flujo laminar en el claro de la chumacera, en los puertos de lubricación y en los capilares. Esto se confirma determinando los números de Reynolds en cada una de las partes mencionadas. Además la parte del factor de inercia de las diferencias de presión se deben mantener bajas en los capilares (ver sección 4.3.2.2).

Si se observan las condiciones de frontera definidas en la sección 2, en este método de cálculo se arrojan resultados con desviaciones que se pueden omitirse para los requerimientos en la práctica, en comparación con el cálculo exacto al resolver la ecuación diferencial de Reynolds.



3.2 CAPACIDAD DE CARGA

Salvo que otra consideración sea indicada, se asume en lo siguiente que los capilares con una característica lineal se usan como restrictores y que el cociente de restricción de flujo es de $\xi=1$. Además, se hace solamente la diferencia entre los dos casos; “carga en la dirección del centro del puerto” y “carga en dirección del centro del área de carga”. Por esta razón, ya no se menciona en cada caso individual que los valores característicos son una función de los tres parámetros; “tipo de restrictor”, “cociente de restricción de flujo” y “dirección relativa de la carga en la chumacera”.

Aún bajo las condiciones mencionadas, el valor característico de la capacidad de carga:

$$F^* = \frac{F}{L \cdot D \cdot p_{en}} = \frac{\bar{P}}{p_{en}}$$

(Ec. 2- 1)

Todavía depende de los parámetros siguientes:

- El número de puertos Z ;
- El cociente de longitud/diámetro L/D ;
- La longitud axial relativa del área de carga $\frac{l_{ax}}{L}$;
- El ancho relativo del área de carga en la dirección circunferencial $\frac{l_c}{L}$;
- La excentricidad relativa del muñón ε ;
- La presión friccional relativa $\pi_f = \frac{\eta_B \cdot \omega}{p_{en} \cdot \psi^2}$

(Ec. 2- 2)

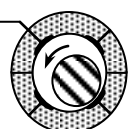
NOTA: el número de Sommerfeld (S_o), común para chumaceras hidrodinámicas radiales planas puede establecerse como:

$$S_o = \frac{p \cdot \psi^2}{\eta_B \cdot \omega} = \frac{F^*}{\pi_f}$$

(Ec. 2- 3)

En las figuras 1 y 2 del Anexo A ⁽²⁵⁾, las funciones $F^*(\varepsilon, \pi_f)$ y $\beta(\varepsilon, \pi_f)$ se representan para $Z = 4$, $\xi = 1$, $L/D = 1$, $l_{ax}/L = 0.16$, $l_c/L = 0.26$, por ejemplo, la restricción por medio de los tubos capilares, la carga en la dirección del centro de los puertos de la chumacera.

Estas figuras representan una comparación entre una solución aproximada y una solución precisa por medio de la ecuación de Reynolds. Por otro lado, se puede observar la influencia de la rotación en el valor característico de la capacidad de carga y en el ángulo de actitud (ángulo de posición del muñón).



Para el cálculo de una chumacera geoméricamente similar, es posible determinar el espesor mínimo de la película lubricante cuando se conocen algunos datos; por ejemplo, F , L , D , p_{en} , ω , ψ y η_B (el valor de η_B se determina de acuerdo a la sección 3.6), si es aplicable:

Todos los parámetros están dados para la determinación de F^* según la ecuación (Ec. 2- 1) y para el valor de π_f según la ecuación (Ec. 2- 2). Para esta geometría, los valores relevantes de ε y β pueden tomarse de las figuras 1 y 2 del Anexo A y de esta manera $h_{min} = C_R(1-\varepsilon)$.

De acuerdo al método de aproximación descrito en la sección 4 de este capítulo, esto resulta dependiente del valor característico de la capacidad de carga efectiva constituida con el denominado “ancho efectivo de la chumacera” $L - l_{ax}$, en menos parámetros.

$$F_{ef}^* = \frac{F}{(L - l_{ax}) \cdot D \cdot p_{en}}$$

(Ec. 2- 4)

En el caso de esta definición, específicamente en la relación de longitud/diámetro, L/D puede ser tomado como parámetro. Manteniendo el número de puertos Z , el cociente de resistencia en la chumacera queda como:

$$\kappa = \frac{R_{lan,ax}}{R_{lan,c}} = \frac{l_{ax} \cdot b_c}{l_c \cdot b_{ax}} = \left(\frac{L}{D}\right)^2 \frac{Z}{\pi} \cdot \frac{\frac{l_{ax}}{L} \left(1 - \frac{l_{ax}}{L}\right)}{\frac{l_c}{D}}$$

(Ec. 2- 5)

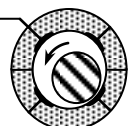
La excentricidad relativa del muñón ε , y el parámetro dependiente de la velocidad, definen la proporción del aumento de la presión hidrodinámica a hidrostática.

$$K_{rot} = \pi_f \cdot \kappa \cdot \xi \cdot \frac{l_c}{D} = \frac{\eta_B \cdot \omega}{p_{en} \cdot \psi^2} \cdot \kappa \cdot \xi \cdot \frac{l_c}{D}$$

(Ec. 2- 6)

Si además, se toma la ventaja del hecho de que la función $F_{ef}^*(\varepsilon)$ es casi lineal para $\varepsilon \leq 0.5$, entonces es prácticamente suficiente saber la función $F^*(\varepsilon = 0.4) = f(Z, \kappa, K_{rot})$ para el cálculo de la capacidad de carga.

En la figura 3 del Anexo A, la función $F_{ef,0}^*(\varepsilon = 0.4) = F_{ef}^*(\varepsilon = 0.4); (K_{rot} = 0) = f(Z, \kappa)$ y la figura 4 la función $\frac{F_{ef}^*}{F_{ef,0}^*} = f(Z = 4, \kappa, K_{rot})$ son presentados para el caso de la “carga en dirección al centro de los puertos”. De esta manera el incremento hidrodinámico condicionado de la capacidad de carga puede ser reconocido para cada caso particular.



Si por ejemplo el valor de Z y todos los parámetros son dados para la determinación de F_{ef}^* de acuerdo a la ecuación (Ec. 2- 4), κ de acuerdo a la ecuación (Ec. 2- 5) y K_{rot} de acuerdo a la ecuación (Ec. 2- 6), entonces el espesor mínimo de la película lubricante inducido durante la operación puede ser determinado.

Después de haber calculado κ y K_{rot} , $F_{ef,0}^*$ ($\varepsilon = 0.4$) tomado de la figura 3 del Anexo A y $F_{ef}^*/F_{ef,0}^*$ ($\varepsilon = 0.4$) de la figura 4 del Anexo A, F_{ef}^* se calcula de la ecuación (Ec. 2- 4).

$$\varepsilon = \frac{0.4 \cdot F_{ef}^*}{\left(\frac{F_{ef}^*}{F_{ef,0}^*} \right) \cdot (\varepsilon = 0.4) \cdot F_{ef,0}^* (\varepsilon = 0.4)}$$

(Ec. 2- 7)

y el espesor mínimo de la película lubricante se obtiene de:

$$h_{min} = C_R(1-\varepsilon).$$

(Ec. 2- 8)

3.3 FLUJO VOLUMÉTRICO DE LUBRICANTE Y POTENCIA DE BOMBEO

El valor característico de flujo lubricante está dado por:

$$Q^* = \frac{Q \cdot \eta_B}{C_R^3 \cdot p_{en}}$$

(Ec. 2- 9)

Éste depende sólo ligeramente de la excentricidad relativa del muñón ε , la dirección relativa de la carga en la chumacera y de la presión friccional relativa π_f o del parámetro dependiente de la velocidad K_{rot} .

Por aproximación, el valor del flujo lubricante puede calcularse como sigue (ver también sección 4.3.3):

$$Q^* (\varepsilon \leq 0.5) \approx Q^* (\varepsilon = 0) = \frac{1}{1 + \xi} \cdot \frac{\pi}{6(L/D)} \cdot \frac{1}{l_{ax}/L}$$

(Ec. 2- 10)

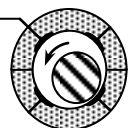
Donde:

$$\xi = \frac{R_{cp}}{R_{P,0}}$$

(Ec. 2- 11)

$$R_{P,0} = \frac{6 \cdot \eta_B \cdot l_{ax}}{b_{ax} \cdot C_R^3}$$

(Ec. 2- 12)



La resistencia al flujo de los capilares, de acuerdo a la sección 4.3.2.2 se calcula como sigue:

$$R_{cp} = \frac{128 \cdot \eta_{cp} \cdot l_{cp}}{\pi \cdot d_{cp}^4}$$

(Ec. 2- 13)

Con la parte no lineal (factor de inercia):

$$a = \frac{1.08}{32} \cdot \frac{4 \cdot Q \cdot \rho}{\eta_{cp} \cdot l_{cp} \cdot Z}$$

(Ec. 2- 14)

Para convertir la ecuación (Ec. 2- 9), el flujo lubricante puede calcularse cuando se conocen los parámetros η_B , C_R , p_{en} , ξ , L/D y l_{ax}/l_B .

Para optimizar las chumaceras, Q^* deben tomarse de la tabla 1 del Anexo A. La potencia de bombeo, sin considerar su eficiencia, se calcula como sigue:

$$P_p = Q \cdot p_{en} = Q^* \frac{p_{en}^2 \cdot C_R^3}{\eta_B}$$

(Ec. 2- 15)

De acuerdo al método de aproximación, Q^* se determina según la ecuación (Ec. 2- 10), de este modo se obtiene el valor característico tanto para el flujo volumétrico como para la potencia de bombeo.

3.4 PÉRDIDA DE POTENCIA POR FRICCIÓN

El valor característico para la pérdida de potencia por fricción se calcula con:

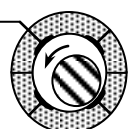
$$P_f^* = \frac{P_f \cdot C_R}{\eta_B \cdot U^2 \cdot L \cdot D}$$

(Ec. 2- 16)

La fricción es generada tanto en el área de carga como en el área de los puertos. El área de carga de la superficie total de la chumacera ($\pi L D$) está dada por.

$$A_{lan}^* = 2 \cdot \frac{l_{ax}}{L} + \frac{Z}{\pi} \cdot \frac{l_c}{D} \left(1 - 2 \cdot \frac{l_{ax}}{L} \right)$$

(Ec. 2- 17)



De acuerdo al método de aproximación, el valor característico de la pérdida de potencia por fricción en el área de contacto está dado por:

$$P_{f,lan}^* = \frac{\pi}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} \cdot A_{lan}^* \quad (\text{Ec. 2-18})$$

Y en el área del puerto de lubricación:

$$P_{f,p}^* = \pi \cdot 4 \cdot \frac{C_R}{h_p} \cdot (1 - A_{lan}^*) \quad (\text{Ec. 2-19})$$

De tal manera el valor característico para la cantidad total de fricción está dada por.

$$P_f^* = \pi \cdot A_{lan}^* \cdot \left[\frac{1}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} + \frac{4 \cdot C_R}{h_p} \left(\frac{1}{A_{lan}^*} - 1 \right) \right] \quad (\text{Ec. 2-20})$$

La pérdida de potencia por fricción real se obtiene despejando P_f de la ecuación (Ec. 2-16) como se muestra a continuación:

$$P_f = P_f^* \cdot \frac{\eta_B \cdot U^2 \cdot L \cdot D}{C_R} \quad (\text{Ec. 2-21})$$

3.5 OPTIMIZACIÓN

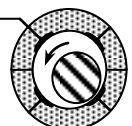
Al optimizar según el consumo de potencia, la pérdida de potencia total, se minimiza, esto es, la suma de las pérdidas de potencia de la bomba y por fricción. De acuerdo a las secciones 3.3 y 3.4, la potencia total está dada por:

$$P_{tot} = P_p + p_f = Q^* \cdot \frac{P_{en}^2 \cdot C_R^3}{\eta_B} + P_f^* \cdot \frac{\eta_B \cdot U^2 \cdot L \cdot D}{C_R} \quad (\text{Ec. 2-22})$$

Las ecuaciones (Ec. 2-1) y (Ec. 2-2) pueden escribirse como sigue:

$$P_{tot} = F \cdot \omega \cdot C_R \cdot \frac{Q^*}{4 \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \cdot F^* \cdot \pi_f} \cdot \left(1 + \frac{P_f}{P_p} \right) \quad (\text{Ec. 2-23})$$

Siguiendo una propuesta de Vermeulen⁽²⁷⁾, el cociente de pérdida de potencia por fricción entre la pérdida de potencia de bombeo se introduce como parámetro opcional P^* y es designado por $(P^* = P_f/P_p)$, así que el valor característico de la pérdida total de potencia está dado por:



$$P_{tot}^* = \frac{P_{tot}}{F \cdot \omega \cdot C_R} = \frac{Q^* \cdot (1 + P^*)}{4 \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot F^* \cdot \pi_f}$$

(Ec. 2- 24)

Cálculos consecutivos han demostrado que la potencia mínima que puede obtenerse en una gama relativamente amplia de $P^* = 1$ a 3 y depende ligeramente sólo del cociente de pérdida de potencia seleccionado P^* . Se propone realizar una optimización aproximada con el valor medio de $P^* = 2$.

Las pérdidas relativas de presión por fricción en la ecuación (Ec. 2- 24) no pueden seleccionarse libremente debido a que están vinculadas al cociente de pérdida de potencia elegido P^* .

$$P^* = \pi_f^2 \cdot 4 \frac{L}{D} \cdot \frac{P_f^*}{Q^*} \quad \text{ó} \quad \pi_f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{P^* \cdot Q^*}{P_f^* \frac{L}{D}}}$$

(Ec. 2- 25)

Cuando P^* , L/D , ε , h_p/C_R y ξ son datos conocidos, el valor característico de la potencia total de acuerdo a la ecuación (Ec. 2- 24) se convierte en una función de Z , l_{ax}/L y l_c/L .

En las figuras 5 y 6 del Anexo A, P_{tot}^* para $P^* = 2$, $Z = 4$, $\xi = 1$, $L/D = 1$, $\varepsilon = 0.4$, con o sin fricción en los puertos ($h_p/C_R = 40$) se presenta como una función de parámetros geométricos l_{ax}/L y l_c/L .

En las figuras 7 a 12 del Anexo A, P_{tot}^* para $P^* = 2$, $\xi = 1$, $\varepsilon = 0.4$, $h_p = 40 C_R$, es presentado para diferentes L/D y Z como una función de l_{ax}/L y l_c/L , tomando en cuenta la fricción en los puertos. El ancho de las áreas de carga l_{ax}/L y l_c/L , donde la potencia total se reduce al mínimo, resultan de estas figuras.

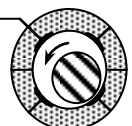
El ancho óptimo del área de carga y los valores de $L/D = 0.3$ a 1 así como el número de puertos $Z = 4$ hasta 10 obtenidos para éstas condiciones, se muestran en la tabla 1 del Anexo A.

Al disminuir el ancho de la chumacera el requerimiento total de potencia aumenta P^* . Para altas frecuencias de rotación y para un diámetro dado esto puede aplicar, sin embargo puede ser ventajoso el usar chumaceras planas con anchos más pequeños.

En el caso de que el eje esté parado o con movimientos muy lentos, el método para optimizar a $P^* =$ de 1 a 3 ya no puede ser aplicado. Para este caso, la potencia de la bomba tiene que minimizarse hasta que se obtenga un contacto relativo con la base. Por lo tanto, el método de aproximación también no funciona y la ecuación diferencial de Reynolds se resolverá por un método finito.

Para una chumacera con $Z = 4$, $L/D = 1$ y $\varepsilon = 0.4$, los siguientes valores se obtienen bajo condiciones óptimas⁽³¹⁾

$$l_{ax}/L = 0.25; l_c/L = 0.4; F^* = 0.202; Q^* = 1.003$$



En las figuras 13 a 18 del Anexo A los valores característicos de la capacidad de carga efectiva $F_{eff,0}^*$ se dan de acuerdo a los resultados para diversos números de puertos como función de ε con κ como para la carga hacia el centro del puerto y al centro del área de carga ⁽²⁶⁾.

3.6 TEMPERATURAS Y VISCOSIDADES

Cuando $\varepsilon = 0$, el calentamiento en los capilares debido a la disipación (la transferencia de calor entre el lubricante y el ambiente no es considerado aquí) está dado por:

$$\Delta T_{cp} = \frac{P_{en} - P}{c_p \cdot \rho} = \frac{P_{en}}{c_p \cdot \rho} \cdot \frac{\xi}{1 + \xi} \quad (\text{Ec. 2-26})$$

En la chumacera, otra vez con $\varepsilon = 0$, como sigue:

$$\Delta T_B = \frac{P}{c_p \cdot \rho} + \frac{P_f}{c_p \cdot \rho \cdot Q} = \frac{P_{en}}{c_p \cdot \rho} \cdot \left(\frac{1}{1 + \xi} + P^* \right) \quad (\text{Ec. 2-27})$$

De tal manera, la temperatura media en los capilares está dada por:

$$T_{cp} = T_{en} + \frac{1}{2} \Delta T_{cp} \quad (\text{Ec. 2-28})$$

Y en la chumacera por:

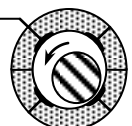
$$T_B = T_{en} + \Delta T_{cp} + \frac{1}{2} \Delta T_B \quad (\text{Ec. 2-29})$$

Se considera que la viscosidad efectiva en los capilares y la chumacera respectivamente está dada por:

$$\eta_{cp} = \eta(T_{cp}) \quad (\text{Ec. 2-30})$$

$$\eta_B = \eta(T_B) \quad (\text{Ec. 2-31})$$

Si no es completamente conocido el valor de la viscosidad en función de la temperatura, las viscosidades η_{cp} y η_B pueden aproximarse siguiendo el estado de Reynolds. Una condición necesaria es que las dos viscosidades η_1 y η_2 se conocen a dos temperaturas T_1 y T_2 las cuales deben ser muy cercanas a las temperaturas T_{cp} y T_B esperadas.



$$\eta_{cp} = \eta_1 \exp[-\gamma(T_{cp} - T_1)] \quad (\text{Ec. 2- 32})$$

$$\eta_B = \eta_1 \exp[-\gamma(T_B - T_1)] \quad (\text{Ec. 2- 33})$$

Donde

$$\gamma = \frac{1}{T_2 - T_1} \cdot \ln \frac{\eta_1}{\eta_2} \quad (\text{Ec. 2- 34})$$

Si solamente es conocido el grado de viscosidad de acuerdo a la norma ISO 3448, entonces la viscosidad para aceites de lubricación comunes que tengan un índice de viscosidad de 100 puede ser calculado sólo con la viscosidad nominal η_{40} (viscosidad dinámica a 40 °C).

$$\eta(T) = \eta_{40} \exp \left[160 \ln \left(\frac{\eta_{40}}{0.18 \times 10^{-3}} \right) \left(\frac{1}{T + 95} - \frac{1}{135} \right) \right] \quad (\text{Ec. 2- 35})$$

La temperatura T debe estar en °C. La viscosidad dinámica η_{40} se obtiene al multiplicar la viscosidad cinemática ν_{40} , basados en el grado de viscosidad por la densidad ρ . Si el valor no es conocido con exactitud, puede calcularse usando $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ como densidad de aproximación.

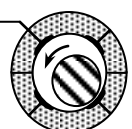
La ecuación (Ec. 2- 35) se basa en la ecuación de estado de Vogel y empíricamente determinadas las constantes de Cameron y Rost que fueron incorporadas por Rodermund⁽²⁸⁾ a la viscosidad nominal a 40 °C.

3.7 PRESIÓN MÍNIMA EN LOS PUERTOS

A altas frecuencias de rotación y con altos valores de K_{rot} , de acuerdo a la ecuación (Ec. 2- 6) la presión en los puertos p_{min} en el lado sin carga de la chumacera puede disminuirse a cero, mientras que la presión en los puertos p_{max} en el lado de carga de la chumacera puede llegar a ser más grande que la p_{en} . La mínima presión en los puertos así como F^* depende de varias variables. Para la relación de presiones estas dependen de:

$$\frac{p_{min}}{p_{en}}(Z, \kappa, K_{rot}) \quad (\text{Ec. 2- 36})$$

En la figura 19 del Anexo A la mínima presión relativa en los puertos con respecto a K_{rot} se muestra para $Z = 4$, $\varepsilon = 0.4$ y tres valores de κ .



4 DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO DE APROXIMACIÓN PARA EL CÁLCULO DE CHUMACERAS HÍBRIDAS RADIALES PLANAS

4.1 INTRODUCCIÓN

Como ya se ha mencionado con anterioridad, el cálculo se basa en un método de aproximación que nos conduce a resultados con mayor exactitud, especialmente en aquellos casos donde se tienen pequeñas áreas de contacto (por ejemplo: ejes que rotan a altas velocidades). En caso de áreas de contacto más amplias, la ecuación diferencial de Reynolds debe resolverse (por medio de ecuaciones diferenciales numéricas).

4.2 FUNDAMENTOS DE CÁLCULO

4.2.1 GENERALIDADES

El método de aproximación asume que el flujo es laminar, libre de inercia, y básicamente se utilizan dos ecuaciones para los flujos en las áreas de carga: la ecuación de Hagen-Poiseuille y la ecuación de Couette.

4.2.2 ECUACIÓN DE HAGEN-POISEUILLE

Flujo volumétrico entre placas paralelas: ($b \gg h$)

$$Q = \frac{(p_2 - p_1) \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l}$$

(Ec. 2- 37)

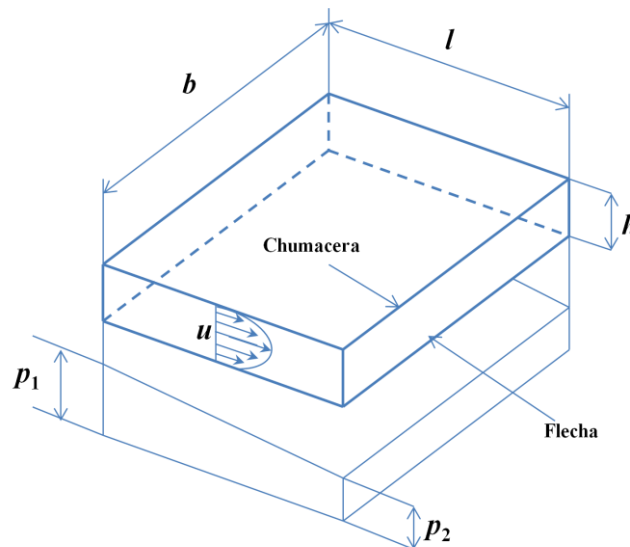


Figura 2- 1: Gradiente de presión entre placas paralelas

4.2.3 ECUACIÓN DE COUETTE

Flujo volumétrico de arrastre debido a la rotación del muñón.

$$Q = b \cdot \frac{U \cdot h}{2}$$

(Ec. 2- 38)

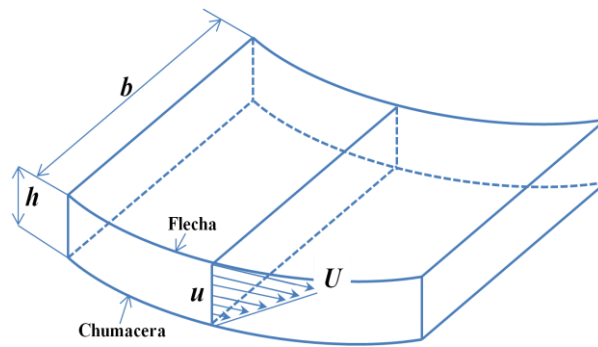


Figura 2- 2: Flujo de arrastre debido a la rotación del muñón

4.2.4 CONSIDERACIONES ADICIONALES

- La presión es constante sobre el área de los puertos.
- La viscosidad en la chumacera y en los capilares o restrictores de flujo es constante.
- El muñón y la chumacera son rígidos, y sus ejes siempre son paralelos.
- Para que se pueda realizar el cálculo del flujo volumétrico del lubricante, el ancho de salida se extiende hasta el centro del área de carga adyacente y la caída de presión sobre la longitud de salida es lineal.
- Para el cálculo de efectos de carga, la presión en los puertos se extiende hasta el centro del área de carga adyacente.

4.3 MÉTODO DE CÁLCULO

4.3.1 GENERALIDADES

Al principio, la presión en los puertos se calculó con la ayuda de la ecuación de continuidad para cierta posición del muñón, que está definida por:

e = excentricidad

$\varepsilon = e/C_R$

β = ángulo de posición

Todos los otros parámetros se derivan de la presión en los puertos. El cálculo es iterativo debido a que el ángulo de posición β no es conocido al principio. Éste ángulo debe ser variado hasta que el resultado de la presión en los puertos y la carga tengan la misma dirección. (Ver Figura 2- 3: Geometría de la chumacera)

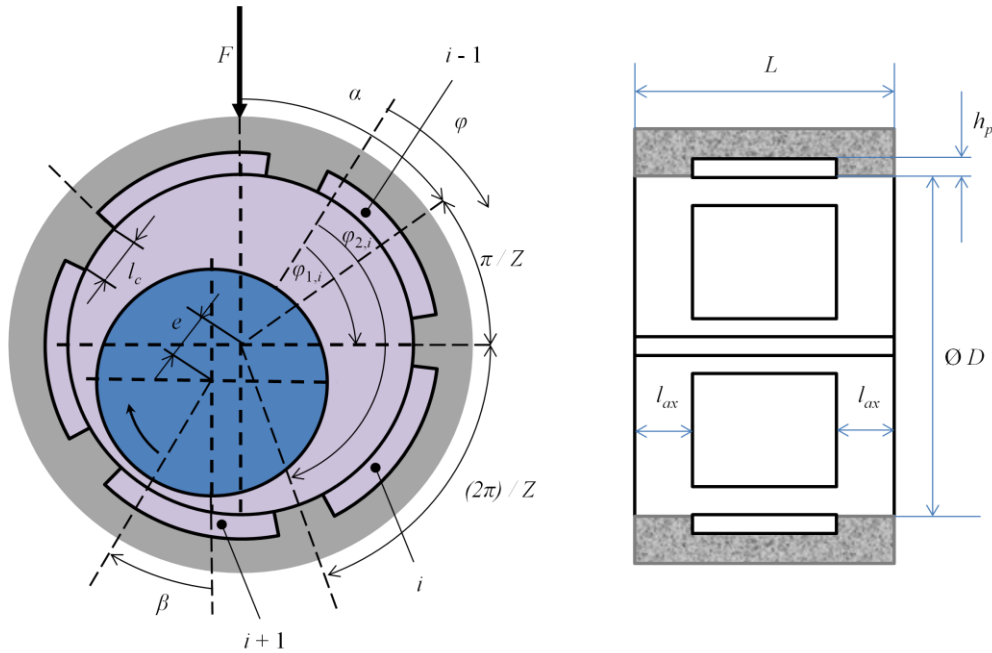


Figura 2- 3: Geometría de la chumacera

En principio, se asume una carga vertical para el cálculo. Sin embargo, esto no es una restricción ya que podemos asumir que la chumacera será montada de manera apropiada para otra dirección de la carga.

Los puertos i ($i= 1, 2, 3... Z$) empieza con el ángulo $\varphi_{1,i}$ y terminan con el ángulo $\varphi_{2,i}$.

El centro del primer puerto está situado en α . El ángulo inicial y el ángulo final se calculan con las siguientes expresiones:

$$\varphi_{1,i} = \alpha - \beta + \frac{2\pi}{Z} \left(i - \frac{3}{2} \right) \tag{Ec. 2- 39}$$

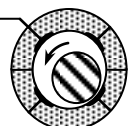
$$\varphi_{2,i} = \alpha - \beta + \frac{2\pi}{Z} \left(i - \frac{1}{2} \right) \tag{Ec. 2- 40}$$

El espesor de la película lubricante h cambia en el área de carga de acuerdo a:

$$h = C_R (1 + \varepsilon \cos \varphi). \tag{Ec. 2- 41}$$

4.3.2 PRESIÓN EN LOS PUERTOS

4.3.2.1 Se usa el principio de continuidad para cada puerto. Una ecuación que cubre las tres presiones p_{i-1} , p_i y p_{i+1} aplicadas a cada puerto i . Esto resulta en un sistema de ecuaciones en donde aparecen todas las presiones. (Ver Figura 2- 4: Flujo volumétrico para un puerto).



4.3.2.2 El flujo volumétrico del lubricante con una pre-resistencia ($\varepsilon = 0$) está dada por:

$$\frac{Q}{Z} = \frac{(p_{en} - p)^k}{R_{cp}}$$

(Ec. 2- 42)

$k = 1$ y corresponde a la ley de resistencia lineal

Por ejemplo en un capilar con flujo laminar tenemos:

$$Re_{cp} = \frac{w \cdot d_{cp} \cdot \rho}{\eta_{cp}} < 2300$$

(Ec. 2- 43)

Y con una porción pequeña del término de inercia

$$\frac{\rho}{2} w^2$$

(Ec. 2- 44)

$k = 1/2$ y corresponde a una ley cuadrada de dependencia, por ejemplo un orificio, el coeficiente de flujo del cual puede ser apreciado como independiente del número de Reynolds.

Cuando se dimensiona un tubo capilar, la porción del término de inercia debe mantenerse bajo, en su caso se deberá tomar en cuenta. De acuerdo a la teoría de Schiller ⁽²⁹⁾ la caída de presión

necesaria para generar la velocidad $w = \frac{4 \cdot Q}{Z \cdot \pi \cdot d_{cp}^2}$

(Ec. 2- 45)

en una entrada redonda (de radio $> 0.3 \times d_{cp}$) es $\Delta p_{en} = 2.16 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$

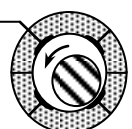
(Ec. 2- 46)

La resistencia al flujo de los capilares es entonces:

$$R_{cp} = \frac{p_{en} - p_i}{\frac{Q}{Z}} = \frac{\Delta p_{lam}}{\frac{Q}{Z}} + \frac{\Delta p_{en}}{\frac{Q}{Z}} = \frac{128 \cdot \eta_{cp} \cdot l_{cp}}{\pi \cdot d_{cp}^4} + \frac{2.16 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2}{w \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{cp}^2}$$

$$R_{cp} = \frac{128 \cdot \eta_{cp} \cdot l_{cp}}{\pi \cdot d_{cp}^4} \cdot (1 + a)$$

(Ec. 2- 47)



Donde:

$$\text{Re}_{cp} = \frac{4 \cdot Q \cdot \rho}{Z \cdot \pi \cdot d \cdot \eta_{cp}} \quad (\text{Ec. 2-48})$$

y

$$a = \frac{1.08}{32} \cdot \text{Re}_{cp} \cdot \frac{d_{cp}}{l_{cp}} = \frac{1.08}{32} \cdot \frac{4 \cdot Q \cdot \rho}{Z \cdot \eta_{cp} \cdot l_{cp} \cdot \pi} \quad (\text{Ec. 2-49})$$

La porción del término no lineal a (factor de inercia) tiene efecto para el exponente $k < 1$ en la ecuación antes mencionada para la expresión Q/Z . El exponente k puede ser calculado por aproximación con la siguiente expresión:

$$k = \frac{1+a}{1+2a} \quad (\text{Ec. 2-50})$$

Sin mayores errores es permitido tomar a de $a = 0.1$ hasta 0.2 y calcular con el exponente $k = 1$. Con respecto a diferentes flujos volumétricos de lubricante en los puertos ($\varepsilon \neq 0$), el número de Reynolds no debe exceder de $\text{Re}_{cp} = 1000$ a 1500 .

4.3.2.3 El flujo volumétrico del puerto i en la dirección axial es:

$$Q_{ax,i} = 2 \int_{\varphi'_{1,i}}^{\varphi'_{2,i}} \frac{h^3}{12 \cdot \eta_B} \cdot \frac{P_i}{l_{ax}} \cdot \frac{D}{2} \cdot d\varphi \quad (\text{Ec. 2-51})$$

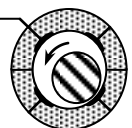
h no es constante debido a la excentricidad del muñón.

Si:

$$\begin{aligned} a_i &= \int_{\varphi'_{1,i}}^{\varphi'_{2,i}} \frac{h^3}{C_R^3} d\varphi = \int_{\varphi'_{1,i}}^{\varphi'_{2,i}} (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 d\varphi_i \\ &= \left[(\varphi'_2 - \varphi'_1) \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right) + (\sin \varphi'_2 - \sin \varphi'_1) (3\varepsilon + \varepsilon^3) + \frac{3}{4} \varepsilon^2 (\sin 2\varphi'_2 - \sin 2\varphi'_1) - \frac{\varepsilon^3}{3} (\sin^3 \varphi'_2 - \sin^3 \varphi'_1) \right]_i \end{aligned} \quad (\text{Ec. 2-52})$$

Entonces:

$$Q_{ax,i} = \frac{C_R^3 \cdot D}{12 \cdot \eta_B \cdot l_{ax}} \cdot a_i \cdot p_i \quad (\text{Ec. 2-53})$$



4.3.2.4 Cuando el flujo volumétrico en la dirección circunferencial ha sido calculado, el flujo entre las placas paralelas con un espesor de película de $\bar{h}_i = h(\varphi_{2,i})$ se asume como una aproximación.

Para el flujo volumétrico del puerto i hasta el puerto $i + 1$ obtenemos los siguientes resultados:

$$Q_{c,i+1} = \frac{\bar{h}^3 \cdot b_c}{12 \cdot \eta_B \cdot l_c} (p_i - p_{i+1}) + \frac{U \cdot \bar{h}_i \cdot b_c}{2} \quad (\text{Ec. 2- 54})$$

Donde:

$$\bar{h}_i = C_R (1 + \varepsilon \cos \varphi_{2,i}) \quad (\text{Ec. 2- 55})$$

y

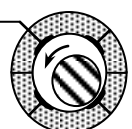
$$U = \pi \cdot D \cdot N \quad (\text{Ec. 2- 56})$$

Por analogía la siguiente ecuación aplica para el flujo volumétrico en el puerto $i-1$ al puerto i .

$$Q_{c,i-1} = \frac{\bar{h}_{i-1}^3 \cdot b_c}{12 \cdot \eta_B \cdot l_c} (p_{i-1} - p_i) + \frac{U \cdot \bar{h}_{i-1} \cdot b_c}{2} \quad (\text{Ec. 2- 57})$$

4.3.2.5 De acuerdo a la Figura 2- 4: Flujo volumétrico para un puerto, la ecuación de continuidad para el puerto i , resulta en:

$$Q_{R,i} = Q_{ax,i} + Q_{c,i+1} - Q_{c,i-1} \quad (\text{Ec. 2- 58})$$



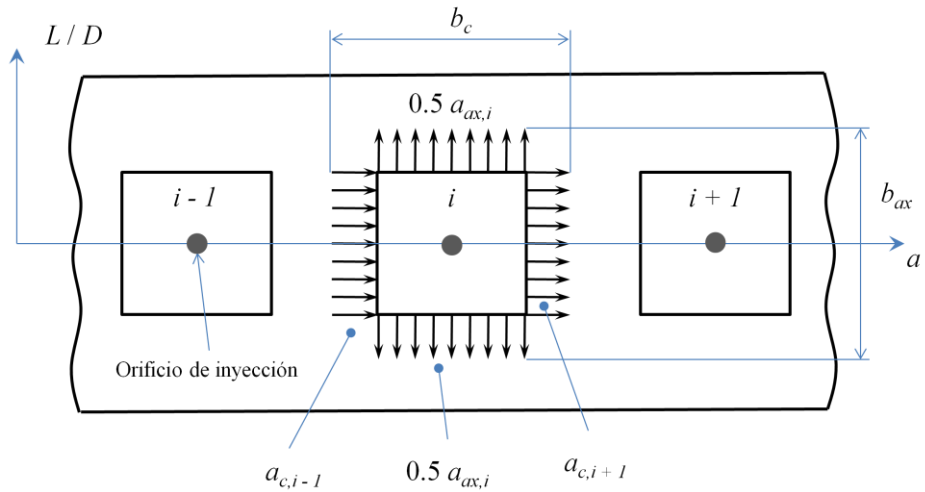


Figura 2- 4: Flujo volumétrico para un puerto

Si:

$$f_i = 1 + \varepsilon \cos \varphi_{2,i} \tag{Ec. 2- 59}$$

$$\omega = 2\pi \cdot N = \frac{2U}{D} \tag{Ec. 2- 60}$$

$$p_i^* = \frac{p_i}{p_{en}} \tag{Ec. 2- 61}$$

Parámetro dependiente de la velocidad:

$$K_{rot} = \frac{\eta_B \cdot \omega \cdot \xi \cdot \kappa \cdot l_c}{p_{en} \cdot \psi^2 \cdot D} \tag{Ec. 2- 62}$$

Donde:

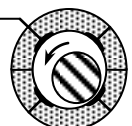
Claro relativo de la chumacera:

$$\psi = \frac{2C_R}{D} \tag{Ec. 2- 63}$$

Cociente de resistencia:

$$\kappa = \frac{R_{P,ax}}{R_{P,c}} = \frac{l_{ax} \cdot b_c}{l_c \cdot b_{ax}} \tag{Ec. 2- 64}$$

$$R_{P,0} = \frac{R_{P,ax}}{2} \tag{Ec. 2- 65}$$



Cociente de resistencia al flujo:

$$\xi = \frac{R_{cp}}{R_{p,0}} = \frac{R_{cp} \cdot b_{ax} \cdot C_R^3}{6 \cdot \eta_B \cdot l_{ax}}$$

(Ec. 2- 66)

Entonces la ecuación del sistema es:

$$- p_{i-1}^* \cdot \frac{\kappa \cdot \xi}{2} \cdot f_{i-1}^3 + p_i^* \left[1 + \frac{a_i}{2\pi} Z \cdot \xi + \frac{\kappa \cdot \xi}{2} (f_i^3 + f_{i-1}^3) \right] - p_{i-1}^* \cdot \frac{\kappa \cdot \xi}{2} \cdot f_i^3 = 1 - 6 \cdot K_{rot} \cdot (f_i - f_{i-1})$$

(Ec. 2- 67)

De tal manera las presiones relativas en los puertos y todos los parámetros adicionales de la chumacera se designan por:

- Cociente de resistencia al flujo ξ .
- Geometría de la chumacera:
 - Número de puertos Z
 - Forma y posición de los puertos (κ , α)
 - Posición del muñón (ε , β)
- Parámetro dependiente de la velocidad K_{rot}

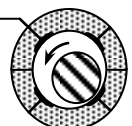
El ángulo β se determina iterativamente en el transcurso de los cálculos.

4.3.3 CARGA F , ÁNGULO DE PRESIÓN β , RIGIDÉZ c

El efecto de la carga radial en el puerto i de acuerdo con la Figura 2- 5: Aplicación de la carga en uno de los puertos, está dada por:

$$F_i = b_c \int_{-\frac{\pi}{Z}}^{\frac{\pi}{Z}} p_i \cos \delta \cdot \frac{D}{2} \cdot d\delta = b_c \cdot p_i \cdot D \cdot \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right)$$

(Ec. 2- 68)



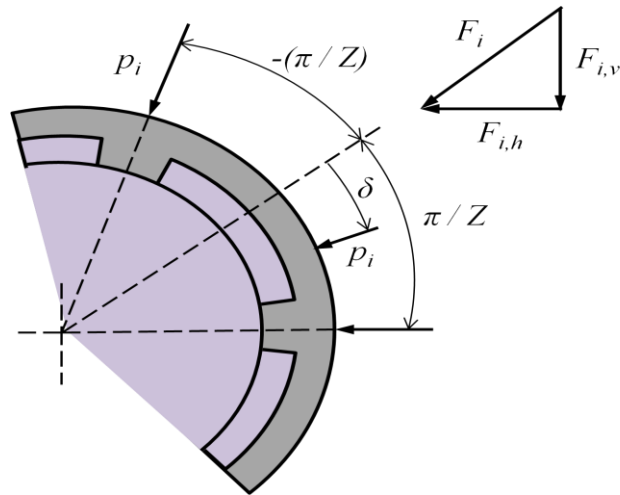


Figura 2- 5: Aplicación de la carga en uno de los puertos

La dirección de F_i se calcula con:

$$\varphi_i = \frac{\varphi_{1,i} + \varphi_{2,i}}{2}$$

(Ec. 2- 69)

La componente horizontal es la sumatoria de todas las proyecciones horizontales de F_i y se calcula con:

$$F_h = b_c \cdot D \cdot \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right) \cdot \sum_{i=1}^Z p_i \sin(\varphi_i + \beta)$$

(Ec. 2- 70)

Correspondientemente para la componente vertical tenemos:

$$F_v = b_c \cdot D \cdot \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right) \cdot \sum_{i=1}^Z p_i \cos(\varphi_i + \beta)$$

(Ec. 2- 71)

Donde:

$$\varphi_i + \beta = a + \frac{2\pi}{Z}(i-1)$$

(Ec. 2- 72)

Por lo que la carga total es:

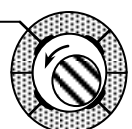
$$F = \sqrt{F_h^2 + F_v^2}$$

(Ec. 2- 73)

El ángulo resultante de la fuerza será:

$$\varphi_F = \arctan \frac{F_h}{F_v}$$

(Ec. 2- 74)



NOTA: en caso de una carga vertical, el ángulo de posición para cada ε debe ser modificado de tal manera que $\varphi_F = 0$. Si la capacidad de carga F no se aplica verticalmente pero con un ángulo φ_F perpendicular a la línea de acción, los resultados para la dirección vertical de la carga pueden ser aplicadas al montar la chumacera en la línea de acción del ángulo β .

La rigidez c puede ser definida en diferentes maneras, aquí se usará de la siguiente forma:

$$c = \frac{F}{e} = \frac{F}{\varepsilon \cdot C_R}$$

(Ec. 2- 75)

4.3.4 FLUJO DEL LUBRICANTE Y POTENCIA DE BOMBEO

El flujo total del lubricante se calcula de acuerdo a la sumatoria del flujo que pasa a través de los capilares $Q_{cp,i}$:

$$Q = \sum_{i=1}^Z Q_{cp,i} = \frac{Z \cdot p_{en} - \sum P_i}{R_{cp}}$$

(Ec. 2- 76)

El flujo del lubricante se puede aproximar de acuerdo a la ecuación (Ec. 2- 10).

La potencia de bombeo se obtiene con:

$$P_p = Q \cdot p_{en}$$

(Ec. 2- 77)

4.3.5 POTENCIA DE FRICCIÓN

La potencia de fricción está compuesta por:

- Fricción en el área de contacto.
- Fricción en los puertos debido al flujo secundario.

El área de contacto está dada por:

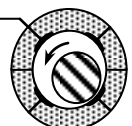
$$A_{lan} = 2\pi \cdot l_{ax} \cdot D + Z \cdot l_c \cdot (L - 2 \cdot l_{ax})$$

(Ec. 2- 78)

$$A_{lan}^* = \frac{A_{lan}}{\pi \cdot L \cdot D}$$

(Ec. 2- 79)

El esfuerzo cortante en la superficie del muñón está dada por:



$$\tau = \eta_B \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=h} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} h + \frac{U}{h} \eta_B$$

(Ec. 2- 80)

Como una aproximación, el esfuerzo cortante τ se calcula como en la siguiente ecuación, sin tomar en cuenta la presión del flujo volumétrico.

$$\tau = \frac{U}{h} \eta_B$$

(Ec. 2- 81)

El resultado para la fricción en el área de carga finalmente se da por:

$$P_{f,lan} = \int_{A_{lan}} \tau \cdot U \cdot dA = \frac{\eta \cdot U^2}{C_R} \cdot \int_{A_{lan}} \frac{dA}{1 + \varepsilon \cos \varphi}$$

(Ec. 2- 82)

Si se supone que el área de carga está uniformemente distribuida alrededor de la periferia, puede simplificarse como:

$$P_{f,lan} = \frac{\eta \cdot U^2}{C_R} \cdot \frac{A_{lan}}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}$$

(Ec. 2- 83)

Aunque la profundidad de los puertos $h_p \gg h$, de acuerdo a Shinkle y Hornung⁽³⁰⁾ la fricción debida al flujo secundario en los puertos debe incluirse en el cálculo de muñones que giran a altas velocidades. Esto aplica especialmente para puertos con ancho y áreas pequeñas.

Cuando el flujo en los puertos es laminar, por ejemplo:

$$Re_p = \frac{U \cdot h_p \cdot \rho}{\eta_B} < 1000$$

(Ec. 2- 84)

Entonces la fricción en los puertos se calcula como:

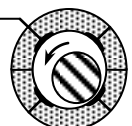
$$P_{f,p} = 4 \frac{\eta \cdot U^2}{h_p} A_p$$

(Ec. 2- 85)

Donde:

$$A_p = \pi \cdot L \cdot D - A_{lan}$$

(Ec. 2- 86)



Cuando $Re_p > 1000$, entonces el flujo es turbulento y la fricción se incrementa paulatinamente. En tal caso, la ecuación anterior de τ no se podrá seguir utilizando.

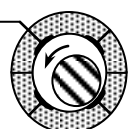
4.3.6 ECUACIONES DE DIMENSIONAMIENTO

Las siguientes ecuaciones pueden utilizarse para determinar las dimensiones cuando la rigidez c es conocida:

$$C_R = \frac{F}{\varepsilon \cdot c} \quad (\text{Ec. 2- 87})$$

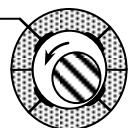
$$D^2 \cdot p_{en} = \frac{F}{\frac{L}{D} \cdot F^*} \quad (\text{Ec. 2- 88})$$

$$\frac{p_{en}}{\eta_B} = \frac{F \cdot \omega}{C_R^2} \cdot \frac{1}{4 \cdot \frac{L}{D} \cdot F^* \cdot \pi_f} \quad (\text{Ec. 2- 89})$$



Capítulo 3

**CÁLCULO, ESPECIFICACIONES, TOLERANCIAS Y SELECCIÓN DE LOS
COMPONENTES DEL PROTOTIPO CHUMACERA HÍBRIDA**



1 CÁLCULO NUMÉRICO DE CHUMACERA HÍBRIDA

1.1 GENERALIDADES

Según lo visto en el capítulo anterior y con ayuda de un programa realizado en MatLab (Anexo B) se examinará una chumacera con cuatro puertos y con dimensiones conocidas. El tipo de aceite lubricante es un ISO VG 10 y se conocen sus temperaturas de operación. La cantidad de lubricante, potencia, rigidez, espesor de la película lubricante, etc. serán calculados. Los siguientes parámetros son conocidos:

1.2 DATOS DIMENSIONALES REALES DE LA CHUMACERA (PROTOTIPO)

Diámetro de la chumacera $[D]$	0.089 [m]
Largo de chumacera $[L]$	0.073025 [m]
Longitud de la salida circunferencial $[b_c]$	0.0440 [m]
Longitud axial del área de carga $[l_{ax}]$	0.0290125 [m]
Longitud circunferencial de la base $[l_C]$	0.0466 [m]
Profundidad de los puertos $[h_p]$	0.0007 [m]
Número de puertos $[Z]$	4
Diámetro de los capilares $[d_{cp}]$	0.001191 [m]
Longitud de los capilares $[l_{cp}]$	0.0355 [m]
Claro radial $[C_R]$	0.007 [m]

Tabla 3- 1

1.3 DATOS DE OPERACIÓN

Capacidad de carga (carga total) $[F]$	5000 [N]
Frecuencia de rotación (velocidad) $[N]$	376.99 [rad/s] (3600 rpm)
Temperatura de entrada del aceite $[T_{en}]$	33 [°C]
Presión de alimentación $[p_{en}]$	2.5E6 [Pa]

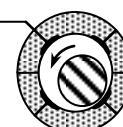
Tabla 3- 2

1.4 DATOS DEL LUBRICANTE

Para un aceite ISO VG 10 respecto a la norma ISO 3448

Datos de lubricante	Valor
Valor del calor específico volumétrico $[c_p, \rho]$	1.75E6 [W s/m ³ K]
Valor de la densidad $[\rho]$	900 [kg/m ³]
Valor de la temperatura 1 $[T_1]$	37.8 [°C]
Valor de la temperatura 2 $[T_2]$	50 [°C]
Valor de la viscosidad dinámica temperatura 1 $[\eta_1]$	0.021735 [Pa s]
Valor de la viscosidad dinámica temperatura 2 $[\eta_2]$	0.013455 [Pa s]
Valor de la viscosidad dinámica a 40 °C $[\eta_{40}]$	0.0198 [Pa s]

Tabla 3- 3



1.5 RESULTADOS DE DISEÑO

Término	Resultado
Resistencia al flujo de los capilares [R_{cp}]	2.8360e+010 [Pa s/m ³]
Resistencia al flujo del puerto (pocket), cuando epsilon es igual a cero [R_p]	1.0618e+011 [Pa s/m ³]
Cociente de resistencia al flujo [ξ]	0.2671 [1]
Relación de presión en pockets (huecos) [P_i]	0.7892 [1]
Cociente de resistencia en chumacera [κ]	0.3918 [1]
Presión friccional relativa primer método [π_f]	0.8913 [1]
Parámetro dependiente de la velocidad primer método [K_{rot}]	0.0489 [1]
Valor característico de capacidad de carga efectiva [F_{eff}^*]	0.5106 [1]
Valor calculado del número de Sommerfeld [So]	0.4610 [1]
Excentricidad relativa [ε]	0.5068 [1]
Mínimo espesor de película lubricante [h_{min}]	3.4525e-005 [m]
Área de carga de la superficie total de la chumacera [A_{lan}^*]	0.9316 [1]
Valor característico de la potencia friccional [P_f^*]	3.4809 [1]
Potencia friccional (pérdida de potencia por fricción) [P_f]	1.3302e+003 [W]
Flujo de lubricante para la chumacera completa [Q]	7.4326e-005 [m ³ /s]
Incremento de la temperatura en capilares [ΔT_{cp}]	0.3011 [K]
Incremento de la temperatura en la chumacera [ΔT_B]	11.3544 [K]
Temperatura media en los capilares [T_{cp}]	33.1506 [°C]
Temperatura media en la chumacera [T_B]	38.9783 [°C]
Viscosidad dinámica en los capilares [η_{cp}]	0.0261 [Pa s]
Viscosidad dinámica en la chumacera [η_B]	0.0208 [Pa s]
Factor de inercia (por capilares) [a]	0.7758 [1]
Número de Reynolds en el puerto (pocket) [Re_p]	509.3160 [1]
Número de Reynolds en los capilares [Re_{cp}]	685.1551 [1]

Tabla 3- 4

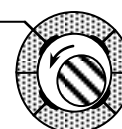
2 LÍMITES Y AJUSTES

El diseñador tiene la libertad de adoptar cualquier configuración geométrica de ajuste para ejes y agujeros que garantice la función propuesta. Se ha acumulado una experiencia suficiente con situaciones comúnmente recurrentes para hacer normas internacionales útiles para facilitar la decisión de los ajustes o tolerancias de diseño ⁽³²⁾.

Al utilizar la normatividad internacional, las letras mayúsculas siempre se refieren al agujero; las minúsculas se usan para el eje.

Las definiciones que se dan en la Figura 3- 1: Definiciones aplicadas a un ajuste cilíndrico se explican de la manera siguiente:

- Tamaño básico: tamaño al cual se asignan límites o desviaciones y es el mismo para ambos elementos de ajuste.
- Desviación: diferencia algebraica entre un tamaño y el tamaño básico correspondiente.
- Desviación superior: diferencia algebraica entre el límite máximo y el tamaño básico correspondiente.



- Desviación inferior: diferencia algebraica entre el límite mínimo y el tamaño básico correspondiente.
- Desviación fundamental: desviación superior o inferior, en función de cuál se aproxime más al tamaño básico.
- Tolerancia: diferencia entre los límites de tamaño máximo y mínimo de una parte.
- Grado de tolerancia internacional: números IT (siglas en inglés de tolerancia internacional) que designan grupos de tolerancia tales que las tolerancias para un número IT en particular tengan el mismo nivel relativo de exactitud, pero varíen según el tamaño básico.
- Agujero base: sistema de ajustes correspondientes a un tamaño de agujero básico. La desviación fundamental es H.
- Árbol base: sistema de ajustes correspondiente a un tamaño de eje básico. La desviación fundamental es h. Aquí no se incluye al sistema de eje base.

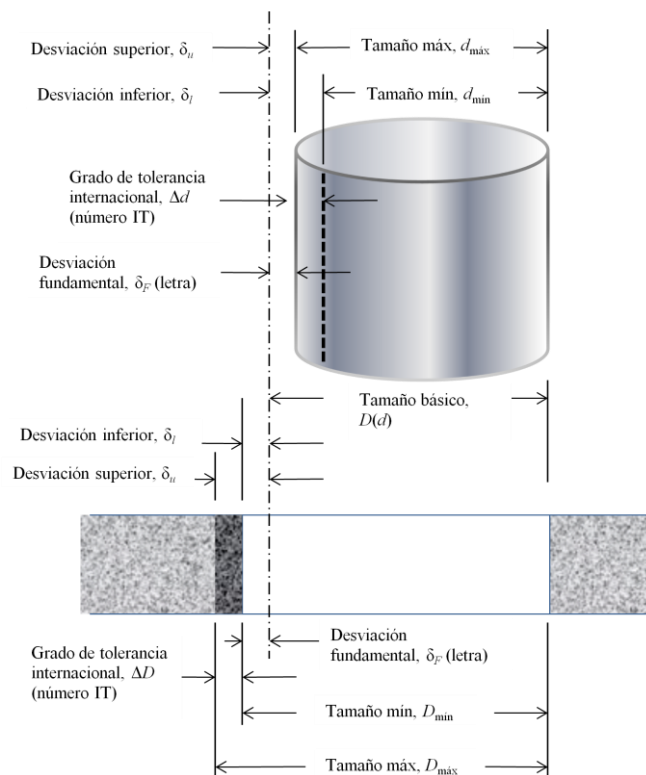


Figura 3- 1: Definiciones aplicadas a un ajuste cilíndrico

La magnitud de la zona de tolerancia representa la variación en el tamaño de la parte y es igual para las dimensiones internas y externas. Las zonas de tolerancia se especifican en números de grado de tolerancia menor, y varían de IT0 a IT16, pero para los ajustes preferentes sólo se necesitan los grados IT6 a IT11.

En la norma se emplean letras de posición de tolerancia, donde las letras mayúsculas representan dimensiones internas (agujeros) y las minúsculas denotan dimensiones externas (ejes). Como se muestra en la Figura 3- 1: Definiciones aplicadas a un ajuste cilíndrico, la desviación fundamental localiza la zona de tolerancias con relación al tamaño básico.

En la tabla 3- 5 se muestra la forma en que se combinan las letras con los grados de tolerancia para establecer un ajuste preferente. El símbolo de la ISO que corresponde al agujero para un ajuste deslizante, con un tamaño básico de 32 mm, es 32H7. Las unidades de pulgadas no constituyen una parte de la norma. Sin embargo, la designación (1 ³/₈ pulgada) H7 contiene la misma información y se recomienda su uso aquí. En ambos casos, la letra mayúscula H establece la desviación fundamental y el número 7 define un grado de tolerancia IT7.

Para ajuste deslizante, las dimensiones correspondientes del eje se definen por el símbolo 32g6.

Desviación superior = desviación fundamental

Desviación inferior = desviación superior – grado de tolerancia

Para los códigos de letra k, n, p, s y u, las desviaciones para ejes son:

Desviación superior = desviación fundamental

Desviación inferior = desviación inferior + grado de tolerancia

La desviación H (para agujeros) es cero. La desviación superior es igual al grado de tolerancia.

Como se muestra en la figura 3- 1, se utiliza la siguiente notación:

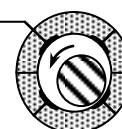
D_0 = tamaño básico del agujero

d = tamaño básico del eje

δ_u = desviación superior

Tipo de ajuste	Descripción	Símbolo
Juego	• Ajuste suelto en operación: para tolerancias comerciales amplias o márgenes en elementos externos.	H11/c11
	• Ajuste libre en operación: no se debe emplear cuando la exactitud es esencial, pero resulta adecuado para grandes variaciones de temperatura, altas velocidades de operación o grandes presiones en el eje.	H9/d9
	• Ajuste estrecho en operación: para operación en máquinas de precisión y para la ubicación exacta a velocidades y presiones moderadas en el eje.	H8/f7
	• Ajuste deslizante: donde las partes no se van a operar libremente, pero se deben mover y girar libremente y tener una ubicación precisa.	H7/g6
	• Ajuste de holgura localizada: proporciona un ajuste firme para la ubicación de partes estacionarias, pero se puede ensamblar y desensamblar libremente.	H7/h6
Transición	• Ajuste de transición localizada: para ubicación precisa; un parámetro intermedio entre holgura e interferencia.	H7/k6
	• Ajuste de transición localizada: para una ubicación más precisa, donde es permisible una mayor interferencia.	H7/n6
Apriete	• Ajuste de interferencia localizada: para partes que requieren rigidez y alineación con la mejor precisión de ubicación, pero sin requisitos especiales de presión en el diámetro interior	H7/p6
	• Ajuste de impulso medio: para partes de acero ordinarias o ajustes por contracción en secciones ligeras; el ajuste más firme que se puede realizar con elementos de hierro fundido.	H7/s6
	• Ajuste forzado: adecuado para partes que se puedan someter a esfuerzos elevados, o para ajustes por contracción donde resulten imprácticas las fuerzas de alta presión.	H7/u6

Tabla 3- 5



δ_l = desviación inferior

δ_F = desviación fundamental

ΔD_0 = grado de tolerancia para el agujero

Δd = grado de tolerancia para el eje

Observe que todas estas cantidades son determinísticas. Por lo que, para el agujero:

$$D_{\max} = D_0 + \Delta D_0 \quad (\text{Ec. 3-1})$$

$$D_{\min} = D_0 \quad (\text{Ec. 3-2})$$

Para ejes con ajustes de holgura c, d, f, g y h:

$$d_{\max} = d + \delta_F \quad (\text{Ec. 3-3})$$

$$d_{\min} = d + \delta_F - \Delta d \quad (\text{Ec. 3-4})$$

Para ejes con ajustes por interferencia k, n, p, s y u:

$$d_{\min} = d + \delta_F \quad (\text{Ec. 3-5})$$

$$d_{\max} = d + \delta_F + \Delta d \quad (\text{Ec. 3-6})$$

3 SISTEMA DE SELLOS PARA EJES ROTATORIOS

En esta sección se mencionan puntos clave para la selección y maquinado de los componentes del sello mecánico para ejes rotatorios, éstos están basados en normatividad internacional como la API Standard 682⁽³³⁾ y la ISO 286⁽³⁴⁾. Todo con el fin de tener un prototipo seguro y funcional.

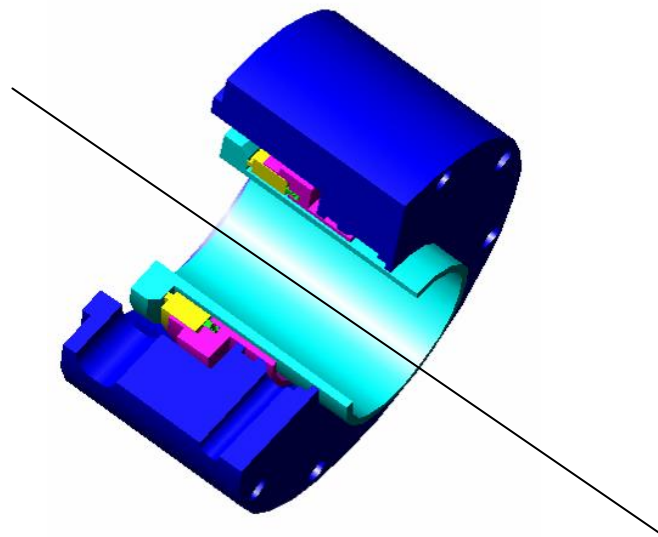


Figura 3- 2: sello mecánico

3.1 SUPERFICIE DE LOS SELLOS

Las superficies selladas por medio de O-rings, incluyendo todas las ranuras donde éstos se alojan y espesores, deberán tener un máximo de rugosidad de $1.6\mu\text{m Ra}$ ($63\mu\text{in Ra}$), para O-rings estáticos, y de $0.8\mu\text{m Ra}$ ($32\mu\text{in Ra}$), para superficies en donde habrá O-rings con deslizamiento dinámico. Los espesores deberán tener un mínimo de 3 mm (0.12 in) de radio o un mínimo de 1.5 mm (0.06 in) para O-rings biselados con guía interna para O-rings estáticos y un mínimo de 2 mm (0.08 in) para O-rings biselados con guía interna para O-rings dinámicos. El biselado deberá tener un ángulo máximo de 30° .

3.2 MANGAS DE SELLO DE TIPO CARTUCHO

- a) El claro diametral entre el eje y la manga deberá ser de F7/h6 de acuerdo con la ISO 286-2

NOTA: el F7/h6 se correlaciona de 0.020 mm (0.0008 in) a 0.093 mm (0.003 in) de claro para el rango de los tamaños sellos cubiertos en esta especificación, y varía como función del diámetro. Lo importante es el minimizar el descentramiento de la manga (figura 18), permitiendo al mismo tiempo el ensamble y desensamble. Típicamente los discos de contracción requieren claros de tolerancia más estrictos y deben seguir el diseño de criterio del fabricante para estos discos.

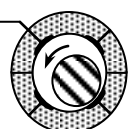
Las mangas deben tener un hombro para obtener una ubicación positiva para los elementos rotatorios.

- b) A menos que sea indicada alguna especificación especial, el material del O-ring de sello del eje con la manga deberá ser de elastómero o de anillos flexibles de grafito.

NOTA: los dispositivos metálicos para hacer la función del sello son a menudo poco fiables, pueden dañar el eje, y hacen difícil el desensamble de los mismos. Los dispositivos de sellado deben ser hechos de un material más suave que el del material del eje.

- c) Para ejes que requieren que pase el O-ring por encima de alguna cuerda o rosca, el claro radial deberá ser de al menos 1.6 mm (1/16 in) entre la rosca y el diámetro interno de la junta, y el diámetro de paso deberá ser redondeado o biselado (como está indicado en la sección 6.1.1.9) para evitar cualquier tipo de daño en el O-ring.
- d) Los dispositivos de sellado entre el eje y la manga ubicados fuera del bordo de la manga deberán ser capturados o mantenidos entre la manga y el eje.

NOTA: es común el uso de grafito flexible en el sello metálico localizado al bordo del final de la manga.



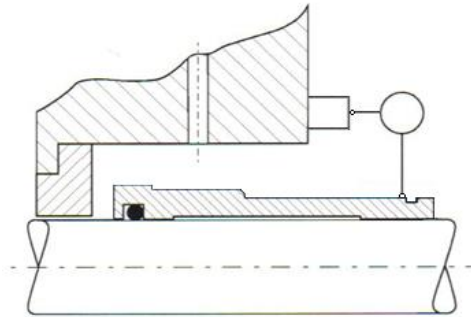


Figura 3- 3: manga de sello

- e) Las mangas deberán tener como mínimo un espesor de 2.5 mm (0.100 in). El espesor de la manga en el área del componente de ajuste por tornillo deberá estar de acuerdo a la siguiente tabla:

Diámetro de eje		Espesor radial mínimo de la manga	
mm	in	mm	in
<57	<2.250	2.5	0.100
De 57 a 80	De 2.250 a 3.250	3.8	0.150
>80	>3.250	5.1	0.200

Tabla 3- 6

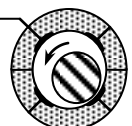
NOTA 1: el espesor de la manga cerca del alojamiento de los tornillos de fijación evitará la deformación del material de la manga debido al ajuste de los tornillos de fijación.

NOTA 2: las mangas con un espesor excesivamente delgado pueden deformarse muy fácil. El espesor mínimo en la manga en su parte más delgada es justo en la ranura donde se coloca el sello.

- f) La manga debe ser maquinada con acabado en toda su longitud de manera que el agujero y el diámetro exterior sean concéntricos con una tolerancia de 25 μ m (0.001 in) TIR.
- g) Las mangas deberán ser removidas a lo largo de su cavidad y deberán tener agujeros de ajuste cerca o justo en el extremo de la misma.

NOTA: la remoción de la manga se facilitará en su montaje y desmontaje con los ajustes debidamente seleccionados.

- h) Los tornillos de fijación del collarín deberán de ser de un material lo suficientemente resistente para fijar la manga de manera segura con el eje.
- i) A menos que sea indicada alguna especificación especial, las mangas deberán ser AISI 316 de acero inoxidable, o EN 10088 Grado 1.4571 o su equivalente.



3.3 RESORTES

A menos que sea indicada alguna especificación especial o individual, los sellos donde hay resortes sencillos de tipo bobina deberán estar hechos de acero inoxidable AISI 316.

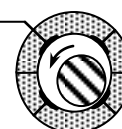
NOTA: la medida de la sección transversal del espesor del resorte se deberá tomar en consideración cuando sean seleccionados los resortes. Secciones transversales gruesas en los resortes, como aquellas que se pueden encontrar en sellos con un solo resorte, no son tan propensos a sufrir daños de fisura por esfuerzo ó por corrosión como lo son los resortes de sección transversal más delgada o fina, encontrados en sellos con múltiples resortes.

3.4 COMPONENTES SECUNDARIOS DEL SELLO

A menos que sea indicada alguna especificación especial, el material de los O-rings debe ser fluoroelastómero (FKM). Las limitaciones de temperatura para elastómeros están listadas en el anexo C.3 de la norma API.

A menos que sea indicada alguna especificación especial, si las temperaturas de operación o la compatibilidad química entre los elementos excluya el uso de fluoroelastómero (FKM), el material de los O-rings deberá ser perfluoroelastómero (FFKM). Para detalles adicionales ver anexo C.4.

NOTA: los usuarios deberán considerar otras alternativas en dado caso en que el costo del perfluoroelastómero sea muy elevado o también en dado caso que su desempeño sea cuestionable. Estas alternativas incluyen el uso de materiales de elementos secundarios como lo son O-rings con recubrimiento TFE, sellos de elementos sólidos de TFE, Nitrilo (NBR), Etileno Propileno (EPM/EPDM), sustitutos/aproximaciones/alternativas de perfluoroelastómero, y grafito flexible. Los principales factores a considerar en la selección de una alternativa adecuada de otro material diferente al perfluoroelastómero nos la puede dar la experiencia en el uso de otro material que es conocido su comportamiento, además que su costo puede ser menor.



4 CÁLCULO MECÁNICO SEGÚN NORMAS INTERNACIONALES (API-ISO)

4.1 ESPESOR MÍNIMO DE PARED PARA LAS BRIDAS DE SELLO MECÁNICO

Se debe de cumplir la siguiente condición:

$$s > \frac{r_i}{10} \quad (\text{Ec. 3-7})$$

$$r_e - r_i > \frac{r_i}{10} \quad (\text{Ec. 3-8})$$

$$\begin{aligned} (0.1143\text{ m} - 0.0765\text{ m}) &> \frac{0.0765\text{ m}}{10} \\ 0.0378\text{ m} &> 0.00765\text{ m} \end{aligned}$$

Se aplica la teoría de recipientes de pared gruesa (para el caso de sólo presión interior), debido a que el espesor de pared es mayor a una décima parte de su radio interior.

$$\sigma_{r,\max} = -p_d = -p_{en} = -14.710\text{ MPa} \quad (\text{Ec. 3-9})$$

$$\sigma_{t,\max} = \frac{P_{en}}{r_e^2 - r_i^2} (r_e^2 + r_i^2) = \frac{14.710\text{ MPa}}{(0.1143\text{ m})^2 - (0.0765\text{ m})^2} [(0.1143\text{ m})^2 + (0.0765\text{ m})^2] \quad (\text{Ec. 3-10})$$

$$\sigma_{t,\max} = 38.582\text{ MPa}$$

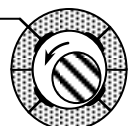
Se verifica el mínimo espesor de pared mediante el cálculo de los esfuerzos inducidos. Se utiliza la teoría del esfuerzo cortante máximo, puesto que el material que usará para fabricar las bridas de sello mecánico es dúctil con designación AISI 4140, con esfuerzo de cedencia de 432.473MPa.

$$\tau_{\max} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2FS} \quad (\text{Ec. 3-11})$$

$$\frac{\sigma_{yp}}{2FS} \geq \tau_{\max}$$

$$\sigma_{yp} \geq 2\tau_{\max}FS \quad (\text{Ec. 3-12})$$

$$\sigma_{yp} \geq 2 \left(\frac{P_{en} r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \right) FS$$



$$\sigma_{yp} \geq 2 \left(\frac{(14.710 \text{ MPa})(0.1143 \text{ m})^2}{(0.1143 \text{ m})^2 - (0.0765 \text{ m})^2} \right) FS$$

$$\sigma_{yp} \geq (53.292 \text{ MPa})(FS)$$

O bien, podemos comprobarlo de la siguiente manera:

$$\sigma_{yp} \geq 2\tau_{\max} FS$$

(Ec. 3- 13)

$$\sigma_{yp} \geq 2 \left(\frac{\sigma_{t,\max} - \sigma_{r,\max}}{2} \right) FS$$

$$\sigma_{yp} \geq (\sigma_{t,\max} - \sigma_{r,\max}) FS$$

$$\sigma_{yp} \geq [38.582 \text{ MPa} - (-14.710 \text{ MPa})] FS$$

$$\sigma_{yp} \geq (53.292 \text{ MPa}) FS$$

Considerando concentraciones de esfuerzos en las bridas de sello mecánico y asumiendo lesiones humanas por falla del diseño. Se tomará un factor de seguridad de 5. De tal manera que sustituyendo valores en la ecuación anterior, tenemos:

$$\sigma_{yp} \geq (53.292 \text{ MPa}) FS$$

$$432.473 \text{ MPa} \geq (53.292 \text{ MPa})(5)$$

$$432.473 \text{ MPa} \geq 266.460 \text{ MPa}$$

Por lo tanto confirmamos que las dimensiones propuestas para las bridas de sello mecánico de la chumacera híbrida cumplen con las condiciones de diseño.

4.2 ESPESOR MÍNIMO DE PARED PARA LOS PEDESTALES INFERIOR Y SUPERIOR

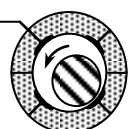
Se debe de cumplir la siguiente condición:

$$s > \frac{r_i}{10}$$

$$r_e - r_i > \frac{r_i}{10}$$

$$(0.076311 \text{ m} - 0.058661 \text{ m}) > \frac{0.058661 \text{ m}}{10}$$

$$0.01765 \text{ m} > 0.0058661 \text{ m}$$



Se aplica la teoría de recipientes de pared gruesa (para el caso de sólo presión interior), debido a que el espesor de pared es mayor a una décima parte de su radio interior.

$$\sigma_{r,\max} = -p_d = -p_{en} = -14.710 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t,\max} = \frac{p_{en}}{r_e^2 - r_i^2} (r_e^2 + r_i^2) = \frac{14.710 \text{ MPa}}{(0.076311 \text{ m})^2 - (0.058661 \text{ m})^2} [(0.076311 \text{ m})^2 + (0.058661 \text{ m})^2]$$

$$\sigma_{t,\max} = 57.207 \text{ MPa}$$

Se verifica el mínimo espesor de pared mediante el cálculo de los esfuerzos inducidos. Se utiliza la Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo, puesto que el material que usará para fabricar los pedestales es dúctil con designación AISI 4140, con esfuerzo de cedencia de 432.473 MPa.

$$\tau_{\max} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2FS}$$

$$\frac{\sigma_{yp}}{2FS} \geq \tau_{\max}$$

$$\sigma_{yp} \geq 2\tau_{\max}FS$$

$$\sigma_{yp} \geq 2 \left(\frac{p_{en} r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \right) FS$$

$$\sigma_{yp} \geq 2 \left(\frac{(14.710 \text{ MPa})(0.076311 \text{ m})^2}{(0.076311 \text{ m})^2 - (0.058661 \text{ m})^2} \right) FS$$

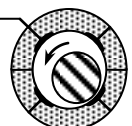
$$\sigma_{yp} \geq (71.917 \text{ MPa})(FS)$$

O bien, podemos comprobarlo de la siguiente manera:

$$\sigma_{yp} \geq 2\tau_{\max}FS$$

$$\sigma_{yp} \geq 2 \left(\frac{\sigma_{t,\max} - \sigma_{r,\max}}{2} \right) FS$$

$$\sigma_{yp} \geq (\sigma_{t,\max} - \sigma_{r,\max})FS$$



$$\sigma_{yp} \geq [57.207 \text{ MPa} - (-14.710 \text{ MPa})]FS$$

$$\sigma_{yp} \geq (71.917 \text{ MPa})FS$$

Considerando concentraciones de esfuerzos en los pedestales y asumiendo lesiones humanas por falla del diseño. Se tomará un factor de seguridad de 5. De tal manera que sustituyendo valores en la ecuación anterior, tenemos:

$$\sigma_{yp} \geq (71.917 \text{ MPa})FS$$

$$432.473 \text{ MPa} \geq (71.917 \text{ MPa})(5)$$

$$432.473 \text{ MPa} \geq 359.585 \text{ MPa}$$

Por lo tanto confirmamos que las dimensiones propuestas para los pedestales inferior y superior de la chumacera híbrida cumplen con las condiciones de diseño.

4.3 CÁLCULO DEL NÚMERO DE ESPÁRRAGOS PARA FIJAR LOS PEDESTALES INFERIOR Y SUPERIOR

Se propone espárragos de 0.01905m de diámetro de acero de aleación al mediano carbono con designación ASTM Grado BD (Grado SAE 8), con esfuerzo de cedencia de 896.319MPa.

$$\sigma_{\text{permisible}} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = \frac{896.319 \text{ MPa}}{2} = 448.160 \text{ MPa}$$

(Ec. 3- 14)

$$\sigma_{\text{apriete}} = \frac{\sigma_{\text{permisible}}}{3} = \frac{448.160 \text{ MPa}}{3} = 149.387 \text{ MPa}$$

(Ec. 3- 15)

$$\sigma_{\text{resistente}} = \sigma_{\text{permisible}} - \sigma_{\text{apriete}} = 448.160 \text{ MPa} - 149.387 \text{ MPa} = 298.773 \text{ MPa}$$

(Ec. 3- 16)

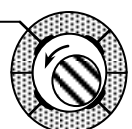
El área resistente para un espárrago de 0.01905m de diámetro con rosca UNC/UNRC es de $2.155 \times 10^{-4} \text{ m}^2$. Por lo tanto el número de espárragos necesarios para fijar los pedestales inferior y superior, se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$F_{\text{inducida}} = F_{\text{resistente}} n_{\text{tornillos}}$$

(Ec. 3- 17)

$$P_{en} A_{\text{chumacera}} + 2P_{en} A_{\text{lateral}} = \sigma_{\text{resistente}} A_{\text{resistente}} n_{\text{tornillos}}$$

(Ec. 3- 18)



$$n_{\text{tornillos}} = \frac{p_{en}(A_{\text{chumacera}} + 2A_{\text{lateral}})}{\sigma_{\text{resistente}} A_{\text{resistente}}}$$

(Ec. 3- 19)

$$n_{\text{tornillos}} = \frac{14.710 \text{ MPa} [(0.073025 \text{ m})(0.089 \text{ m}) + 2(0.0474243 \text{ m})(0.107 \text{ m})]}{(298.773 \text{ MPa})(2.155 \times 10^{-4} \text{ m}^2)} = 3.804 \approx 4$$

Por lo tanto, los pedestales inferior y superior se fijarán con 4 espárragos de 0.01905m de diámetro con rosca UNC.

4.4 CÁLCULO DEL NÚMERO DE ESPÁRRAGOS PARA FIJAR LAS BRIDAS DE SELLO MECÁNICO A LOS PEDESTALES

Se propone espárragos de 0.0127m de diámetro de acero de aleación al mediano carbono con designación ASTM Grado BD (Grado SAE 8), con esfuerzo de cedencia de 896.319 MPa.

$$\sigma_{\text{permisible}} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = \frac{896.319 \text{ MPa}}{2} = 448.160 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{apriete}} = \frac{\sigma_{\text{permisible}}}{2} = \frac{448.160 \text{ MPa}}{2} = 224.08 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{resistente}} = \sigma_{\text{permisible}} - \sigma_{\text{apriete}} = 448.160 \text{ MPa} - 224.08 \text{ MPa} = 224.08 \text{ MPa}$$

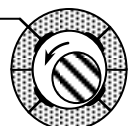
El área resistente para un espárrago de 0.0127m de diámetro con rosca UNC/UNRC es de $91.548 \times 10^{-6} \text{ m}^2$. Por lo tanto el número de espárragos necesarios para fijar cada brida de sello mecánico a los pedestales, se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$F_{\text{inducida}} = F_{\text{resistencia}} n_{\text{tornillos}}$$

$$p_{en} A_{\text{brida}} = \sigma_{\text{resistente}} A_{\text{resistente}} n_{\text{tornillos}}$$

$$n_{\text{tornillos}} = \frac{p_{en} A_{\text{brida}}}{\sigma_{\text{resistente}} A_{\text{resistente}}} = \frac{14.710 \text{ MPa} \left[\frac{\pi}{4} [(0.153 \text{ m})^2 - (0.1101 \text{ m})^2] \right]}{(224.08 \text{ MPa})(91.548 \times 10^{-6} \text{ m}^2)} = 6.357$$

Decidimos colocar un número par de espárragos para tener una configuración simétrica; por lo tanto, cada brida de sello mecánico se fijará a los pedestales con 8 espárragos de 0.0127m de diámetro con rosca UNC. Es necesaria la simetría en la configuración debido a que los espárragos servirán también para fijar los soportes de los sensores de vibración (sensores de proximidad).



4.5 TOLERANCIAS Y AJUSTES ENTRE LA CHUMACERA HÍBRIDA Y LOS PEDESTALES INFERIOR Y SUPERIOR

Se propone el siguiente ajuste 117.3226H6/h6. De acuerdo a ISO 286-1, tenemos:

4.5.1 CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA EL ALOJAMIENTO DE LA CHUMACERA HÍBRIDA

Tolerancia estándar:

Grado de tolerancia: IT6 117.3226H6 Tabla 1, ISO 286-1	IT = 0.022mm
--	--------------

Desviaciones fundamentales:

117.3226H6 Párrafo 9.2, ISO 286-1	$ES = EI + IT$
--------------------------------------	----------------

117.3226H6 Tabla 3, ISO 286-1	$EI = 0$
----------------------------------	----------

Por lo tanto, $ES = EI + IT = 0 + 0.022\text{mm} = 0.022\text{mm}$

Dimensión y tolerancias del alojamiento de la chumacera híbrida:

Dimensión máxima = Tamaño básico + Desviación superior = 117.3226mm + 0.022mm

Dimensión mínima = Tamaño básico + Desviación inferior = 117.3226mm + 0

$\varnothing 117.3226^{+0.022}_{-0.0}$

4.5.2 CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA LA CHUMACERA HÍBRIDA

Tolerancia estándar:

Grado de tolerancia: IT6 117.3226h6 Tabla 1, ISO 286-1	IT = 0.022mm
--	--------------

Desviaciones fundamentales:

117.3226h6 Párrafo 9.1, ISO 286-1	$ei = es - IT$
--------------------------------------	----------------

117.3226h6 Tabla 2, ISO 286-1	$es = 0$
----------------------------------	----------

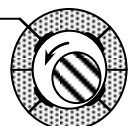
Por lo tanto, $ei = es - IT = 0 - 0.022\text{mm} = -0.022\text{mm}$

Dimensión y tolerancias del diámetro exterior de la chumacera híbrida:

Dimensión máxima = Tamaño básico + Desviación superior = 117.3226mm + 0

Dimensión mínima = Tamaño básico + Desviación inferior = 117.3226mm + (- 0.022mm)

$\varnothing 117.3226^{+0.0}_{-0.022}$



4.6 TOLERANCIAS Y AJUSTES ENTRE EL EJE Y LA MANGA DEL SELLO MECÁNICO

De acuerdo a la sección 3.2, el claro diametral entre el eje y la manga debe ser F7/h6; por lo tanto el ajuste será 88.9F7/h6. Y de acuerdo a la norma ISO 286-1, tenemos:

4.6.1 CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA LA MANGA

Tolerancia estándar:

Grado de tolerancia: IT7 88.9F7 Tabla 1, ISO 286-1	IT = 0.035mm
--	--------------

Desviaciones fundamentales:

88.9F7 Párrafo 9.2, ISO 286-1	$ES = EI + IT$
----------------------------------	----------------

88.9F7 Tabla 3, ISO 286-1	$EI = 0.036$
------------------------------	--------------

Por lo tanto, $ES = EI + IT = 0.036 + 0.035\text{mm} = 0.071\text{mm}$

Dimensión y tolerancias del diámetro interior de la manga:

Dimensión máxima = Tamaño básico + Desviación superior = 88.9mm + 0.071mm

Dimensión mínima = Tamaño básico + Desviación inferior = 88.9mm + 0.036

$\varnothing 88.936_{-0.0}^{+0.035}$

4.6.2 CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA EL EJE

Tolerancia estándar:

Grado de tolerancia: IT6 88.9h6 Tabla 1, ISO 286-1	IT = 0.022mm
--	--------------

Desviaciones fundamentales:

88.9h6 Párrafo 9.1, ISO 286-1	$ei = es - IT$
----------------------------------	----------------

88.9h6 Tabla 2, ISO 286-1	$es = 0$
------------------------------	----------

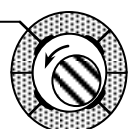
Por lo tanto, $ei = es - IT = 0 - 0.022\text{mm} = -0.022\text{mm}$

Dimensión y tolerancias del diámetro del eje:

Dimensión máxima = Tamaño básico + Desviación superior = 88.9mm + 0

Dimensión mínima = Tamaño básico + Desviación inferior = 88.9mm + (-0.022mm)

Antes de especificar las tolerancias en el eje, debemos de tomar en cuenta la norma ISO 12129-2, en donde se establecen las tolerancias de forma y posición para el muñón del eje en función



del mínimo espesor de película lubricante. Por lo tanto, de acuerdo al mínimo espesor de película lubricante calculado, la dimensión y tolerancias del eje serán:

$$\text{Ø}88.9^{+0.0}_{-0.005}$$

4.7 TOLERANCIAS Y AJUSTES ENTRE EL ANILLO ESTACIONARIO DE CARBÓN Y EL PORTA-CARBÓN DEL SELLO MECÁNICO

Se propone el siguiente ajuste 129H7/g6. De acuerdo a ISO 286-1, tenemos:

4.7.1 CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA EL PORTA-CARBÓN DEL SELLO MECÁNICO

Tolerancia estándar:

Grado de tolerancia: IT7 129H7 Tabla 1, ISO 286-1	IT = 0.040mm
---	--------------

Desviaciones fundamentales:

129H7 Párrafo 9.2, ISO 286-1	$ES = EI + IT$
---------------------------------	----------------

129H7 Tabla 3, ISO 286-1	$EI = 0$
-----------------------------	----------

Por lo tanto, $ES = EI + IT = 0 + 0.040\text{mm} = 0.040\text{mm}$

Dimensión y tolerancias del diámetro interior del porta-carbón del sello mecánico:

Dimensión máxima = Tamaño básico + Desviación superior = 129mm + 0.040mm

Dimensión mínima = Tamaño básico + Desviación inferior = 129mm + 0

$$\text{Ø}129^{+0.040}_{-0.0}$$

4.7.2 CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA EL ANILLO ESTACIONARIO DE CARBÓN DEL SELLO MECÁNICO

Tolerancia estándar:

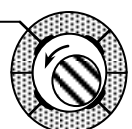
Grado de tolerancia: IT6 129g6 Tabla 1, ISO 286-1	IT = 0.025mm
---	--------------

Desviaciones fundamentales:

129g6 Párrafo 9.1, ISO 286-1	$ei = es - IT$
---------------------------------	----------------

129g6 Tabla 2, ISO 286-1	$es = -0.014\text{mm}$
-----------------------------	------------------------

Por lo tanto, $ei = es - IT = -0.014\text{mm} - 0.025\text{mm} = 0.039\text{mm}$



Dimensión y tolerancias del diámetro exterior del anillo estacionario de carbón del sello mecánico:

Dimensión máxima = Tamaño básico + Desviación superior = 129mm + (-0.014mm)

Dimensión mínima = Tamaño básico + Desviación inferior = 129mm + (-0.039mm)

$$\text{Ø}128.986^{+0.0}_{-0.025}$$

4.8 TOLERANCIAS Y AJUSTES ENTRE EL COLLARÍN Y LA MANGA DEL SELLO MECÁNICO

Se propone el siguiente ajuste 95H7/g6. De acuerdo a ISO 286-1, tenemos:

4.8.1 CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA EL COLLARÍN

Tolerancia estándar:

Grado de tolerancia: IT7 95H7 Tabla 1, ISO 286-1	IT = 0.035mm
--	--------------

Desviaciones fundamentales:

95H7 Párrafo 9.2, ISO 286-1	$ES = EI + IT$
--------------------------------	----------------

95H7 Tabla 3, ISO 286-1	$EI = 0$
----------------------------	----------

Por lo tanto, $ES = EI + IT = 0 + 0.035\text{mm} = 0.035\text{mm}$

Dimensión y tolerancias del diámetro interior del collarín:

Dimensión máxima = Tamaño básico + Desviación superior = 95mm + 0.035mm

Dimensión mínima = Tamaño básico + Desviación inferior = 95mm + 0

$$\text{Ø}95^{+0.035}_{-0.0}$$

4.8.2 CÁLCULO DE TOLERANCIAS PARA LA MANGA DEL SELLO MECÁNICO

Tolerancia estándar:

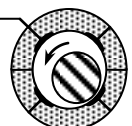
Grado de tolerancia: IT6 95g6 Tabla 1, ISO 286-1	IT = 0.022mm
--	--------------

Desviaciones fundamentales:

95g6 Párrafo 9.1, ISO 286-1	$ei = es - IT$
--------------------------------	----------------

95g6 Tabla 2, ISO 286-1	$es = -0.012\text{mm}$
----------------------------	------------------------

Por lo tanto, $ei = es - IT = -0.012\text{mm} - 0.022\text{mm} = -0.034\text{mm}$



Dimensión y tolerancias del diámetro exterior de la manga del sello mecánico:

Dimensión máxima = Tamaño básico + Desviación superior = 95mm + (-0.012mm)

Dimensión mínima = Tamaño básico + Desviación inferior = 95mm + (- 0.034mm)

$$\text{Ø}94.988^{+0.0}_{-0.022}$$

4.9 SELECCIÓN DEL COPLE FLEXIBLE ENTRE EL EJE Y EL MOTOR ELÉCTRICO

Para la selección del cople flexible debemos de tomar en cuenta las siguientes condiciones de diseño:

- Fácil instalación, sin necesidad de mover los equipos a acoplar durante el montaje o desmontaje del cople.
- Debe cumplir con las especificaciones establecidas en API 610 y API 671.
- Alta capacidad de desalineamiento con bajas cargas inducidas a los rodamientos del equipo, reduciendo la vibración y aumentando la vida de los rodamientos.
- Sin piezas de desgaste para evitar el mantenimiento preventivo y la necesidad de ser lubricado.
- Torsionalmente rígido para mantener una frecuencia de rotación constante.
- De bajo costo.

Por lo tanto, se seleccionó un cople de la serie T Metastream®, de desarrollo original de John Crane Flexibox®, que incorpora un diseño de membranas flexibles, onduladas y de acero inoxidable. Este diseño proporciona máxima flexibilidad en la transmisión de potencia con un elevado desalineamiento. Además cumple con todas las condiciones de diseño indicadas anteriormente.

4.9.1 PROCESO DE SELECCIÓN DEL COPLE FLEXIBLE

- Factor de servicio $SF = 1.0$ (para par constante).
- Tasa del cople flexible en kW por 1000rpm:

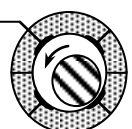
$$\text{Tasa} = \frac{P_{\text{motor}}(1000)(SF)}{60N} = \frac{\left(3728.5 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}\right)(1000)(1.0)}{(60)(3\text{s}^{-1})} = 20.714 \text{ kW}/1000\text{rpm}$$

- Se debe seleccionar el cople con una tasa igual o mayor.
- La capacidad máxima del agujero de la masa de cople debe ser de 47.625mm de diámetro para el lado del eje del motor eléctrico de relevo.
- Se comprueba que la capacidad máxima del momento de torsión es la adecuada:

$$\text{Momento de torsión} = \frac{P_{\text{motor}}}{2\pi N} = \frac{3728.5 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}}{2\pi(3\text{s}^{-1})} = 197.803\text{Nm}$$

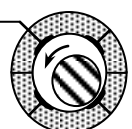
- Se comprueba la frecuencia máxima de rotación.
- Se determino que no es necesario equilibrio dinámico extra.

Por lo tanto el cople seleccionado es: **TSKS-0033**



Capítulo 4

MONTAJE DEL PROTOTIPO CHUMACERA HIBRIDA



PRECAUCIONES:

Antes de montar el equipo, es de suma importancia asegurarse de que la máquina que se va a medir o ensamblar en el banco de pruebas no pueda encenderse de forma accidental, por ejemplo, bloqueando el interruptor en la posición de apagado o quitando los fusibles. Y se recomienda el uso de la herramienta adecuada para que no sean dañados los componentes.

1 ALIENACIÓN

Las exigencias de calidad y rendimiento en la actualidad aumentan día a día. El tiempo de inactividad y el mantenimiento deben estar muy bien planificados. Al realizar las tareas de mantenimiento, no debe existir ninguna duda sobre el resultado que se obtendrá. En este sentido, la utilización de equipos láser representa una gran ventaja en la alineación de maquinaria. Con equipo de medición láser (como el Easy-Laser), el trabajo se realiza de forma rápida, con gran precisión y, además, permite documentar los resultados. El resultado de la medición será el mismo independientemente de la persona que realice el trabajo (al contrario de lo que sucede con los métodos tradicionales).

Por alineación de los ejes se entiende el ajuste de la posición relativa de dos máquinas acopladas, por ejemplo un motor y una bomba, de forma que las líneas centrales de los ejes sean concéntricas durante el funcionamiento de las máquinas en condiciones normales.

1.1 ALINEACIÓN DE EJES

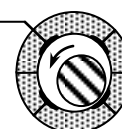
Casi el 50% del tiempo de inactividad de las máquinas rotativas se debe a una alineación defectuosa. Los ejes que no estén convenientemente alineados pueden provocar:

1. Rotura de rodamientos
2. Rotura de ejes
3. Rotura de juntas
4. Desgaste de acoplamientos
5. Sobre calentamiento
6. Pérdida de energía
7. Alta vibración

Una máquina convenientemente alineada proporciona:

1. Mayor tiempo de producción
2. Menor desgaste de juntas y rodamientos
3. Menor desgaste de acoplamientos
4. Menor vibración
5. Menor coste de mantenimiento

Saber manejar el sistema de alineación de forma correcta es fundamental para la alineación. Con el fin de obtener un buen resultado, también es necesario tener conocimientos sobre la tolerancia, los diferentes tipos de acoplamientos, las máquinas y bases, etc.



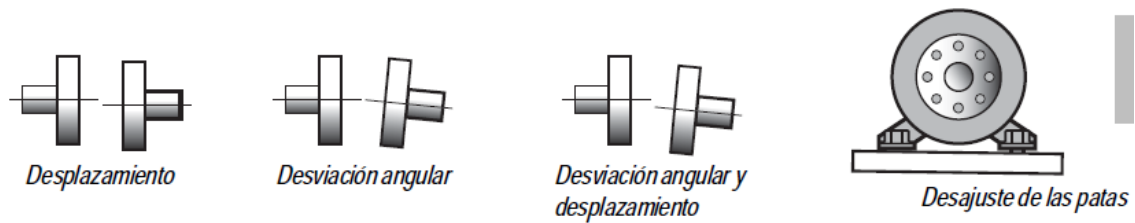


Figura 4- 1: desplazamiento de coples, desviaciones de coples y desajuste en patas

Términos técnicos de medición y alineación que es importante conocer:

Desplazamiento: las líneas centrales de los dos ejes no son concéntricas sino paralelas.

Desviación angular: las líneas centrales de los dos ejes no son paralelas.

Máquina M: máquina móvil. La máquina que se ajusta tomando como referencia una máquina fija.

Unidad M: la unidad de medición que se instala en la máquina móvil.

Máquina S: máquina fija. No debe moverse.

Unidad S: la unidad de medición que se instala en la máquina fija.

Desajuste de la patas: condición en la que la máquina se apoya sobre tres patas en lugar de cuatro. Esto significa que la máquina se apoya de forma inestable sobre la base. Este fallo debe solucionarse antes de proceder a la alineación.

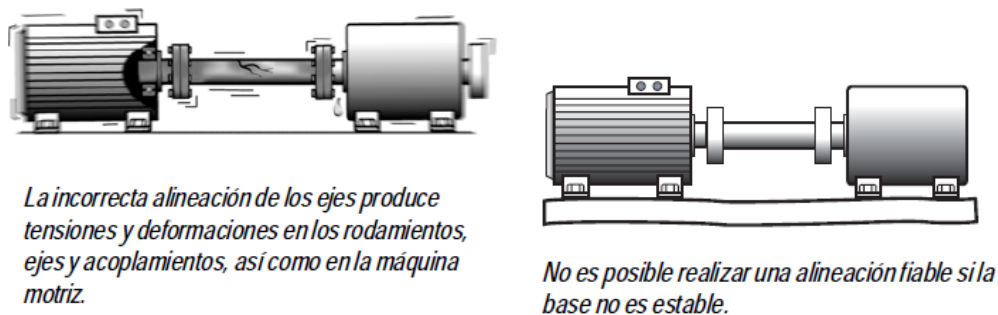


Figura 4- 2: problemas en alineación

La medición con los sistemas Easy-Laser® de alineación de ejes permite registrar los valores correspondientes a tres posiciones por medio de unidades montadas en cada uno de los ejes. En efecto, el sistema calcula y muestra el valor de desplazamiento en el acoplamiento, el valor angular y los valores de ajuste de las patas de la máquina móvil (M).

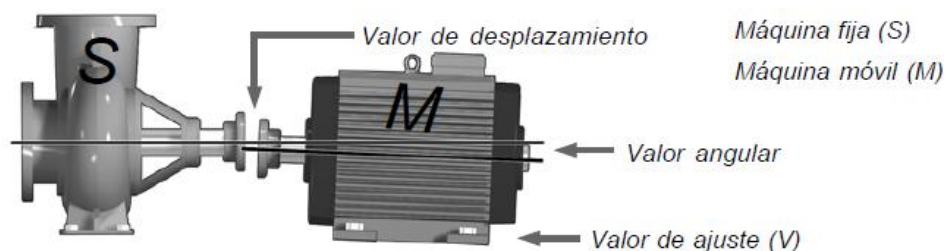


Figura 4- 3: valores de ajuste en máquina móvil

1.2 EL SISTEMA DE MEDICIÓN Easy-Laser®

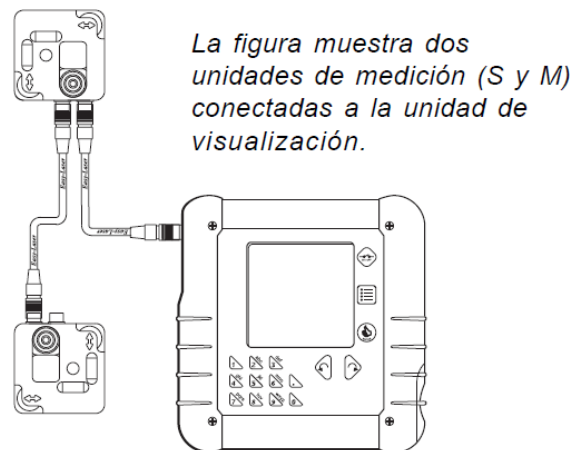


Figura 4- 4: sistema de medición Easy-Laser

A continuación se explica cómo conectar el equipo para su utilización. Para obtener una descripción detallada de cada emisor láser, unidad de medición, etc. consulte el capítulo A.

1. Coloque el equipo en el objeto que se va a medir, utilizando los dispositivos de sujeción adecuados.

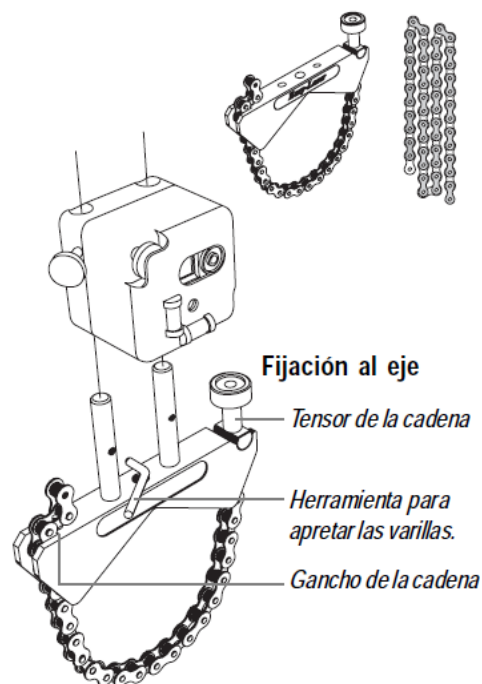


Figura 4- 5: base de sujeción para ejes



Imagen 4- 1: láser montado en chumacera de balero del banco de pruebas

2. Conecte el cable a la unidad de visualización.
3. Conecte el otro extremo del cable a cualquiera de las unidades de medición o detección. Nota: Puede utilizar cualquiera de los dos conectores disponibles.
4. Si está utilizando un sistema de alineación de ejes, conecte el otro cable entre las unidades S y M.
5. Encienda la unidad de visualización pulsando el botón. Lo primero que aparece en la pantalla es el menú de programas. Ejecute el programa deseado pulsando el número del programa.

En la primera línea del menú principal aparece el texto «Units found:» (unidades encontradas), que muestra si la unidad de visualización está en contacto con todas las unidades de medición conectadas.

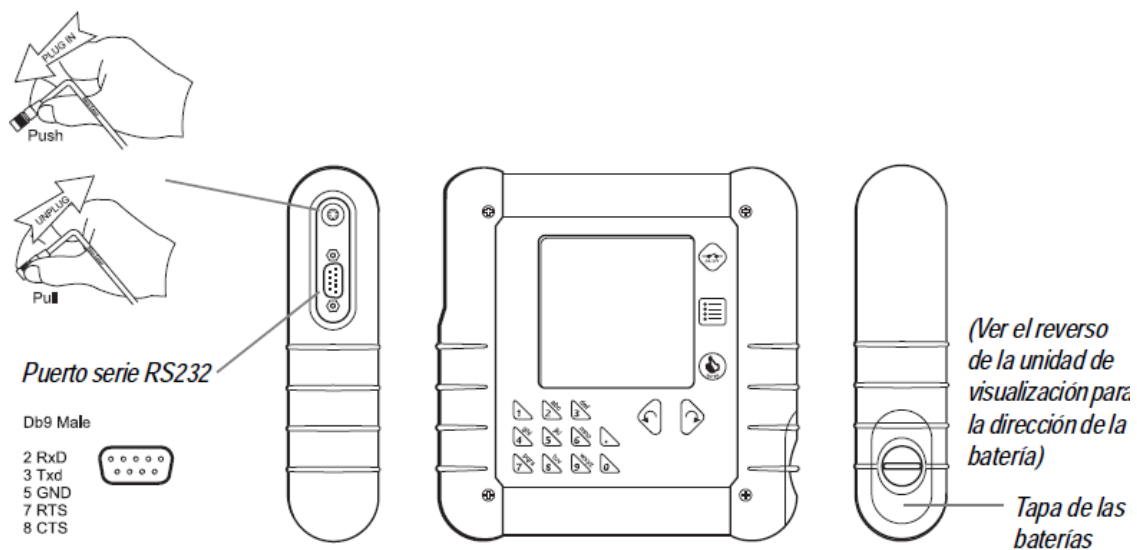
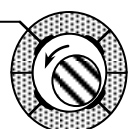


Figura 4- 6: unidad de visualización

NOTA: si el cable está mal conectado, la unidad láser no emitirá el láser y no la detectará el centro de mando.



6. A continuación enfoque el láser hacia el detector. Dirija el láser hacia la diana que se encuentre más cerca. (Para obtener una descripción detallada, consulte el capítulo C, alineación aproximada para la alineación de ejes, y el programa correspondiente para otras mediciones.)
7. Abra la diana.
8. Introduzca las distancias a medida que se las vaya solicitando el sistema.
9. Realice la medición siguiendo las instrucciones que aparecen en pantalla.
10. Una vez finalizada la medición puede guardar el resultado de la medición o, si dispone de una impresora, imprimir los resultados (consulte el capítulo B). Si lo desea, también puede conectar la unidad de visualización a un PC y transmitir los datos (para ello, primero tiene que instalar el programa Easy-Laser Link; consulte el capítulo B.)

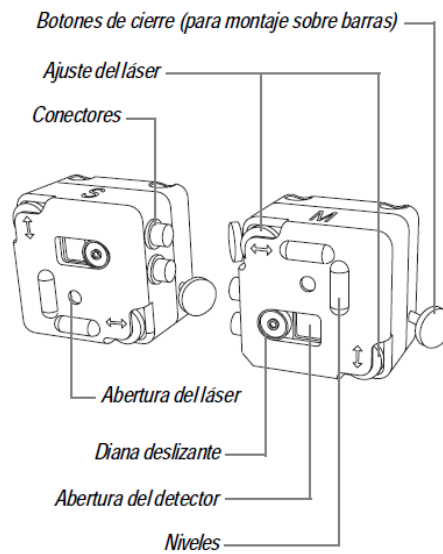


Figura 4- 7: partes del módulo láser



Imagen 4- 2: unidades S y M montados en chumaceras de tipo balero

1.3 MONTAJE DE LAS UNIDADES DE MEDICIÓN

Monte la unidad S en la máquina fija.

Monte la unidad M en la máquina móvil.

Colóquese mirando a la máquina fija (S) desde la máquina móvil (M).

De este modo, la posición 9 es la que queda a la izquierda, tal y como se muestra en la figura.

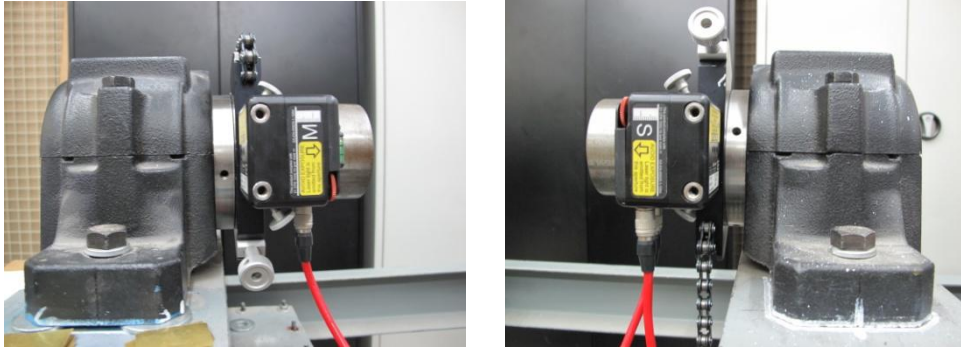


Imagen 4- 3: unidades S y M

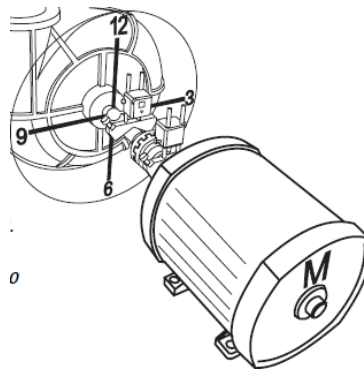


Figura 4- 8: puntos de medición para unidades S y M

1.4 ALINEACIÓN APROXIMADA

Al hacer girar los ejes con las unidades de medición montadas, el haz láser proyecta unos arcos cuyo centro coincide con el centro de los ejes. Durante el giro, el haz se desplaza sobre las superficies de los detectores. Si la alineación es deficiente, los haces pueden llegar a salirse de los detectores. En este caso, deberá efectuar una alineación aproximada.

Preparación: monte el equipo y especifique las distancias.

Procedimiento de alineación aproximada

1. Gire los ejes con las unidades de medición en la posición
2. Apunte el haz al centro de las dianas cerradas.
3. Gire los ejes con las unidades de medición en la posición

4. Compruebe dónde incide el haz láser y ajústelo a la mitad de la distancia en dirección al centro (consulte la figura).
5. Ajuste la máquina móvil de forma que el haz láser incida en el centro de ambas dianas.
6. Abra las dianas antes de iniciar la medición. Así concluye éste procedimiento.

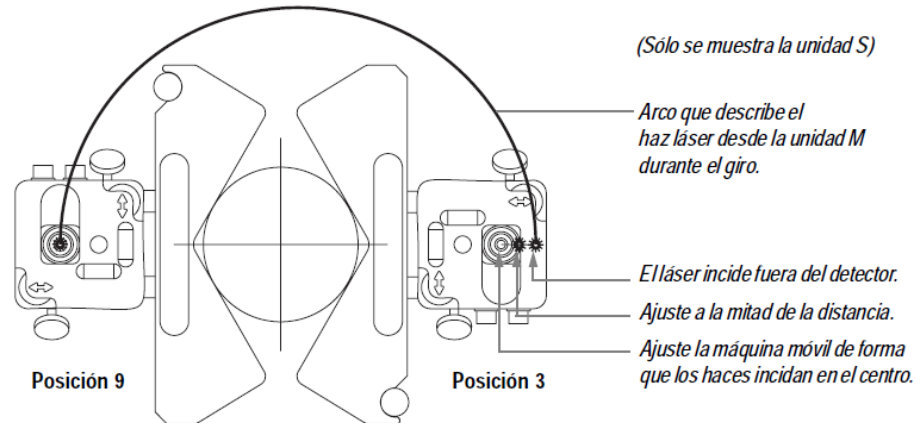


Figura 4- 9: ajuste para incidir el láser en el detector



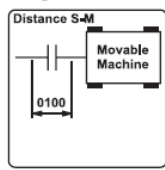
Imagen 4- 4: medición con las unidades S y M a las 3

1.5 ALINEACIÓN DE EJES: INTRODUCCIÓN DE LAS DISTANCIAS

Cuando se selecciona un programa de alineación de ejes, el sistema pide las distancias entre las unidades de medición, el acoplamiento y las patas. Introduzca estas distancias como se indica en

las siguientes figuras. El sistema acepta distancias comprendidas entre 1 y 32000 mm (1260 pulgadas).

Programa horizontal:



Introduzca las distancias con el teclado numérico.

Aceptar (cada distancia):

[Modificar:]

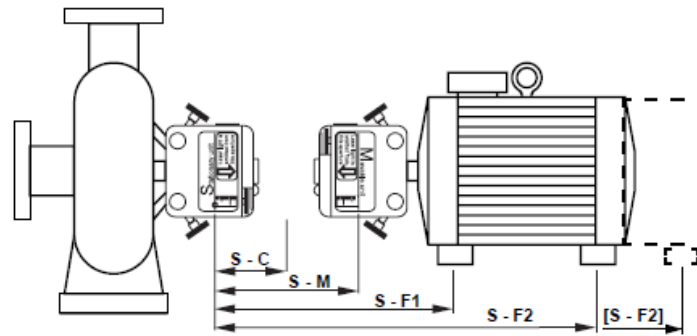


Figura 4- 10: medidas para introducir en el programa del Easy-Laser

S-M=distancia entre las unidades de medición.

S-F1=distancia entre el detector fijo (S) y el primer par de patas (F1). (Para entrar en un valor negativo [S-F1], una primera prensa para el signo de menos, después incorporar el valor.)

S-C=distancia entre S y el centro del acoplamiento (si el acoplamiento está en el centro de las dos unidades de medición, pulse “Enter”; en caso contrario introduzca el valor adecuado).

S-F2=distancia entre S y F2 (debe ser superior a la distancia S-F1).

[S-F2]=si la máquina tiene tres pares de patas, puede añadir esta distancia una vez haya finalizado la medición; el sistema calculará un nuevo valor de ajuste para este par de patas (consulte la página C7).

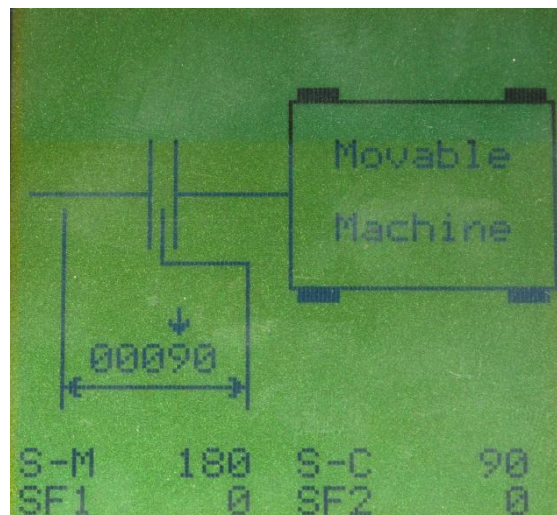
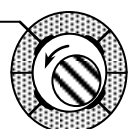


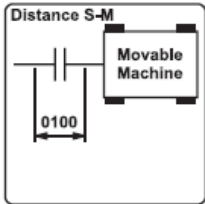
Imagen 4- 5: introducción de las medidas




1.6 ALINEACIÓN DE EJES EN LAS POSICIONES 9, 12 Y 3


En el caso del programa Horizontal se leen los valores en las posiciones 9, 12 y 3. Es decir, se giran los ejes un total de 180°. El procedimiento de medición es el siguiente: monte el equipo, ejecute el programa horizontal, introduzca las distancias, realice una alineación aproximada (si es necesario) y comience la medición.


NOTA: compruebe que el haz láser incide en los detectores en cada una de las posiciones (9, 12 y 3)




1. Introduzca las distancias a medida que se lo solicite el sistema.


Aceptar (cada distancia): 

[Modificar: ]

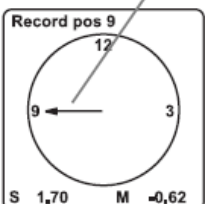


3. Gire los ejes hasta la posición 12. Registre el segundo valor.

Aceptar: 


[Modificar: ]


La marca parpadea para indicar la posición en que deben situarse las unidades de medición.

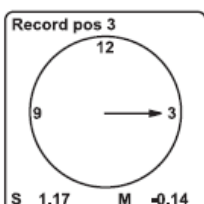


2. Posición 9. Gire las unidades de medición/ejes según la indicación de los niveles hasta la posición 9. Ajuste los láseres. Abra las dianas. Registre el primer valor.


Valor unidades S y M

Aceptar 

[Modificar: ]



4. Gire los ejes hasta la posición 3. Registre el último valor.

Aceptar: 

Los valores horizontales se actualizan continuamente

Los valores verticales se actualizan continuamente

Horizontal values:

-0,15mm

0,09/100mm

-0,23 -1,36

Vertical values:

0,10mm

0,06/100mm

0,04 -0,71

Horizontal values:

-0,15mm

0,09/100mm

-0,23 -1,36

Vertical values:

0,10mm

0,06/100mm

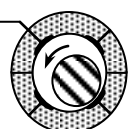
0,04 -0,71

5. El resultado aparece en pantalla. Las posiciones horizontal y vertical de la máquina móvil se muestran de forma numérica y gráfica.

Figura 4- 11: alineación de ejes en posiciones 9, 12 y 3

El resultado de la medición en una máquina horizontal muestra la posición de la máquina móvil y cómo se debe ajustar para lograr la alineación.

1. Consulte los valores para decidir si es preciso alinear la máquina. En caso afirmativo:



2. Cálcula con arreglo a los valores de ajuste vertical.
 3. Ajuste el desplazamiento lateral según los valores horizontales.
- NOTA: las unidades de medición deben colocarse en la posición 3 para el ajuste horizontal y en la posición 12 para el ajuste vertical, en función de los valores en tiempo real.

Colóquese mirando a la máquina fija (S) desde la máquina móvil (M). De este modo, la posición 9 es la que queda a la izquierda, tal y como se muestra en la Figura 4- 4: sistema de medición Easy-Laser

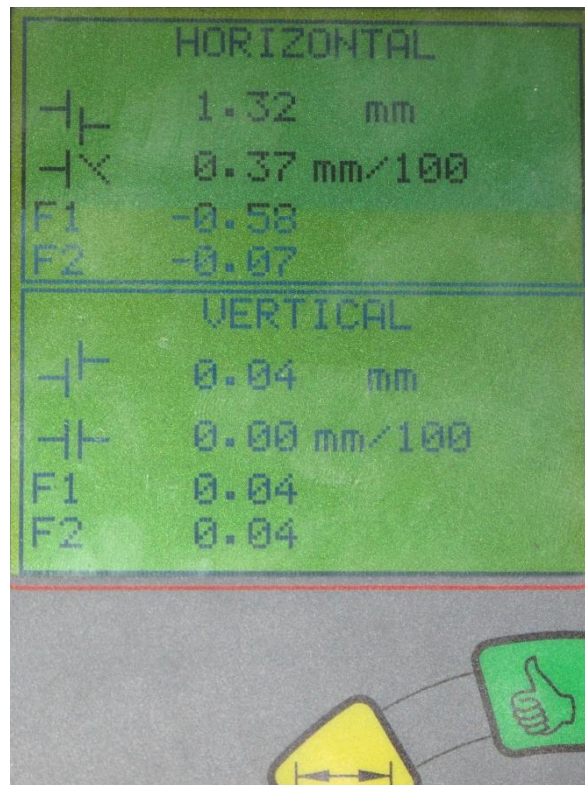


Imagen 4- 6: resultado de la medición antes de alinear

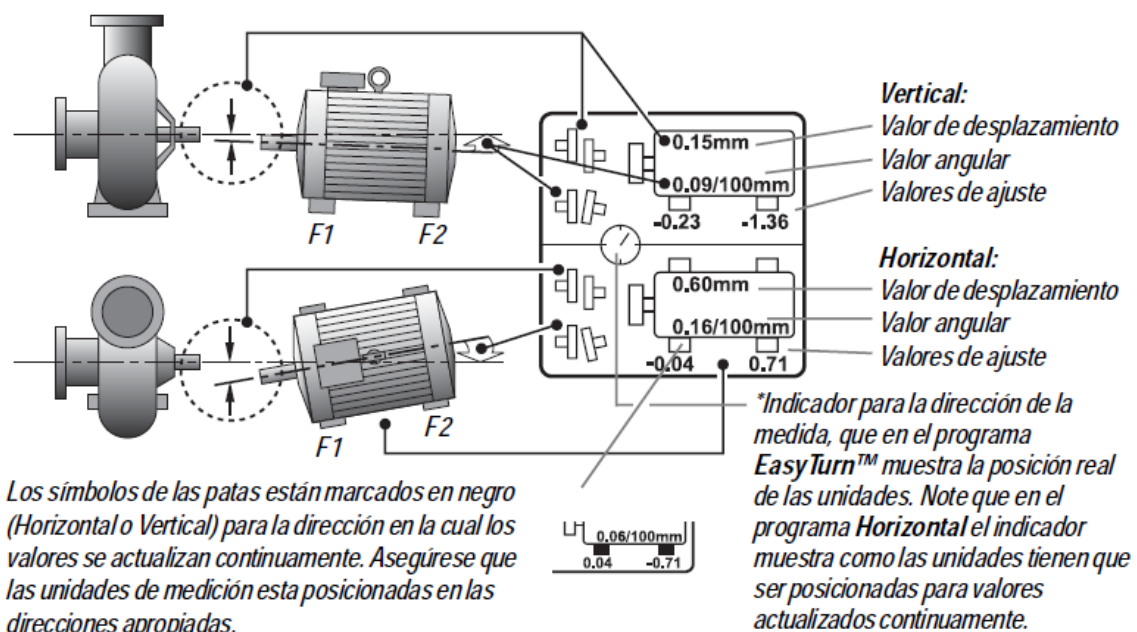
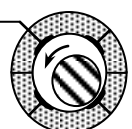


Figura 4- 12: indicaciones para alinear después de la medición



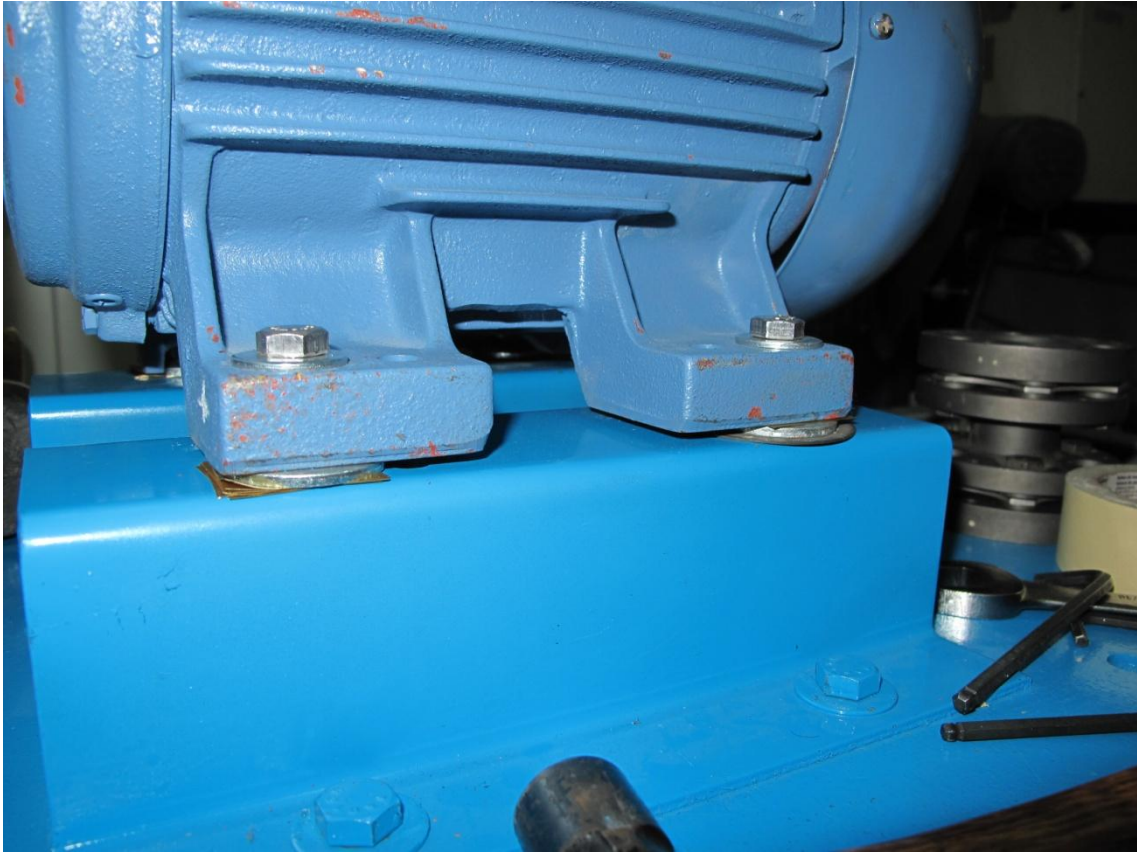


Imagen 4- 7: motor con el aumento requerido

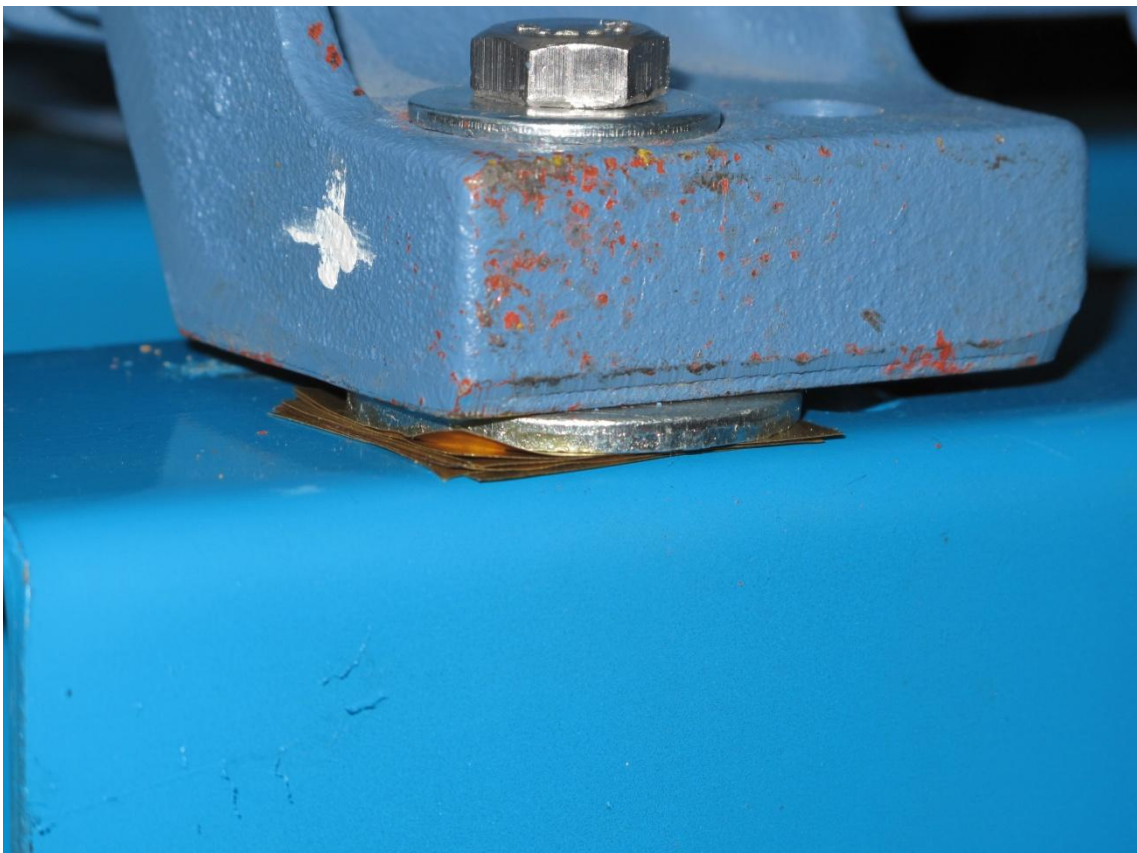


Imagen 4- 8: pata del motor con las laines requeridas

La velocidad de rotación de los ejes determinará las exigencias de la alineación. La siguiente tabla puede utilizarse como una guía si no existe ninguna recomendación por parte del fabricante de las máquinas.

La tolerancia es la máxima desviación permitida de los valores precisos, sin tener en cuenta si este valor debería ponerse a cero o ser compensado por la expansión térmica.

Desplazamiento <i>rpm</i>	Excelente		Aceptable	
	<i>mils</i>	<i>mm</i>	<i>mils</i>	<i>mm</i>
0000-1000	3,0	0,07	5,0	0,13
1000-2000	2,0	0,05	4,0	0,10
2000-3000	1,5	0,03	3,0	0,07
3000-4000	1,0	0,02	2,0	0,04
4000-5000	0,5	0,01	1,5	0,03
5000-6000	<0,5	<0,01	<1,5	<0,03
Error angular <i>rpm</i>	<i>mils''</i>	<i>mm/100</i>	<i>mils''</i>	<i>mm/100</i>
0000-1000	0,6	0,06	1,0	0,10
1000-2000	0,5	0,05	0,8	0,08
2000-3000	0,4	0,04	0,7	0,07
3000-4000	0,3	0,03	0,6	0,06
4000-5000	0,2	0,02	0,5	0,05
5000-6000	0,1	0,01	0,4	0,04

Tabla 4- 1: tolerancias

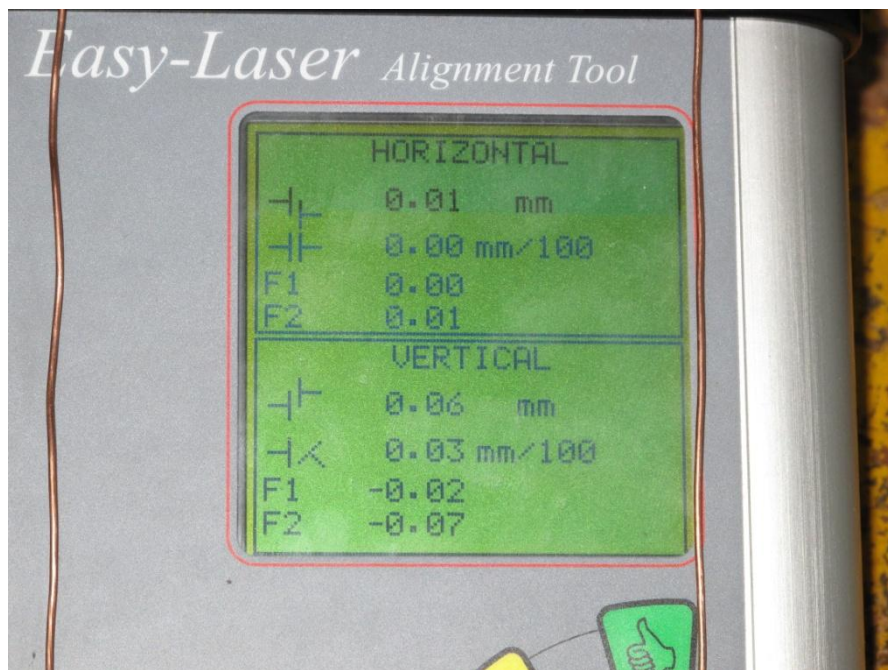


Imagen 4- 9: resultado de la medición después de alinear

NOTA: Antes de iniciar una alineación de ejes es preciso asegurarse de que la máquina no tiene ninguna pata “coja”. Si se ha efectuado un nivelado con anterioridad o si la superficie en la que descansa la máquina no es plana, es posible que la máquina no apoye uniformemente sobre las cuatro patas (pata coja). Los resultados de este programa de medición muestran las diferencias entre un tornillo bien apretado y otro flojo. Procedimiento: apriete todos los tornillos, monte el equipo de medición, ejecute el programa Desajuste de las patas, introduzca las distancias e inicie la medición.

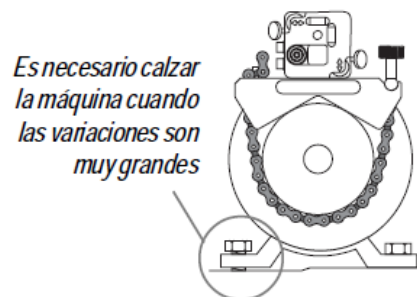


Figura 4- 13: calzado de maquinaria cuando la variación es muy grande

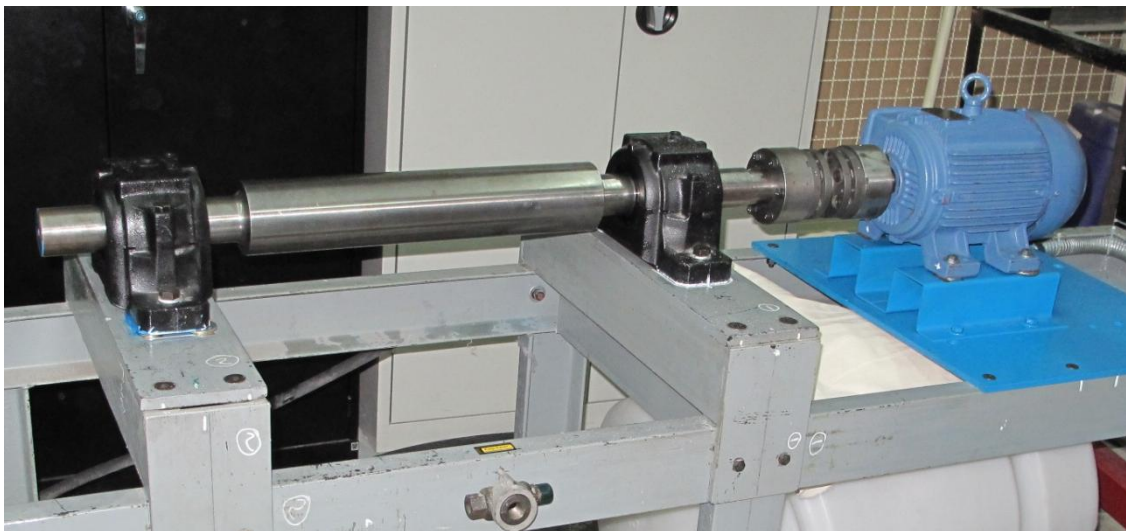


Imagen 4- 10: eje-cople-motor alineado

2 BRIDAS DE SELLO

Como ya ha sido mencionado en el capítulo 3, los componentes que sirven para sellar y evitar fugas de aceite para mantener la presión interna del sistema deseada, cumplen con puntos establecidos en la norma API Standard 682 para tener un desempeño óptimo en las funciones de cada parte del sello mecánico.

Las bridas (2) que componen el prototipo se localizan a los extremos del prototipo, éstas tienen la función de mantener la presión interna deseada en la chumacera y evitar fugas de aceite. Éstas deben ir acopladas y fijadas por medio de tornillos (8) al pedestal que contiene la chumacera.

Dentro de las bridas hay alojamiento para un retén y un O-ring para evitar fugas entre la manga de sello y la brida. También tiene ocho huecos especiales para alojar ocho resortes a compresión que empujarán una de las caras del sello interno (o sello de cartucho) con el fin de que la presión interna se mantenga.



Imagen 4- 11: brida de sello con sus componentes

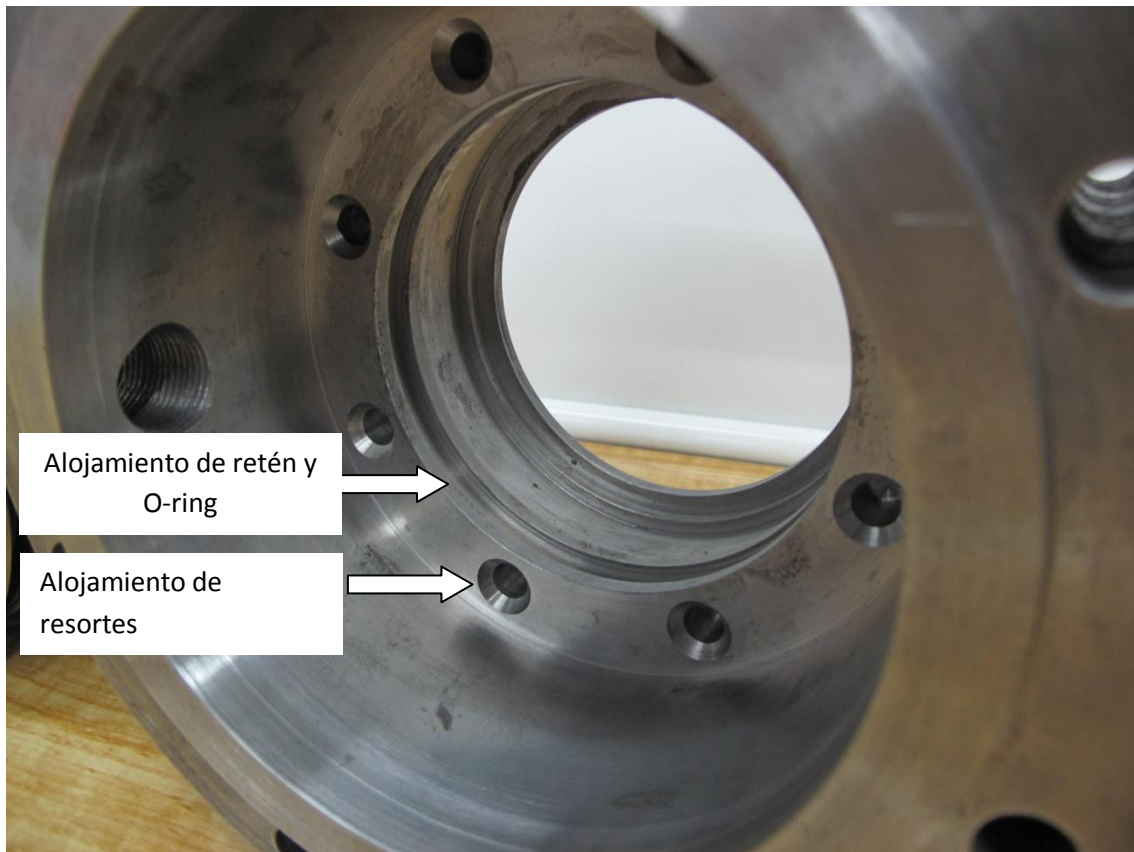


Imagen 4- 12: alojamientos para O-ring, retén y resortes de la brida de sello

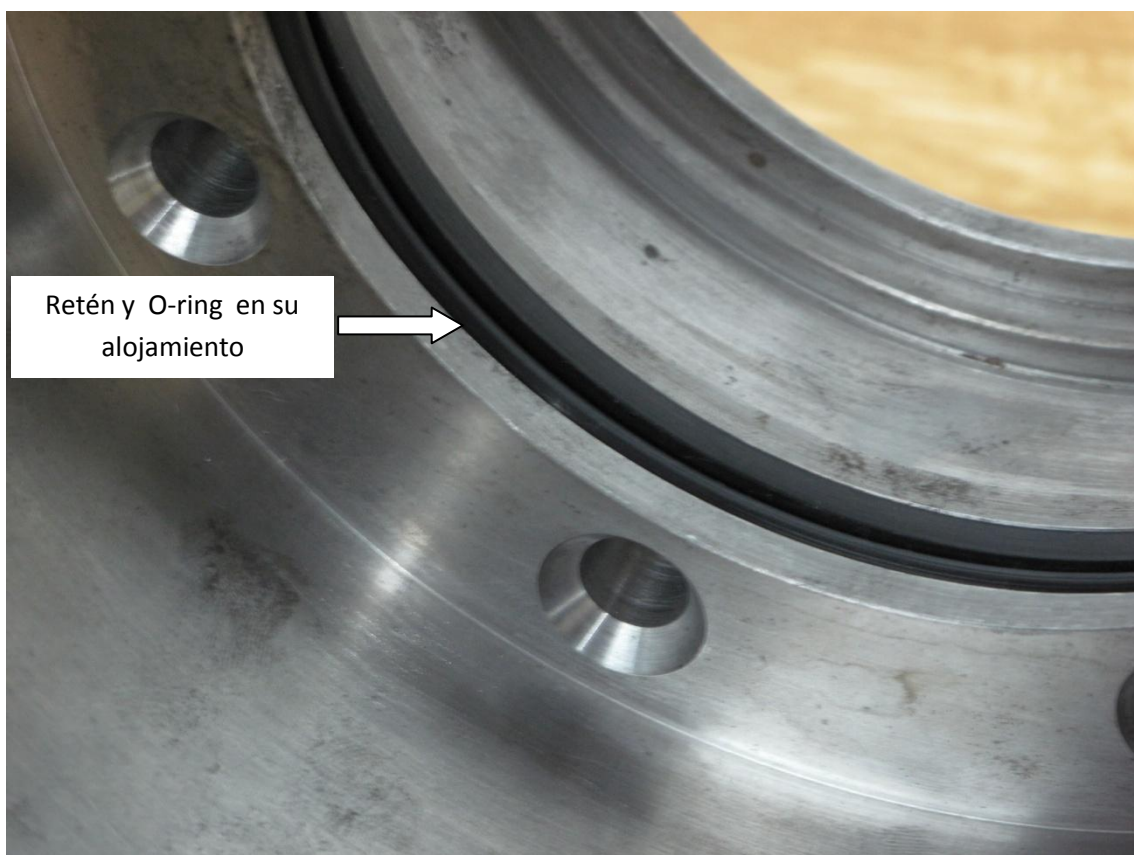


Imagen 4- 13: retén y O-ring en su alojamiento de brida de sello

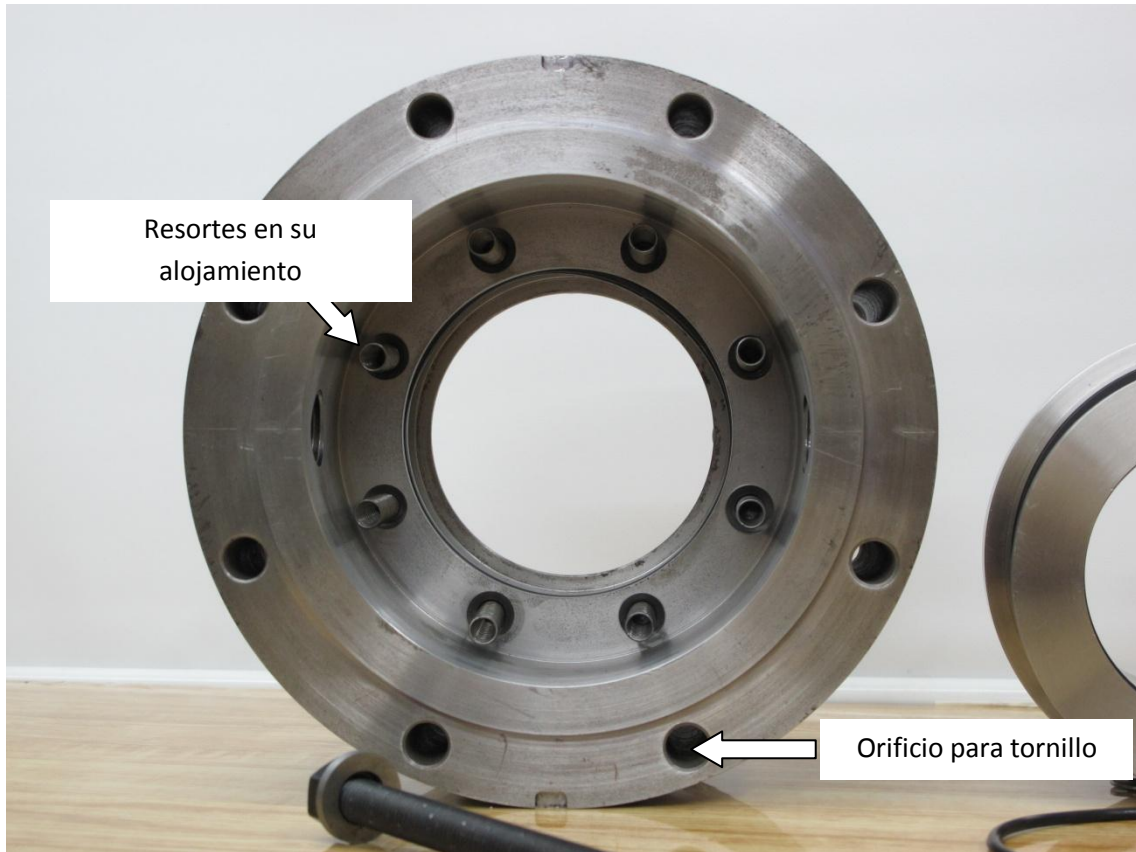
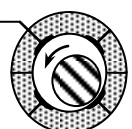


Imagen 4- 14: resortes en su alojamiento de la brida de sello



Imagen 4- 15: ranura de desmontaje en la brida de sello



3 SELLO MECÁNICO: ANILLO ESTACIONARIO (CARBÓN), ALOJAMIENTO DE ANILLO ESTACIONARIO, MANGA Y COLLARÍN DE SELLO MECÁNICO

3.1 MANGA DE SELLO Y COLLARÍN

La manga debe estar sellada en uno de los extremos. El montaje de la manga de sello se extenderá más allá de la cara externa de la brida del sello. En dado caso que exista una fuga entre el eje y la manga no deberá ser confundida con alguna fuga a través del sello mecánico y esta se minimiza o se anula con un O-ring entre la manga y el eje.

Los sellos de tipo O-ring entre el eje y la manga deben estar situados en el extremo final del de la misma manga. El porqué de esta ubicación es con el fin de prevenir que se acumule líquido bombeado por debajo de la manga que puede hacer que el desensamble sea un poco más difícil.



Imagen 4- 16: manga de sello mecánico y collarín para manga



Imagen 4- 17: O-ring en su alojamiento de la manga de sello

3.2 ANILLO ESTACIONARIO Y ALOJAMIENTO

Cada sello, es decir, el sello entre la manga y el anillo estacionario, estará compuesto por un anillo de sellado y un anillo de acoplamiento. Uno de los anillos deberá ser de primera calidad, hecho de grafito al carbón fabricado para reducir el desgaste, éste proporciona resistencia química y se reducirá al mínimo porosidades en el material para que su función de sellado sea la adecuada. El anillo de carbón tiene dos ranuras en donde entran dos pernos del porta carbón, esto para evitar el deslizamiento del anillo de carbón.



Imagen 4- 18: anillo estacionario de carbón y su alojamiento



Imagen 4- 19: anillo estacionario de carbón

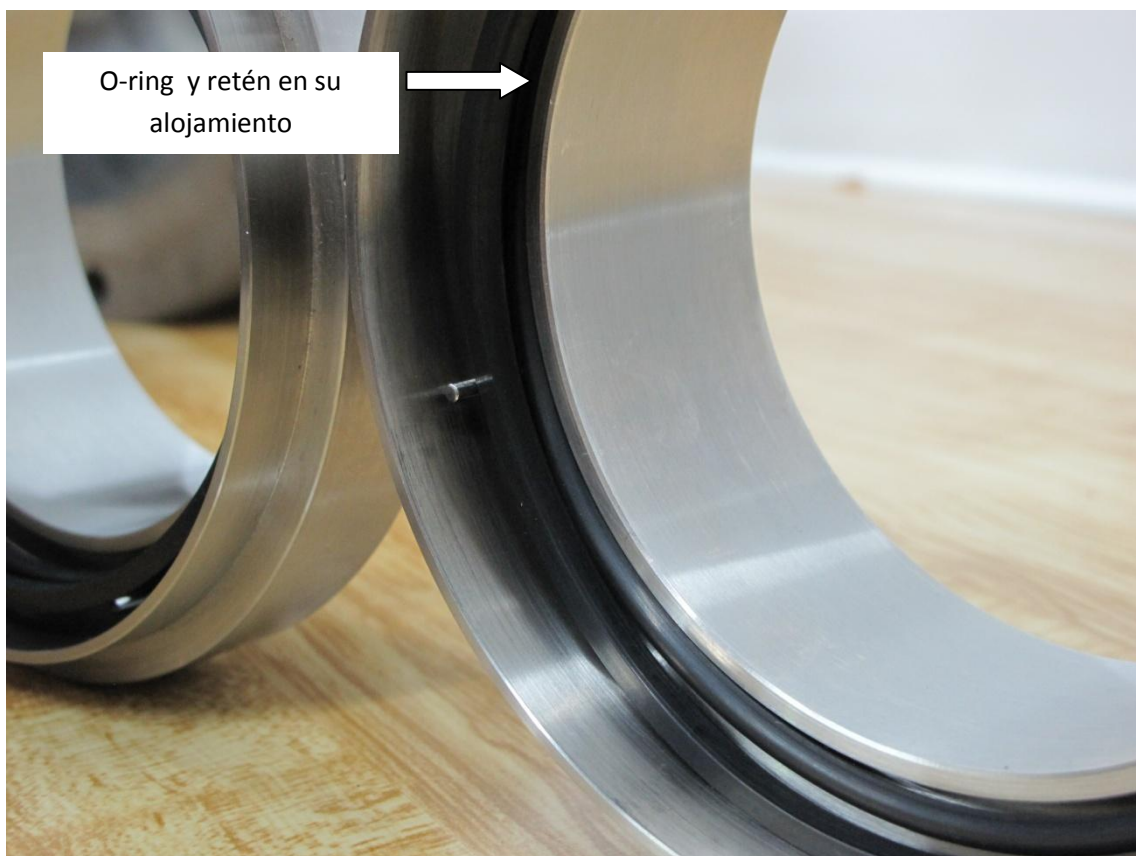


Imagen 4- 20: alojamiento de anillo estacionario con su O-ring y retén

3.3 ENSAMBLE DE LA MANGA DE SELLO, ANILLO ESTACIONARIO Y SU ALOJAMIENTO



Imagen 4- 21: manga de sello, anillo estacionario y su alojamiento

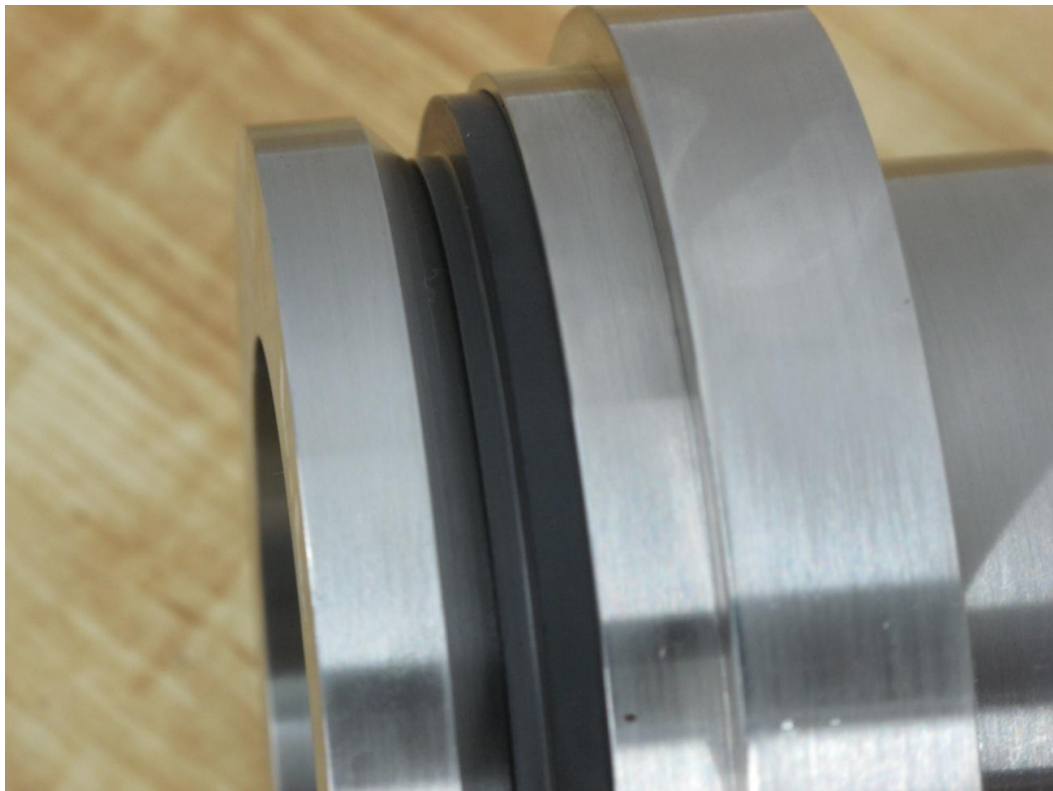


Imagen 4- 22: sello entre el hombro de la manga y el anillo estacionario de carbón



Imagen 4- 23: orden en el cual deben ser colocados los componentes del sello mecánico (vista lateral)



Imagen 4- 24: orden en el cual deben ser colocados los componentes del sello mecánico (vista frontal)

Los tornillos de fijación del collarín de la manga no deberán pasar a través de los agujeros hasta que la manga esté en su posición de fijación, es decir, sólo deben sujetar la manga y no atravesarla. Si los tornillos de fijación están apretados contra el eje, la superficie del eje será dañada en el momento de remover la manga del eje. El collarín debe ser colocado una vez que la manga pasó a través de la brida en su extremo final.

En el extremo final de las bridas, existen cuatro barrenos para sujetar cuatro arandelas con barreno excéntrico, estas sirven para fijar la carrera de la manga, es decir, es la manera de ajustar en una posición al collarín de sujeción en el eje y que éstas fijen el qué tanto se puede comprimir los resortes que empujan a la manga que está en contacto con el anillo estacionario de carbón.

NOTA: una vez que se vaya a girar el eje, los tornillos de fijación del collarín deben ser apretados contra el eje y deben ser removidas las arandelas.

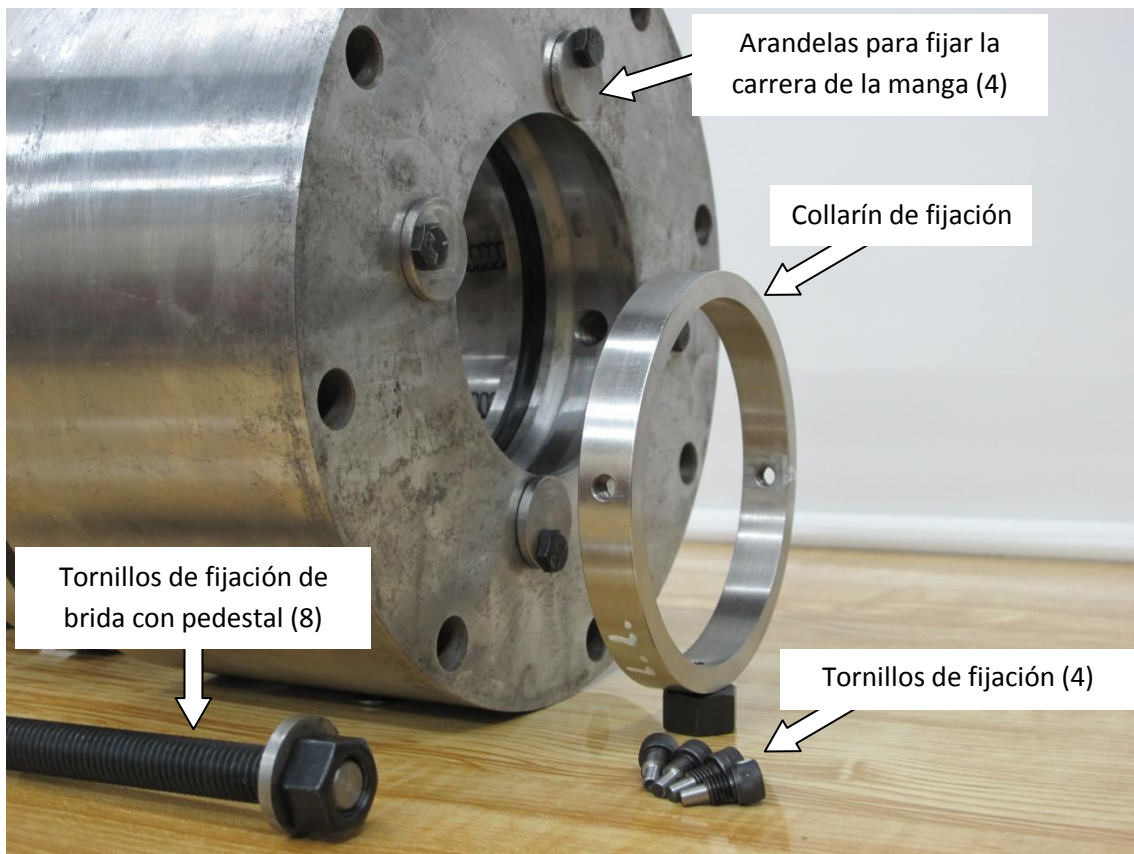


Imagen 4- 25: collarín y tornillos de fijación

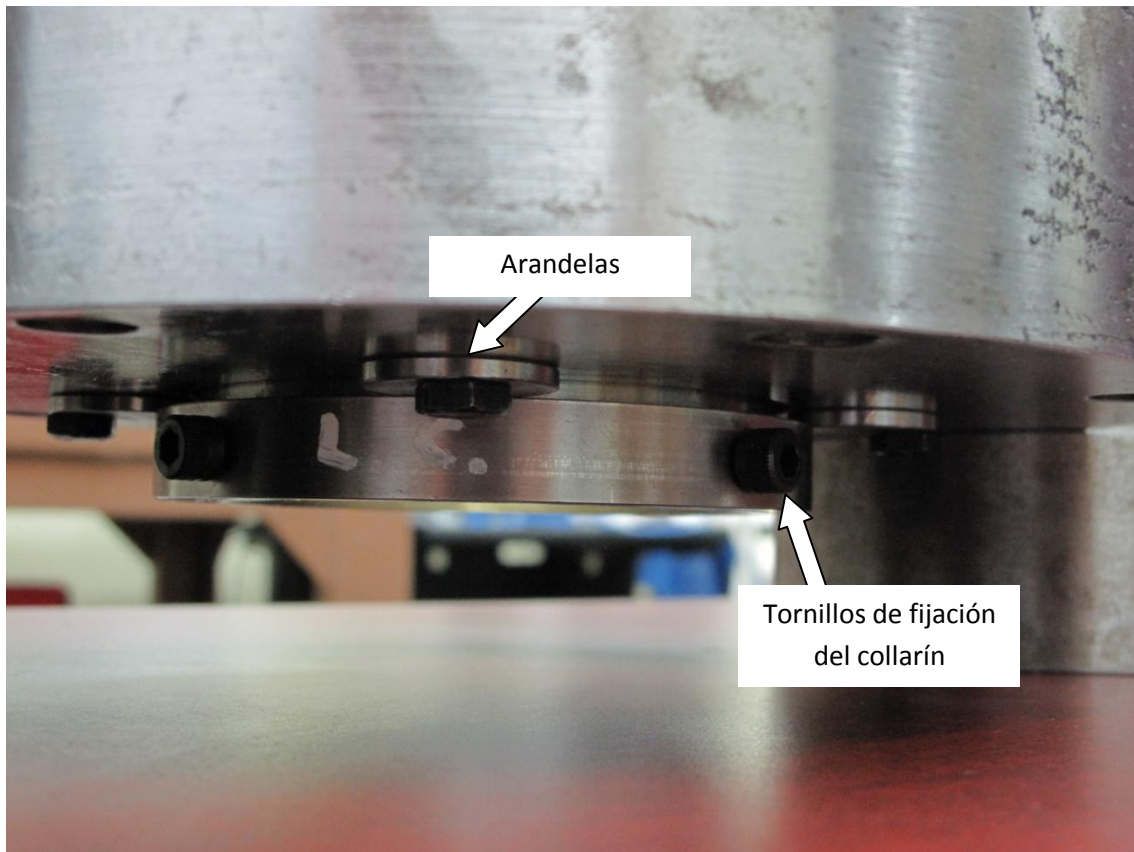


Imagen 4- 26: collarín de sujeción fijado en el extremo de la manga y arandelas en su posición

3.4 PRUEBA DE FUGA DEL SELLO MECÁNICO

Una vez ensambladas las partes del sello mecánico dentro de la brida de sello, debe comprobarse que no existan fugas entre los sellos, es decir, que los O-rings y retenes entre la manga y la brida funcionen correctamente, al igual que el sello entre el hombro de la manga y el anillo estacionario de carbón.

Una prueba sencilla para comprobar que no existe fuga entre las partes del sello es hacer una prueba estática de hermeticidad. Esta prueba consiste en colocar la brida con sus componentes de sellado en una base que permita ver si existe goteo al agregar un líquido en el interior de la brida. Es necesario colocar 4 tapones en los orificios de regreso del aceite. Se recomienda utilizar un líquido que no dañe la superficie metálica de los componentes. También el uso de un líquido de menos densidad que la que se utilizará en las pruebas puede asegurar que el trabajo de los sellos es el correcto.

Aparte de los dos puertos de regreso de aceite, la brida cuenta con dos puertos o barrenos por los cuales uno puede verificar fugas entre los sellos mecánicos en el momento de operación del prototipo. Al hacer la prueba de hermeticidad el líquido dentro de la brida no debe salir por estos puertos de verificación.

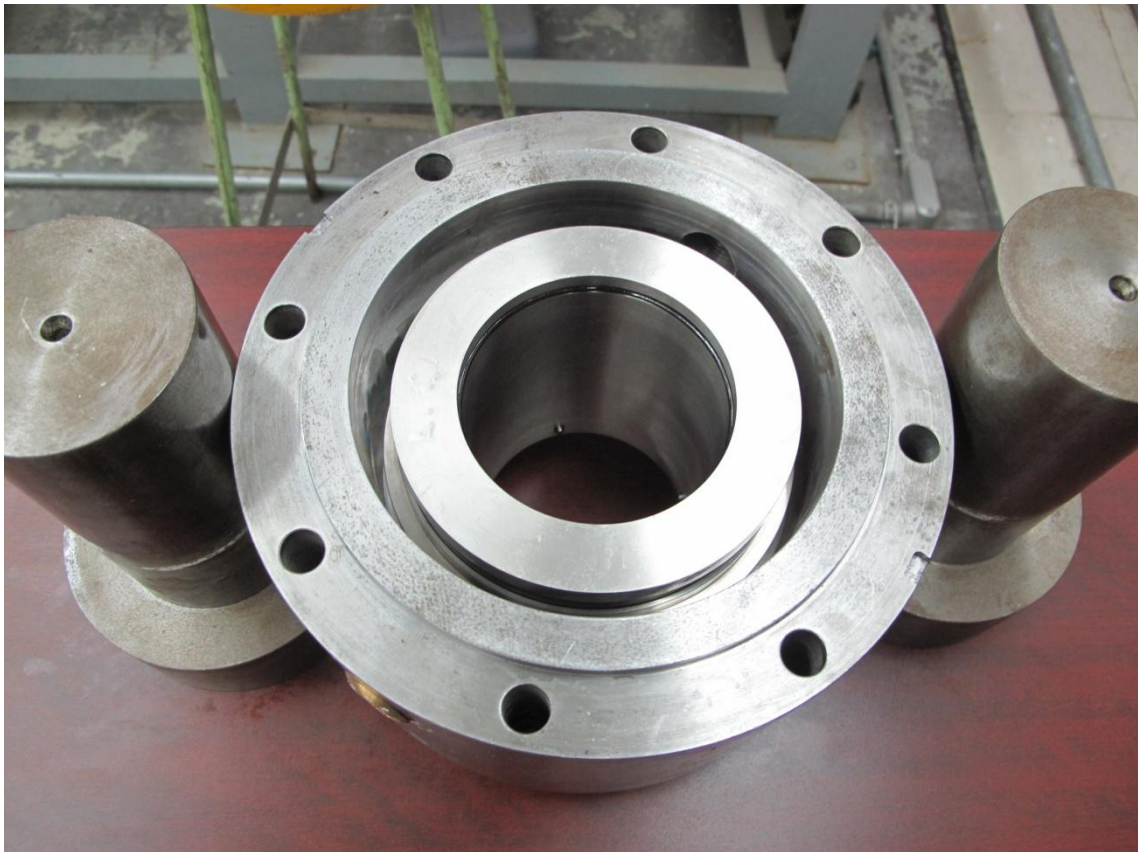


Imagen 4- 27: sello mecánico sobre una base para revisar posibles fugas



Imagen 4- 28: sello mecánico sobre una base para revisar posibles fugas (vista lateral)

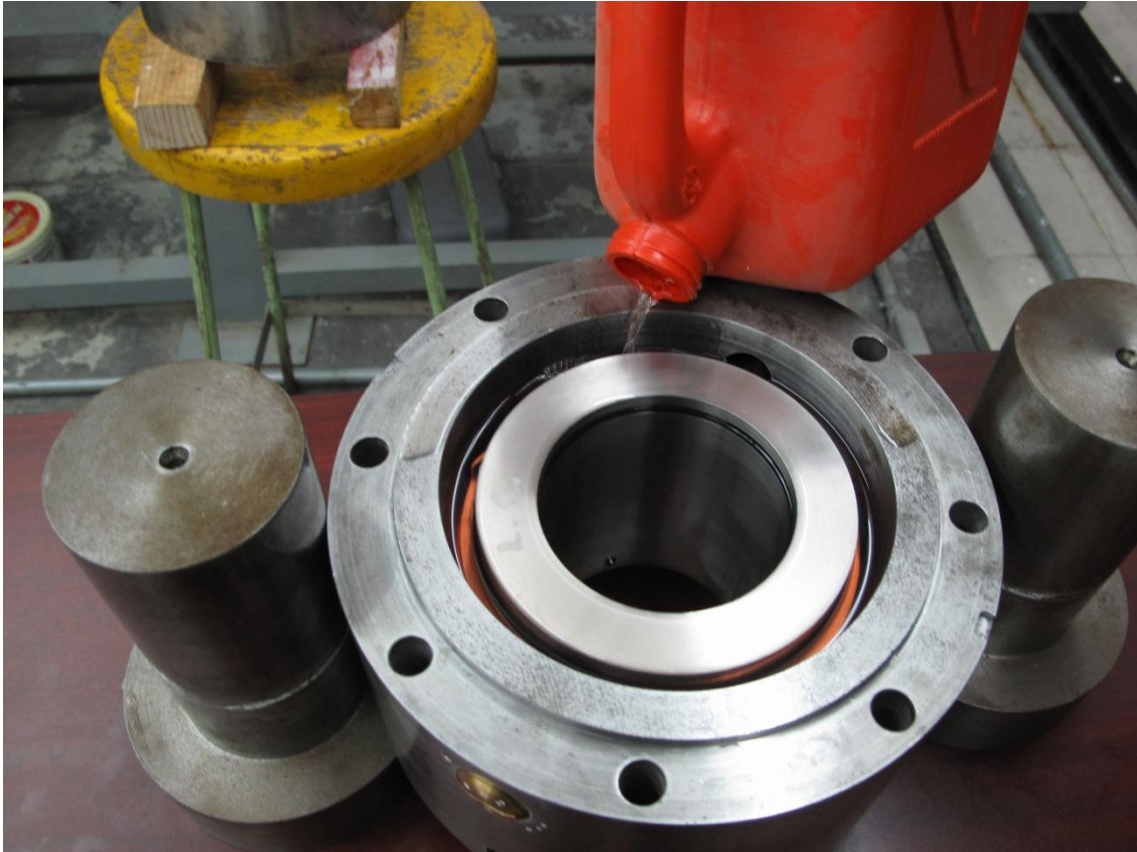


Imagen 4- 29: vaciado de líquido dentro de la brida para verificar posibles fugas

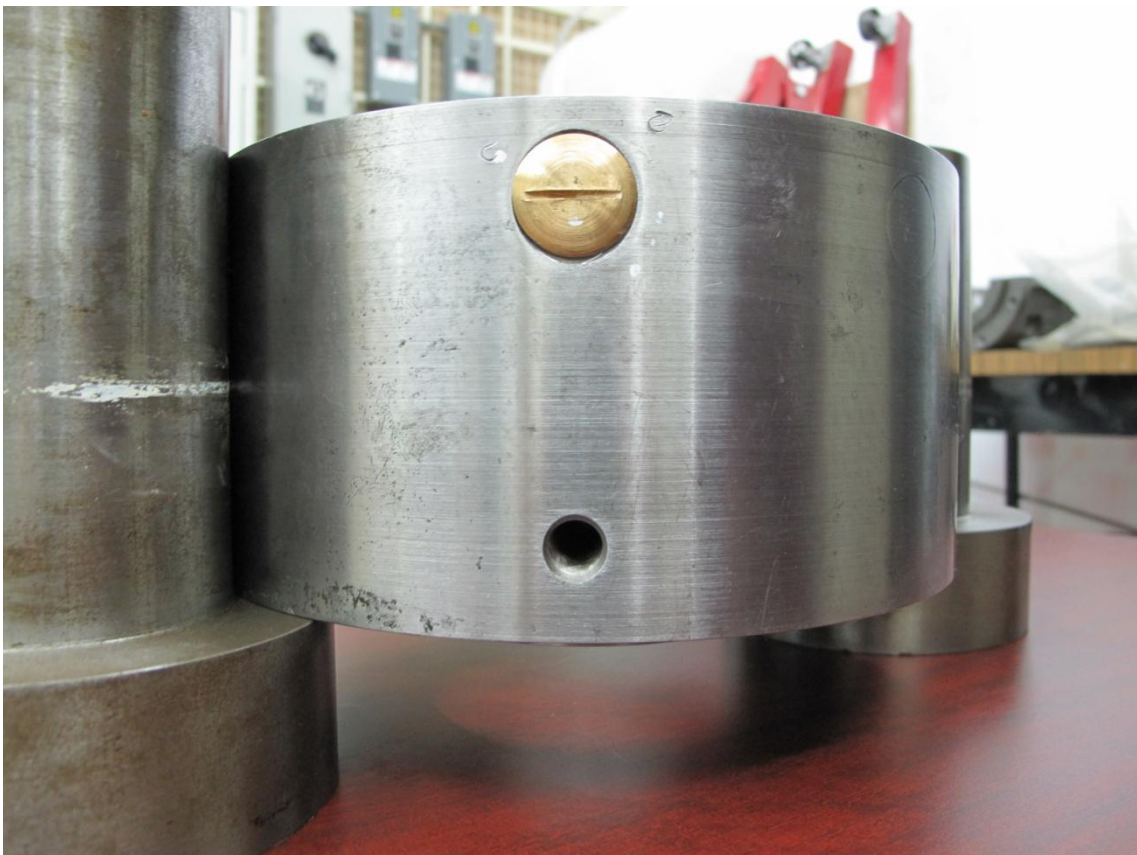


Imagen 4- 30: brida llena de gasolina en donde se comprueba que no hay fugas

3.5 MONTAJE DE LAS DOS BRIDAS EN EL EJE



Imagen 4- 31: montaje de las dos bridas en el eje

- a) La operación de montaje de las bridas y el eje debe realizarse con mucho cuidado, ya que pueden ser dañados los sellos (O-rings y/o retenes) y el anillo estacionario de carbón. El anillo estacionario es muy frágil ante golpes, por lo cual a la hora de este montaje por ninguna causa debe ser golpeada la brida como recurso para montar en el eje.
- b) El eje debe ser sujetado para mantener concéntrico el eje con las bridas y sus componentes internos. Esto con el fin de no dañar ninguna de las partes internas.
- c) Tener muy presente las secciones 2, 3.1, 3.2 y 3.3 de éste capítulo al ensamblar las bridas.
- d) No golpear ninguna de las partes con algún material que pueda dañar la superficie de cada componente, si se necesita algún ajuste en el cual se requiera como recurso el golpear ligeramente algún componente se recomienda el uso de un martillo de goma para dar pequeños golpes y que las bridas se recorran cuidando de que los golpes no sean lo suficientemente fuertes como para dañar el anillo estacionario en el interior de la brida.

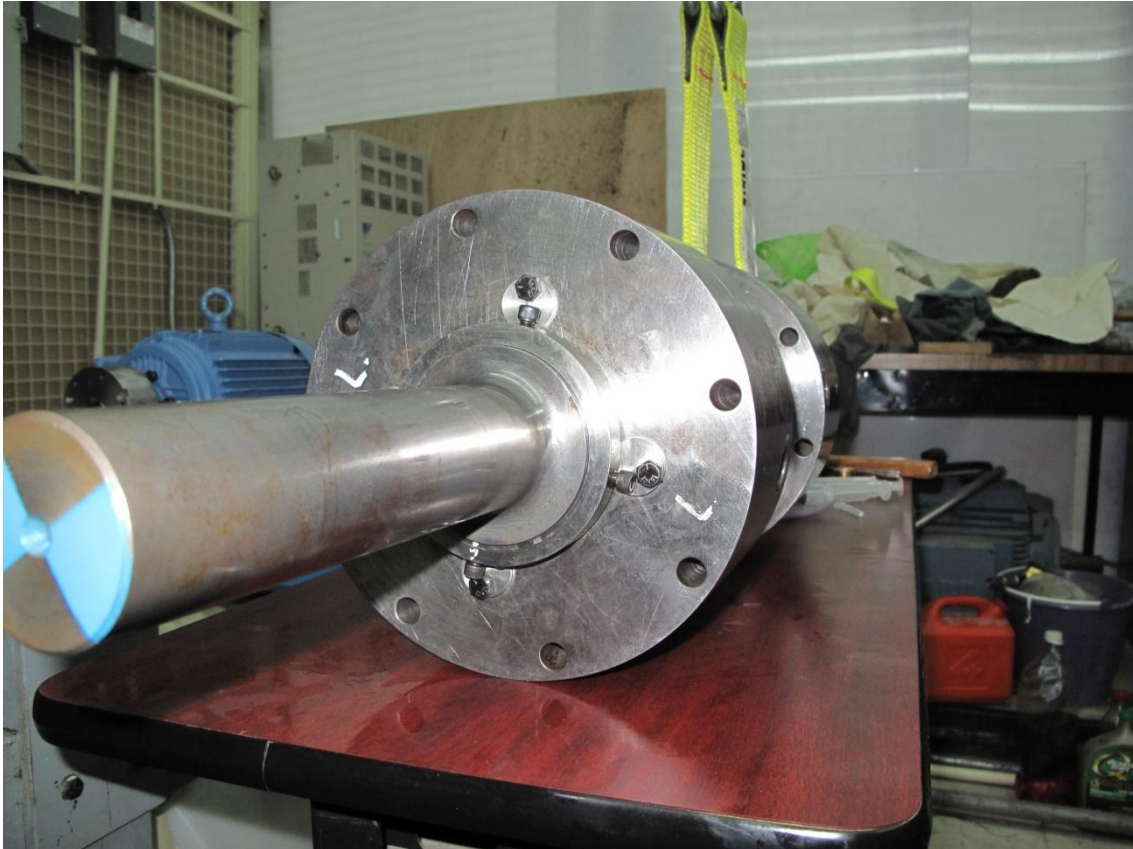


Imagen 4- 32: bridas montadas en el eje

NOTA: debido al riesgo que existe de lesión y/o daño del prototipo, esta maniobra debe realizarse al menos entre dos personas.

4 PEDESTALES SUPERIOR E INFERIOR

Los pedestales superior e inferior son el alojamiento de la chumacera bipartida, el pedestal superior alojará la parte de la chumacera superior y de igual manera el pedestal inferior aloja la parte de la chumacera inferior. También:

- a) Estos pedestales van unidos a las bridas por medio de los tornillos de sujeción de las bridas, la cara que va unida a cada brida tiene una ranura por la cual se embonan y evitan fugas de presión. Así que en conjunto con el sello mecánico éstos mantienen la presión generada en el interior del sistema.
- b) Aloja los tubos capilares y es el soporte para las mangueras de presurización.
- c) A través de estos se colocan los adaptadores para los sensores de presión.
- d) Son el soporte para las mangueras de presurización, al igual que en ellos están los puertos para conectar estas mangueras (estos puertos tienen su respectivo tapón para poder presurizar a la chumacera de uno a cuatro puertos).
- e) Cuentan con un laberinto por el cual salen los termopares que sensan la temperatura de la chumacera.
- f) Cuentan con barrenos para colocar en diferentes posiciones la base del pistón hidráulico para aplicarle carga externa al sistema.
- g) Una vez colocados en su posición en el eje deben ser perfectamente bien cerrados con ayuda de cuatro birlos de apriete.

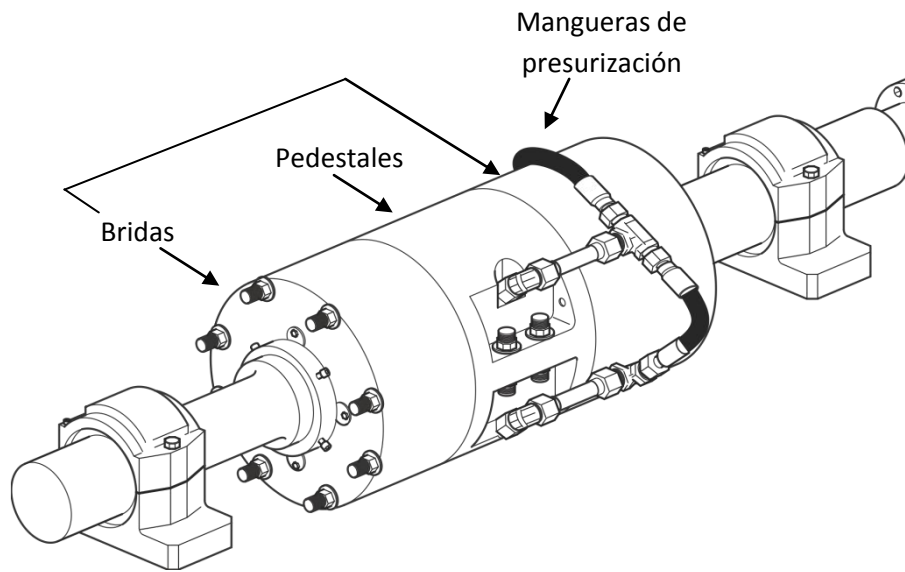


Figura 4- 14: bridas y pedestales ensamblados

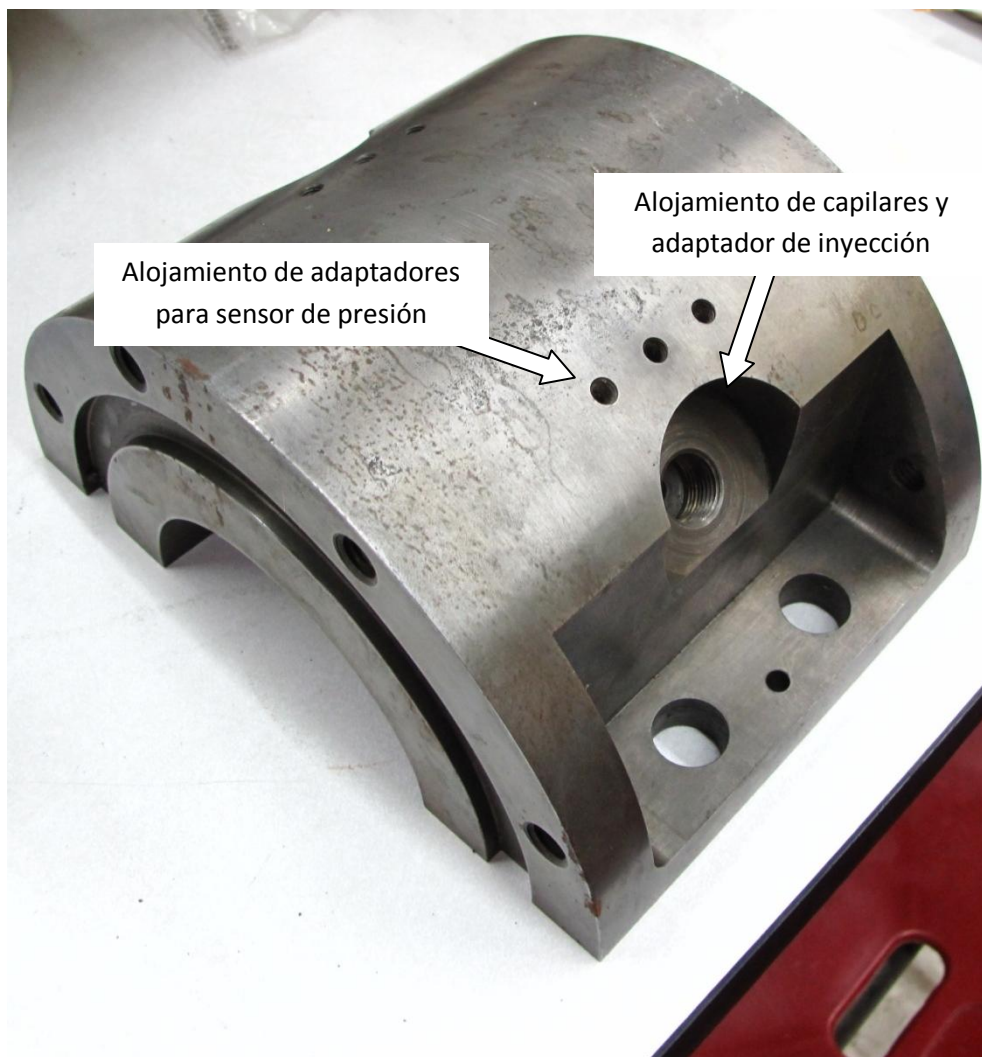


Imagen 4- 33: pedestal inferior

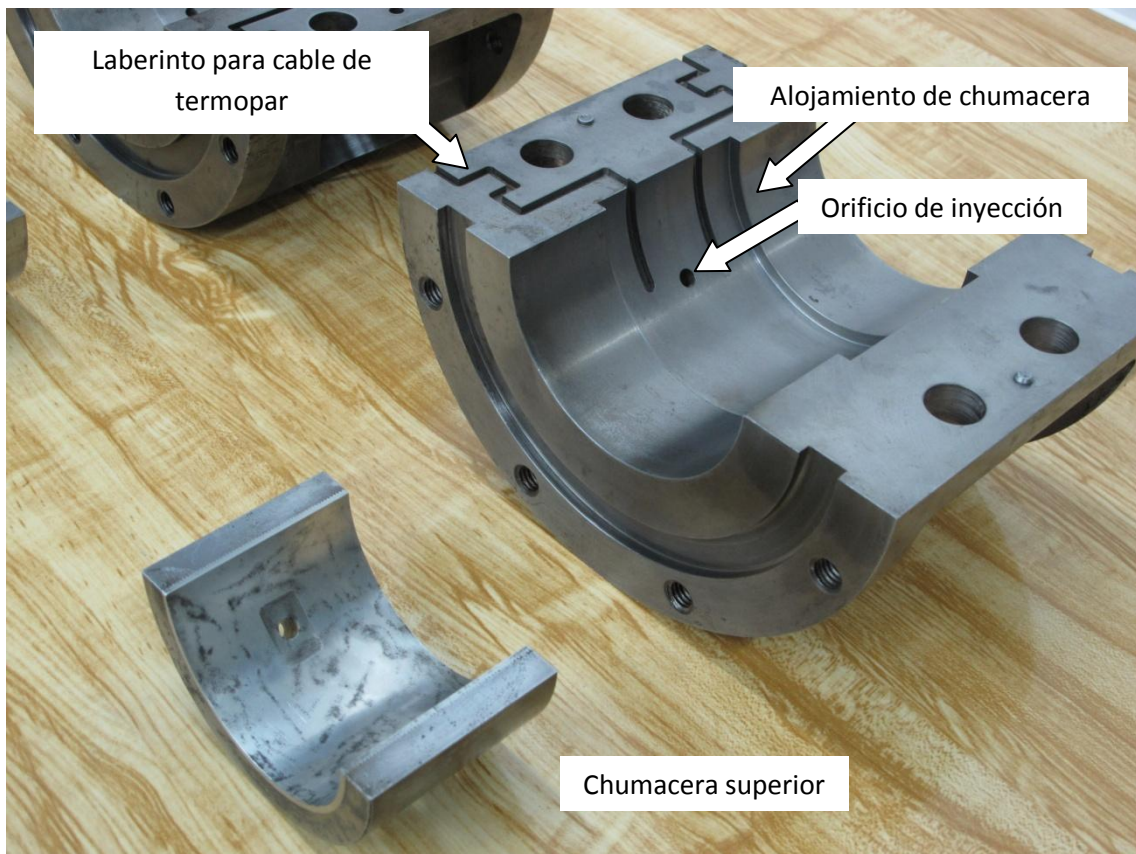


Imagen 4- 34: pedestal superior

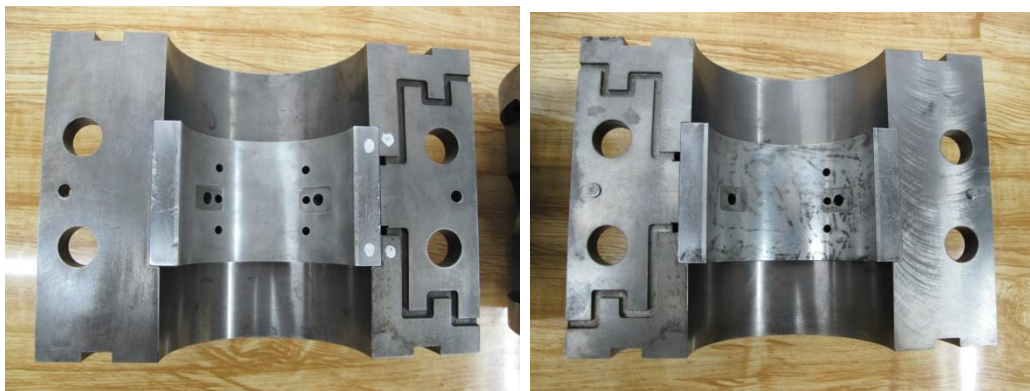


Imagen 4- 35: pedestal superior (izquierda) y pedestal superior (derecha) con chumacera bipartida



Imagen 4- 36: pedestal con chumacera soportando eje



Imagen 4- 37: pedestal inferior y superior alojando chumacera bipartida

4.1 CHUMACERA

El cálculo del comportamiento de la chumacera fue calculado conforme el capítulo dos y los resultados fueron presentados en el capítulo tres.

Esta chumacera:

- Puede ser presurizada en uno, dos, tres o cuatro puntos, de manera individual o de manera simultánea. En cada puerto de presurización la chumacera aloja un tubo capilar por donde pasa el aceite lubricante.
- Se tiene la posibilidad de adaptarle 9 sensores de presión en nueve posiciones diferentes (3 en la parte superior y 6 en la parte inferior).
- Se tiene alojamiento para 4 sensores de temperatura que son termopares tipo “J”, éstos son dos para la parte superior y dos para la inferior.
- La chumacera tiene un recubrimiento de babbitt que es un metal compuesto de varias aleaciones, éste material reduce la fricción que se tiene con el muñón (eje). El babbitt al ser un material más suave que el acero de la flecha puede ser maquinado fácilmente y funciona como material de sacrificio ya que en lugar que se dañe la superficie de la flecha se busca que se dañe el babbitt en dado caso que ocurra alguna falla en el sistema.

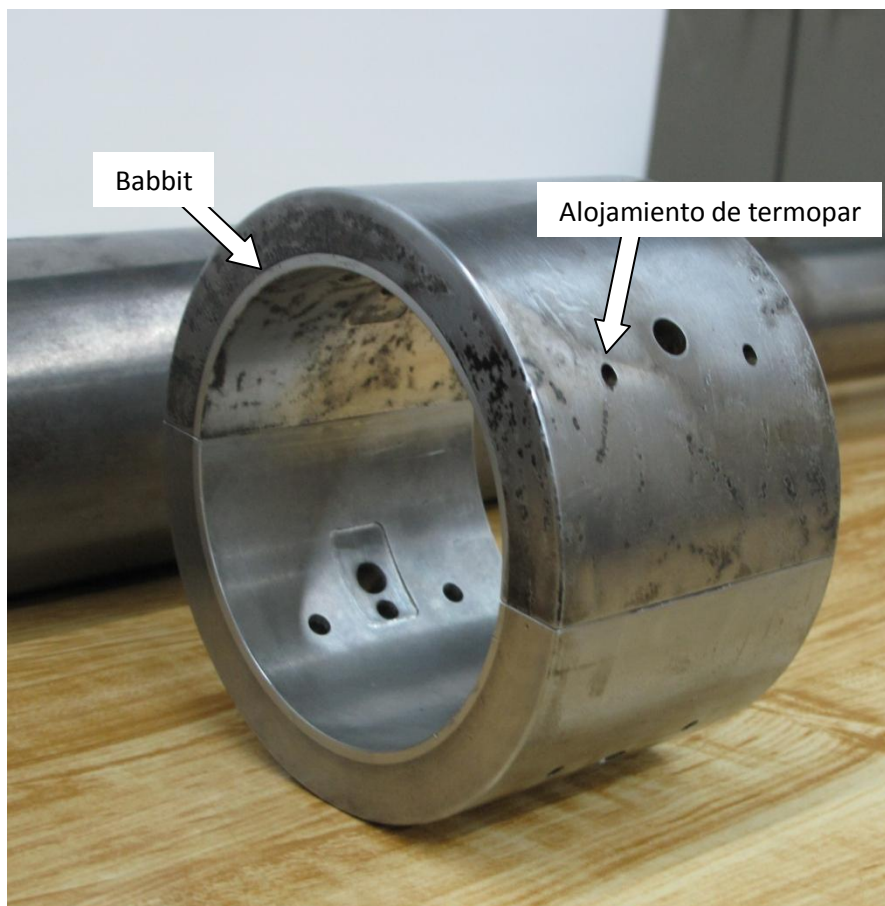


Imagen 4- 38: chumacera

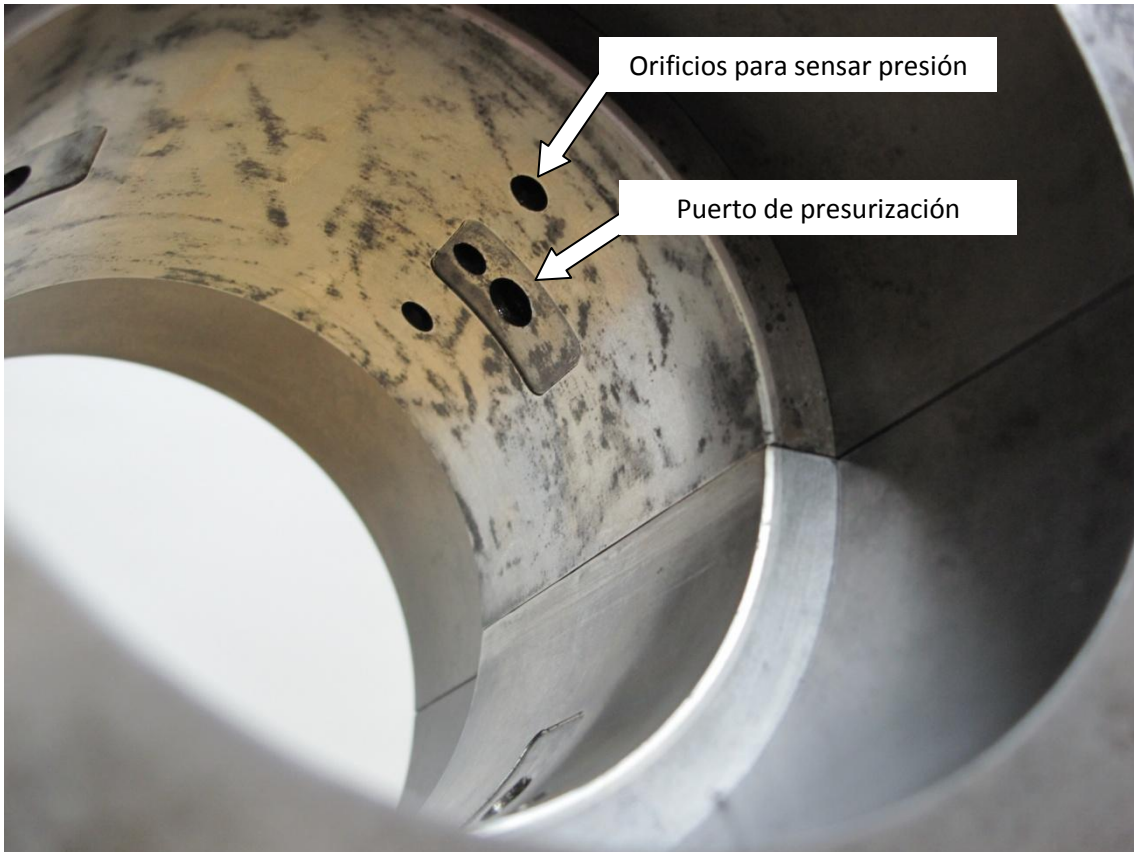


Imagen 4- 39: vista de la chumacera superior dentro del pedestal

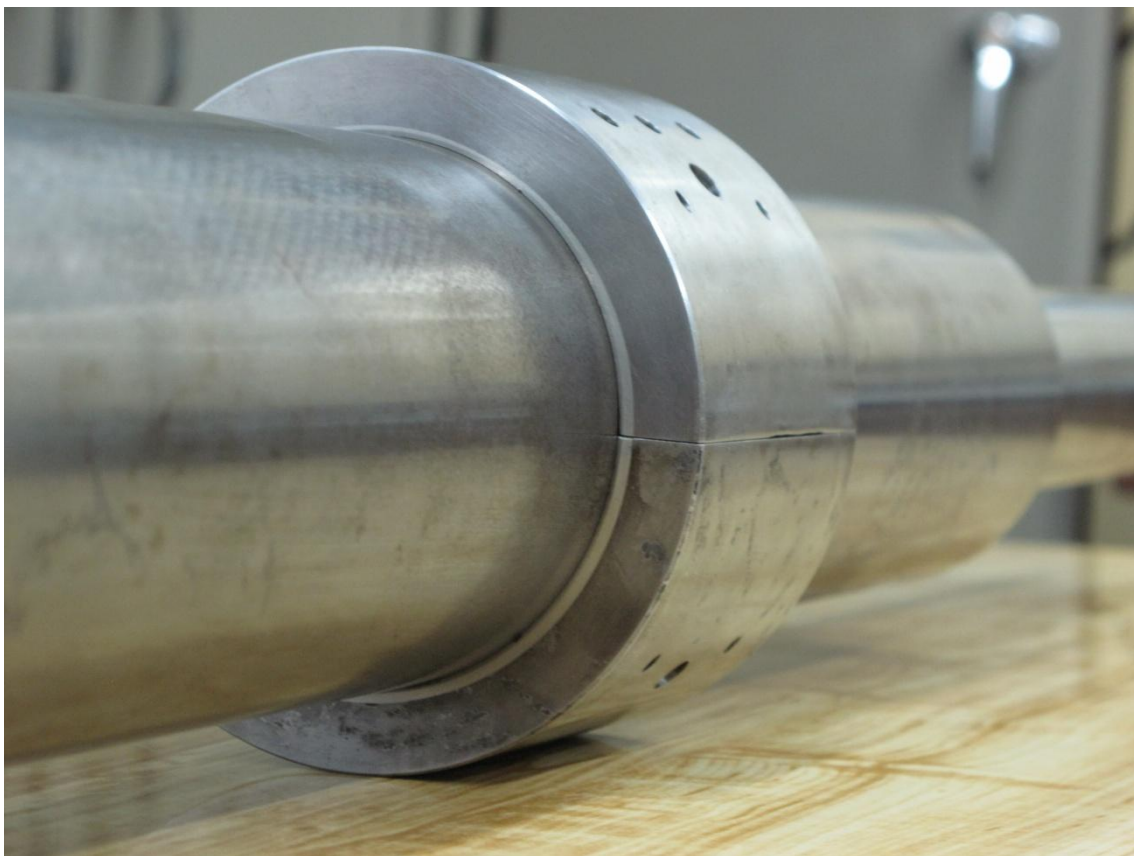


Imagen 4- 40: chumacera y eje

4.1.1 TERMOPARES

Antes de colocar la chumacera en el pedestal se deben colocar los cuatro termopares tipo “J” en su respectivo alojamiento. Estos termopares tienen un conector para ser medidos con un termómetro digital FLUKE 54.



Imagen 4- 41: termopar tipo “J”

Para asegurarse que las mediciones serán buenas, debemos comprobar que la calibración de estos termopares tipo “J” que estarán en la chumacera es la correcta. Para ello tomamos otro termopar de referencia y estos midieron la misma temperatura, asegurándonos así que tendremos buenas mediciones con los termopares de la chumacera.



Imagen 4- 42: comprobación de temperatura de los termopares

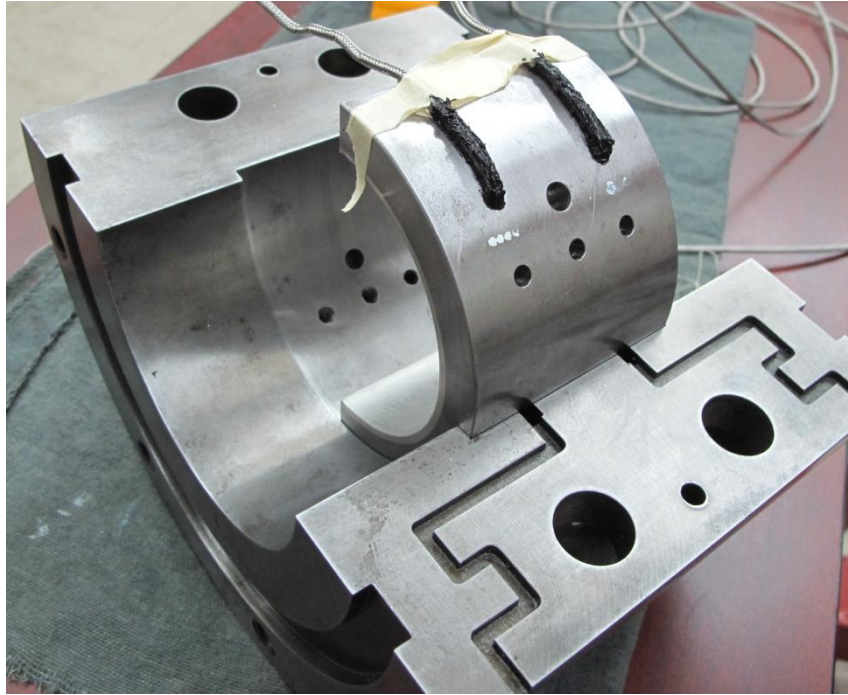


Imagen 4- 43: pedestal y chumacera inferior con termopares

Una vez colocada la chumacera en el pedestal, ésta debe deslizarse y por la curvatura del pedestal hasta llegar a su posición final. La posición final se logra cuando coincide el filo de la chumacera con el filo del pedestal en ambos lados. Al lograr la posición final, los cables de los termopares deben ser colocados cuidadosamente en el laberinto del pedestal, verificando que al momento de cerrar los pedestales no se salgan de su posición, lo cual puede provocar un daño permanente en el cable y una posible falla al momento de medir la temperatura.

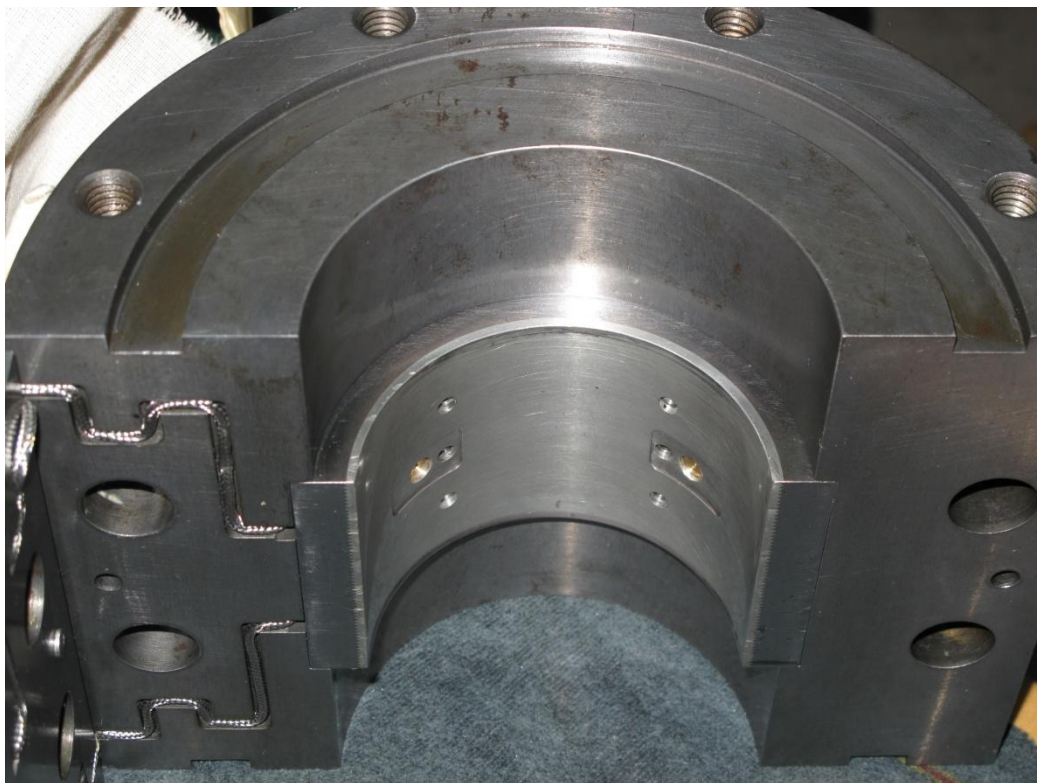


Imagen 4- 44: chumacera inferior en su posición final dentro del pedestal

4.1.2 ADAPTADORES PARA SENSAR PRESIÓN

Una vez que la chumacera se encuentra en su posición final, los pedestales deben ser cerrados y apretados, para proceder a introducir los adaptadores para sensar la presión interna de la chumacera. Los pedestales son cerrados para evitar que al introducir los adaptadores la chumacera pueda perder su posición en el pedestal.

NOTA: se debe tener extrema precaución al introducir los adaptadores, ya que pueden degollarse y quedarse atorados dentro del pedestal.



Imagen 4- 45: adaptador para sensar presión

Cuando no se tiene el número de sensores necesarios para medir en los nueve puntos, se recomienda el uso de un tapón (que tiene las mismas dimensiones del adaptador) que nulifica el orificio de salida del lubricante.



Imagen 4- 46: adaptador y tapón

La siguiente imagen muestra el adaptador con el sensor de presión en su posición dentro de la chumacera sin el pedestal. Toda la cuerda a lo largo del adaptador es enroscada dentro del pedestal.

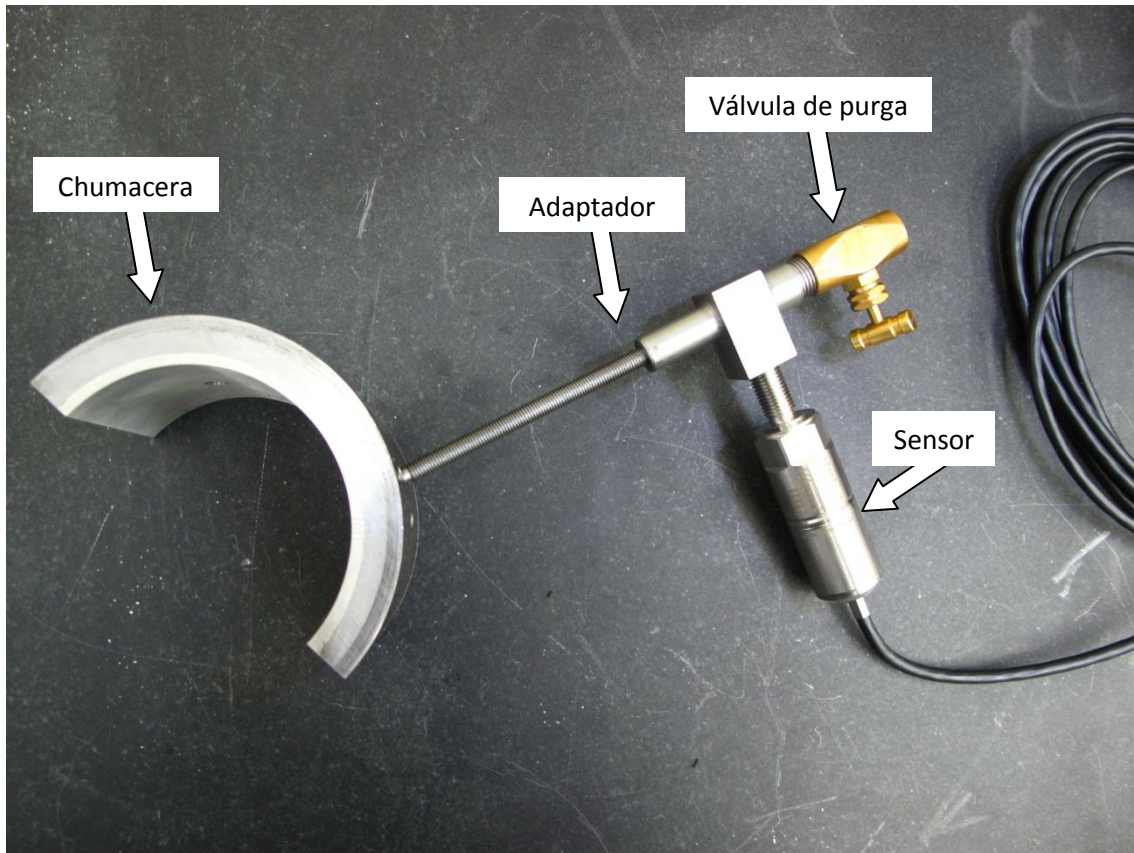


Imagen 4- 47: chumacera y adaptador de presión con sensor

4.1.3 TUBOS CAPILARES

El siguiente paso es el introducir los tubos capilares (cuatro) en su alojamiento. Si la chumacera no perdió su posición en el pedestal al momento de fijar los 9 adaptadores, los capilares deben entrar y salir libremente por su alojamiento.

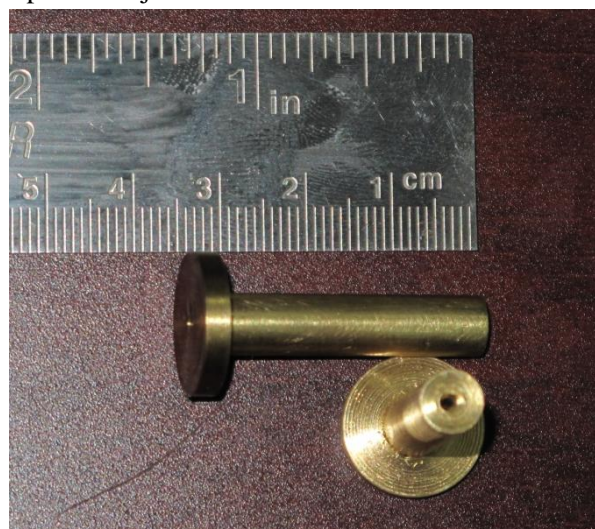


Imagen 4- 48: tubos capilares

Se abren nuevamente los pedestales y se verifican que todos los adaptadores, tapones y capilares se encuentren en su posición adecuada.



Imagen 4- 49: chumacera inferior (izquierda), chumacera superior (derecha) en pedestal con sus adaptadores, tapones y capilares

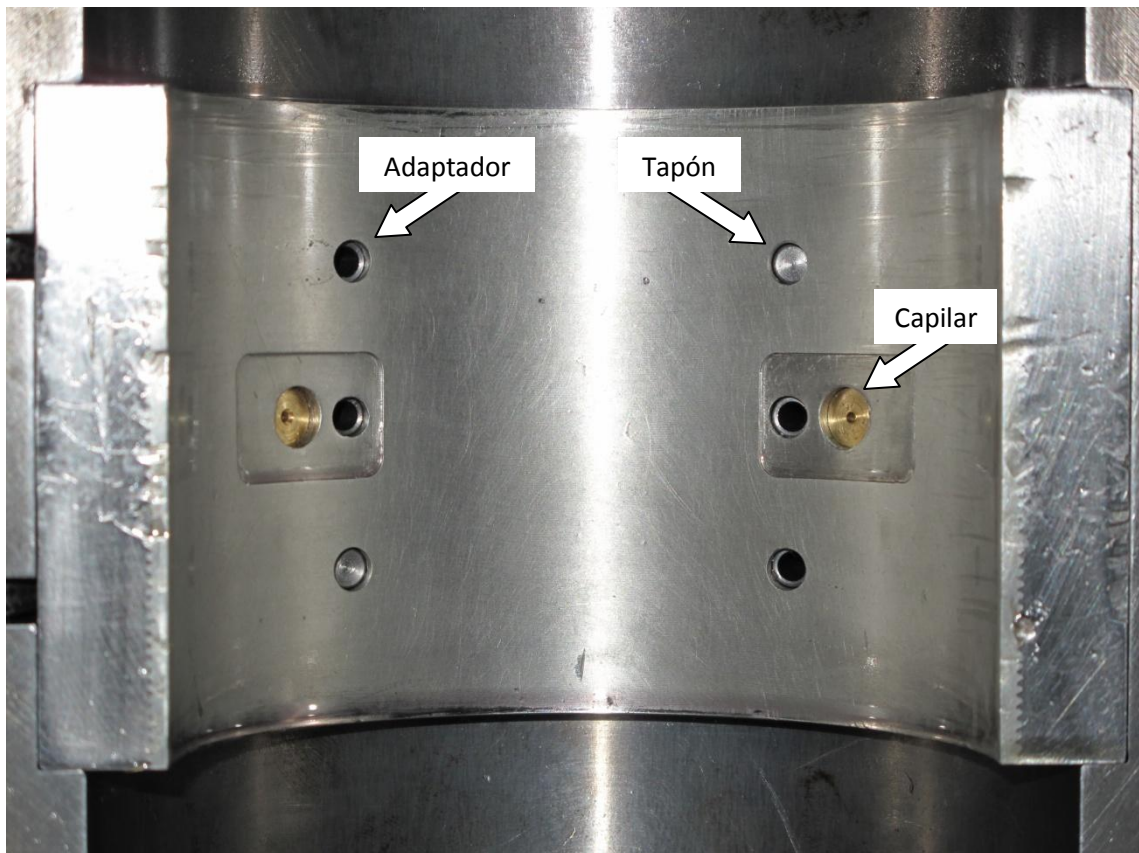


Imagen 4- 50: chumacera inferior con sus adaptadores, tapones y capilares

4.2 MONTAJE DE CHUMACERA DENTRO DE LOS PEDESTALES CON EL EJE

El siguiente paso es colocar los pedestales con la chumacera en el eje, cerrar los con 4 birlos y unirlos con las bridas y cerrarlos con los 16 tornillos especiales para este cierre. Se recomienda el uso de silicón para junta entre las bridas y el pedestal y en el cierre de los pedestales (laberinto para cables de termopares, parte plana del pedestal inferior y superior), cuidando de que no se vaya a ir el silicón dentro de la chumacera.

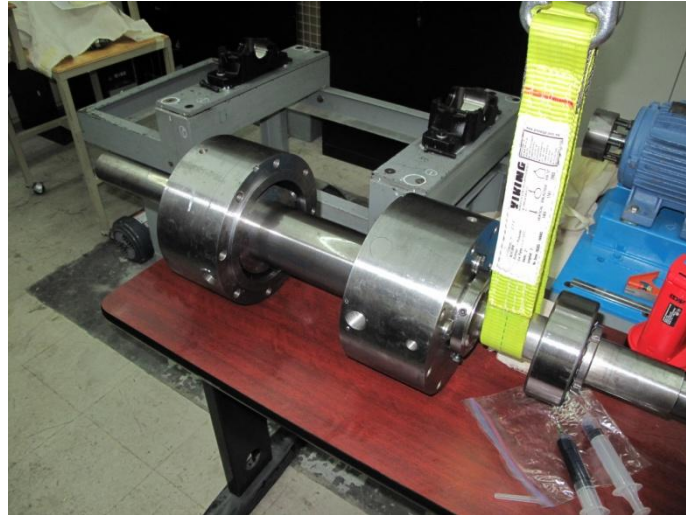


Imagen 4- 51: bridas de sello en su posición para colocar pedestales en el eje

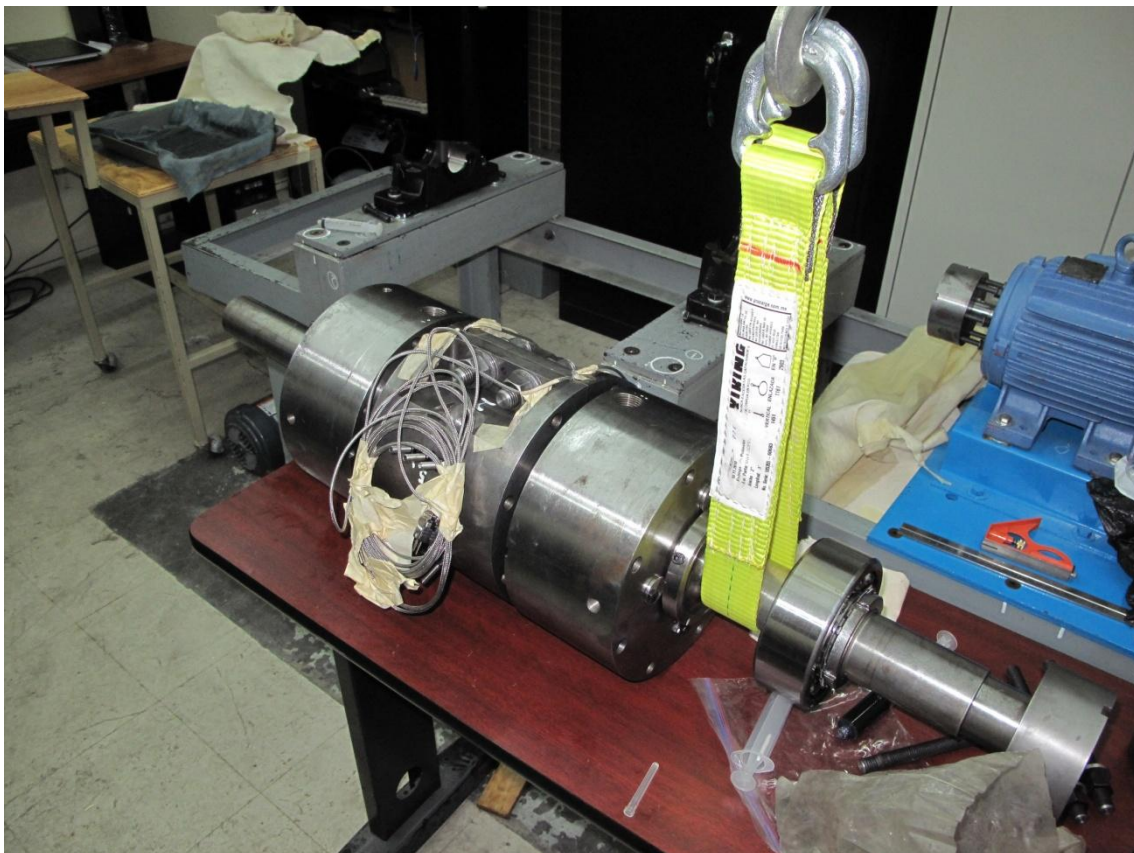


Imagen 4- 52: pedestales en su posición con el eje antes de ser completamente sellados con las bridas

NOTA: Para el montaje del prototipo chumacera híbrida, se recomienda el uso de un montacargas con aditamentos especiales como eslingas para que no se dañe la superficie metálica del prototipo al ser levantada.



Imagen 4- 53: prototipo siendo levantado con un montacargas manual

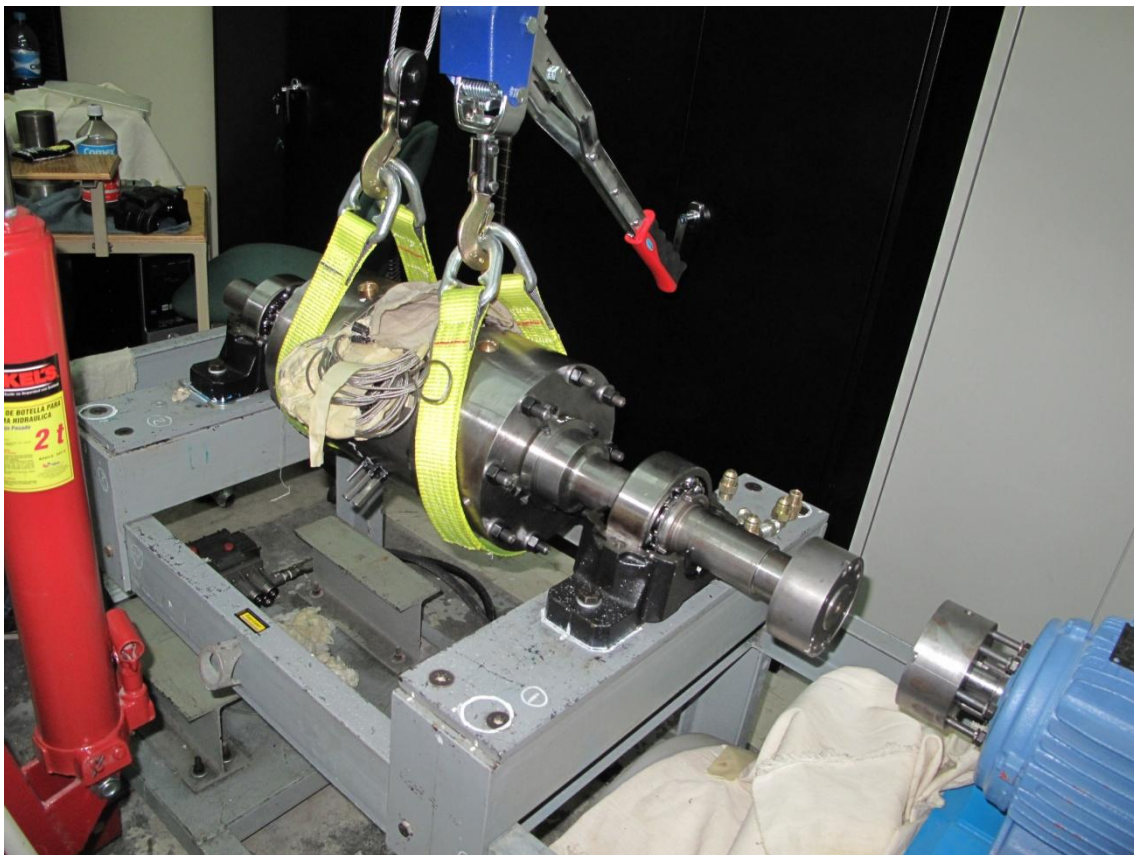


Imagen 4- 54: prototipo siendo colocado en su base

El eje es soportado por dos rodamientos SKF, estos pueden admitir cierto desalineamiento en dado caso que existiera.



Imagen 4- 55: prototipo siendo colocado en su base

4.3 MONTAJE DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE ALIMENTACIÓN DE ACEITE PARA LA CHUMACERA

Una vez que el prototipo se encuentra en su lugar final, se procede a instalarle el sistema hidráulico que consta de:

- Mangueras que van del depósito de aceite a una bomba.
- Filtro de aceite
- Medidor de flujo
- Medidor analógico de presión
- Anillo de lubricación
- Terminales
- Mangueras de regreso de aceite

Aquí se muestra un diagrama del sistema hidráulico de alimentación de aceite para la chumacera y sus componentes:

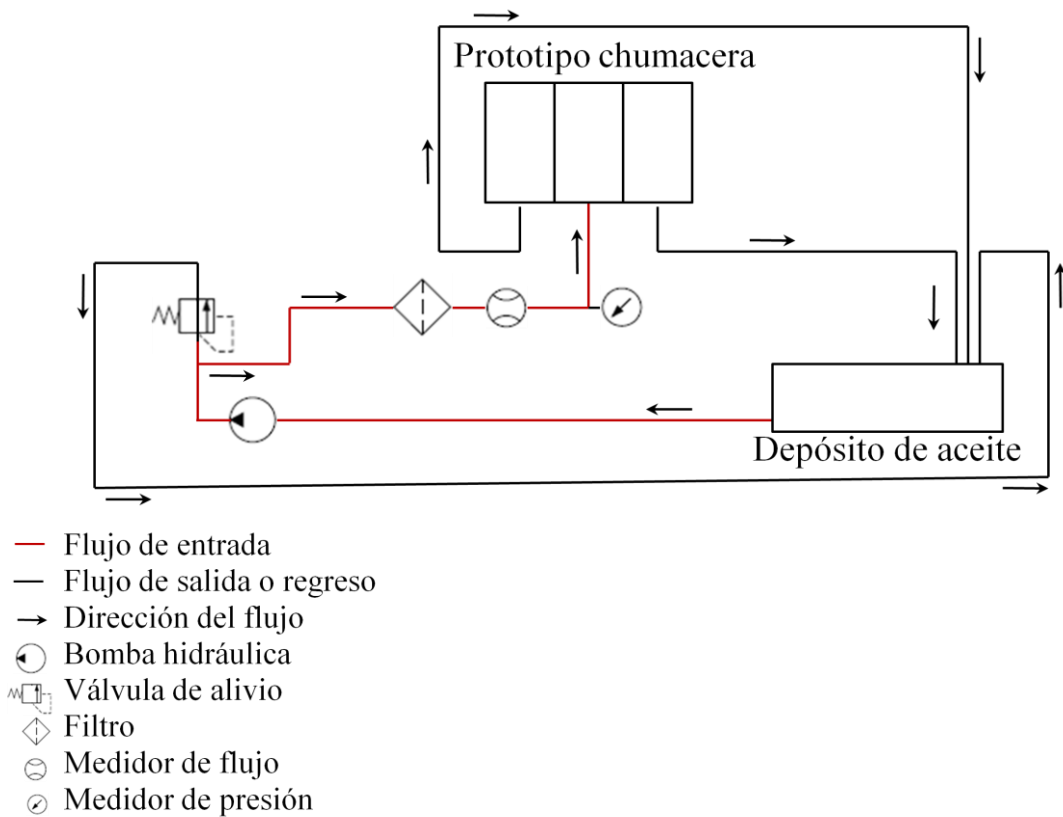


Figura 4- 15: diagrama hidráulico de alimentación

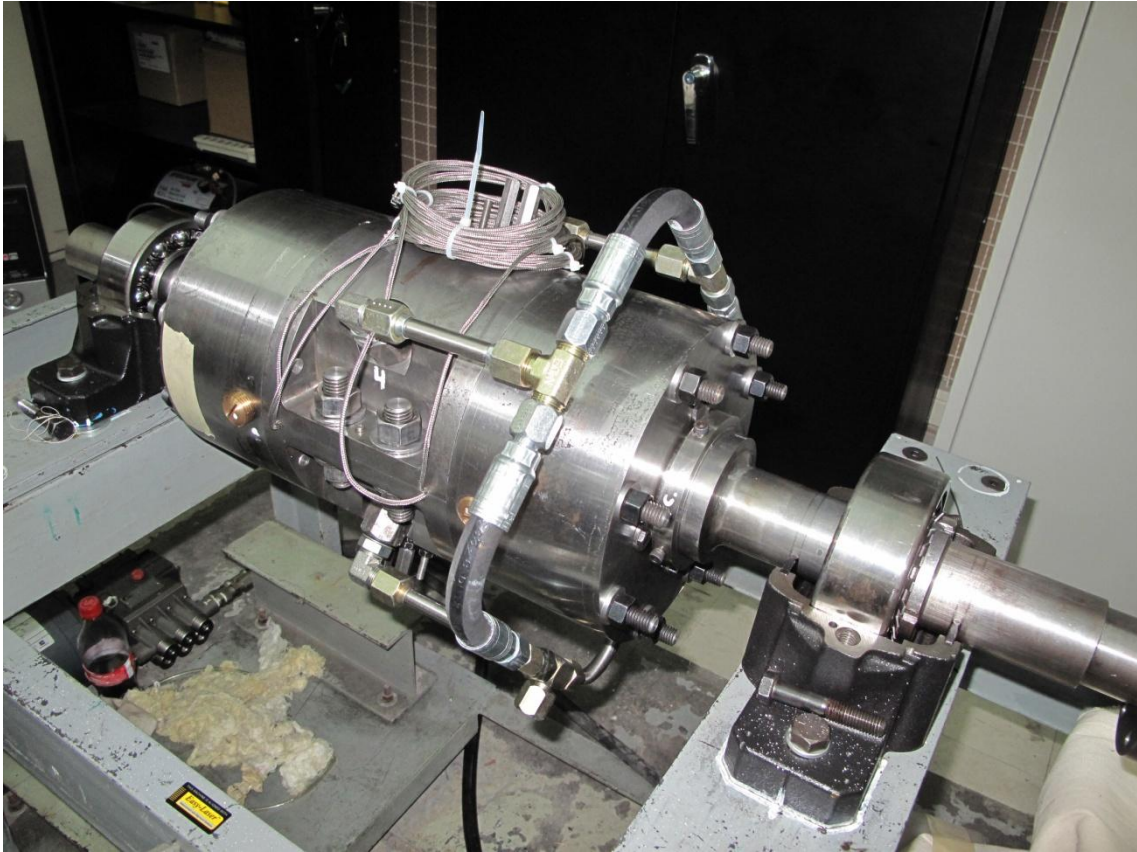


Imagen 4- 56: anillo de lubricación para presurizar en cuatro puertos simultáneos (con los puertos a 45°, 135°, 225° y 315°)



Imagen 4- 57: anillo de lubricación

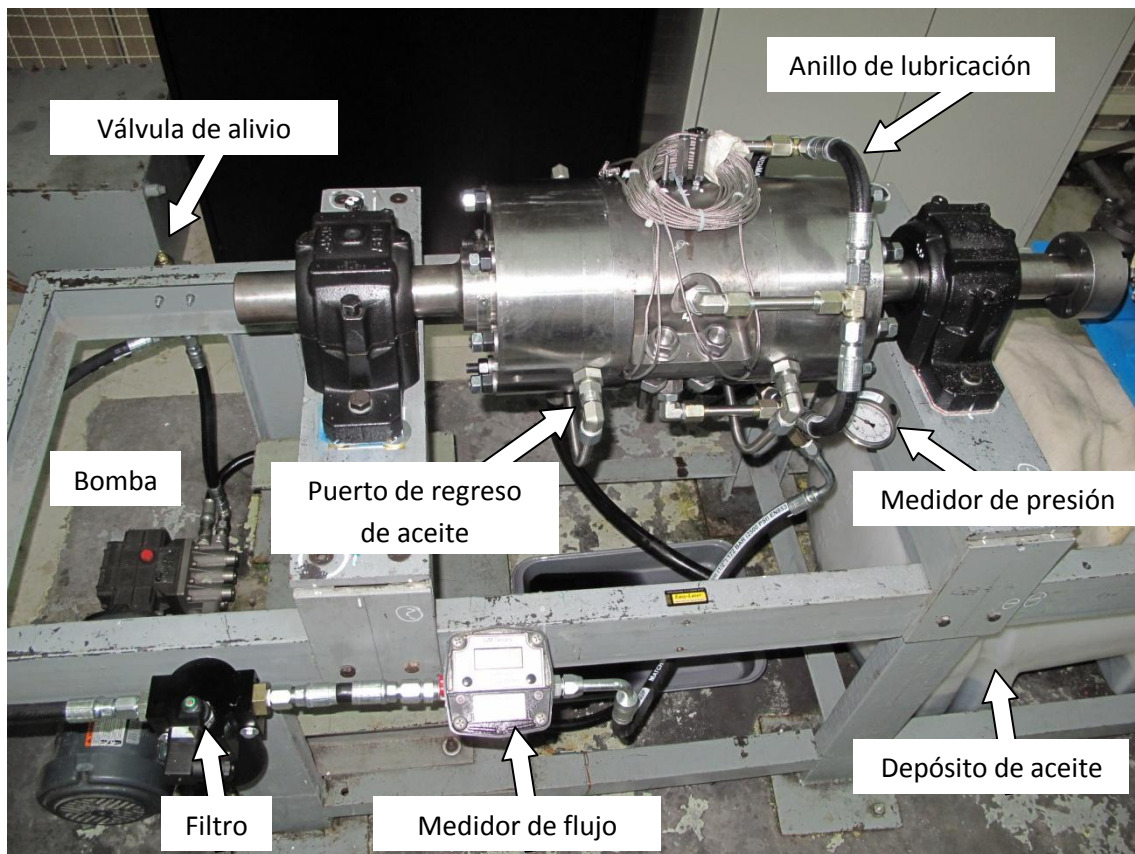


Imagen 4- 58: partes del sistema hidráulico



Imagen 4- 59: prototipo con su sistema hidráulico

4.4 MONTAJE DE ADAPTADORES Y SENSORES DE PRESIÓN

En la Imagen 4- 47: chumacera y adaptador de presión con sensor se puede apreciar cómo es el adaptador de presión con el sensor, como ya fue mencionado con anterioridad, el prototipo tiene nueve puertos por los cuales puede ser sensada la presión del aceite, por el momento sólo se cuenta en el laboratorio con seis sensores KISTLER 4260A y para la experimentación tratada en esta tesis sólo se colocaron tres de estos sensores en el puerto central (uno arriba y dos abajo)

En la siguiente imagen se muestra un diagrama de cómo están los adaptadores y los sensores colocados en el prototipo, las flechas negras indican la entrada del lubricante que viene del anillo de lubricación.

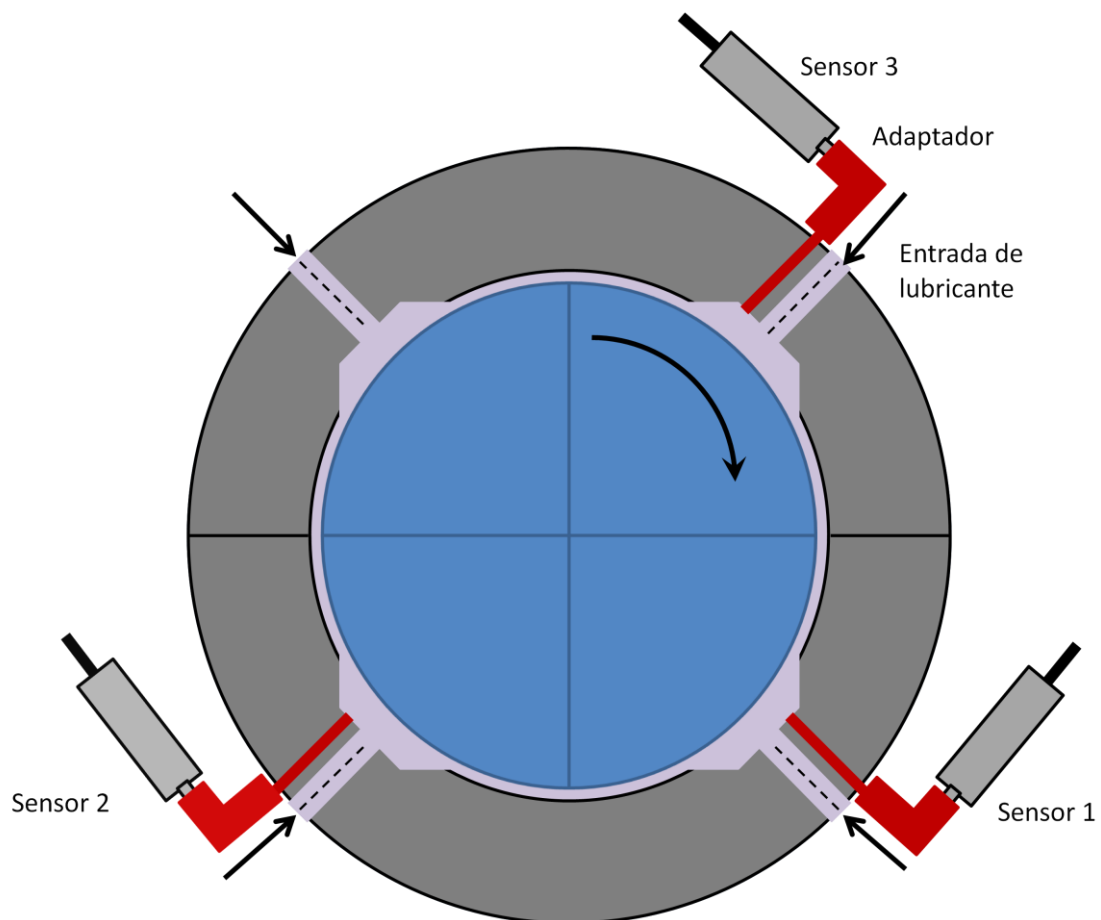


Figura 4- 16: diagrama de los adaptadores y sensores en la chumacera



Imagen 4- 60: sensor de presión KISTLER 4260A (con un rango de medición de 0 a 100 BAR)

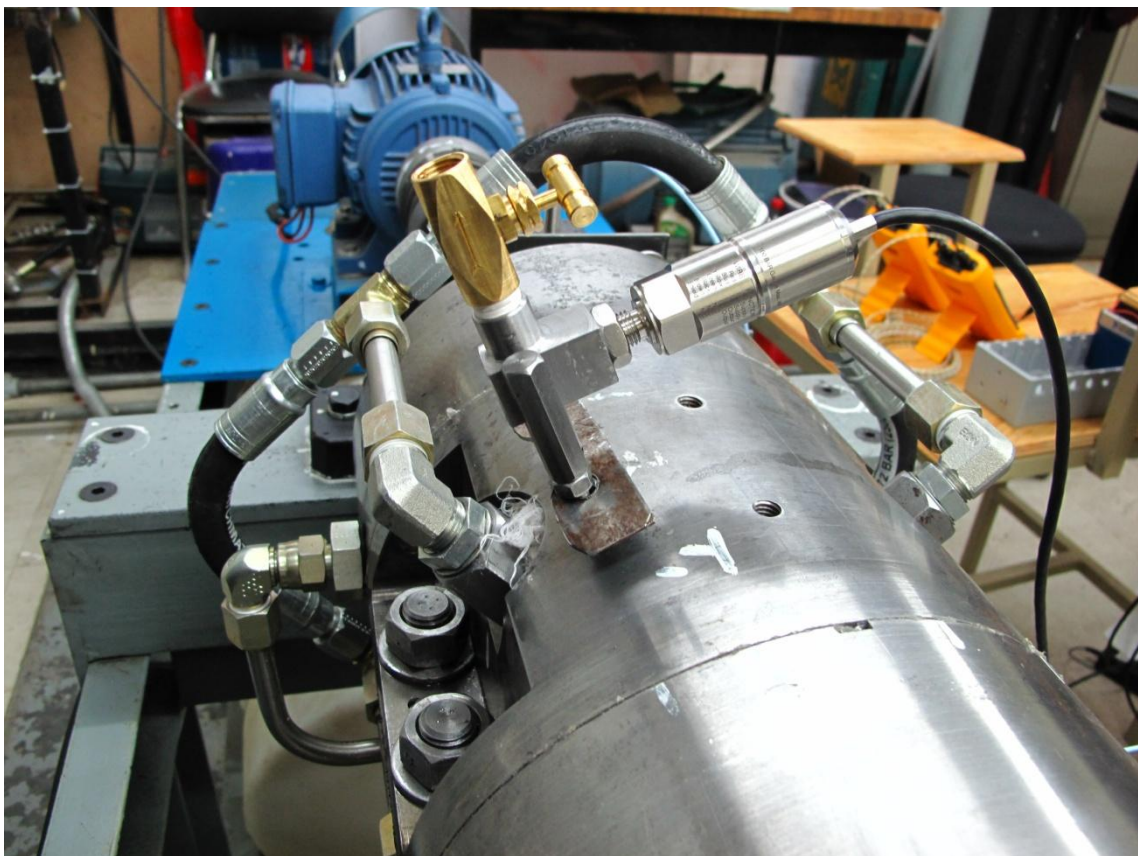


Imagen 4- 61: sensor 3 en pedestal superior

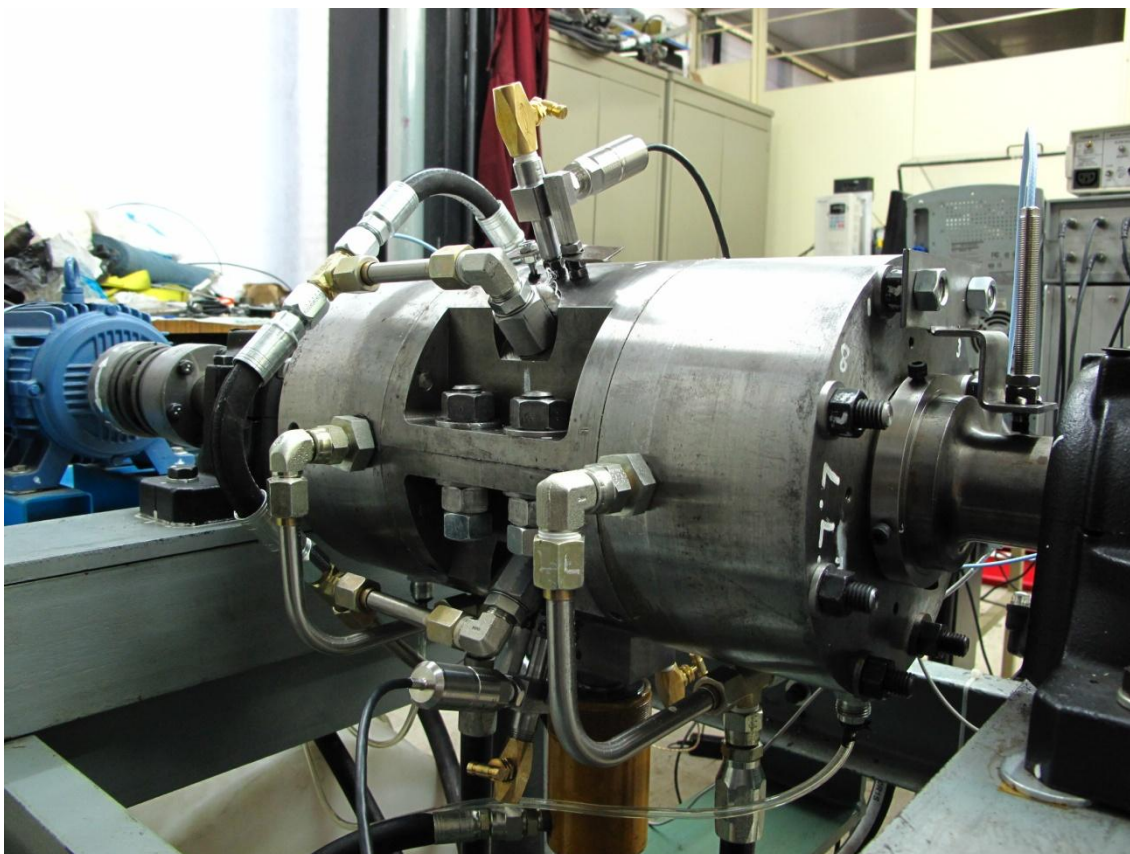


Imagen 4- 62: sensores 1 y 3

4.5 MONTAJE DE PISTÓN HIDRÁULICO

La chumacera cuenta con varias posiciones para colocarle un pistón hidráulico, todo depende de que configuración se quiera utilizar, en este caso se eligió colocarlo en la parte de abajo para que se pudiera presurizar a la chumacera en cuatro puertos de manera simultánea. El pistón nos va a y/o para aplicarle una carga y simular un peso que debe ser soportado por la chumacera.

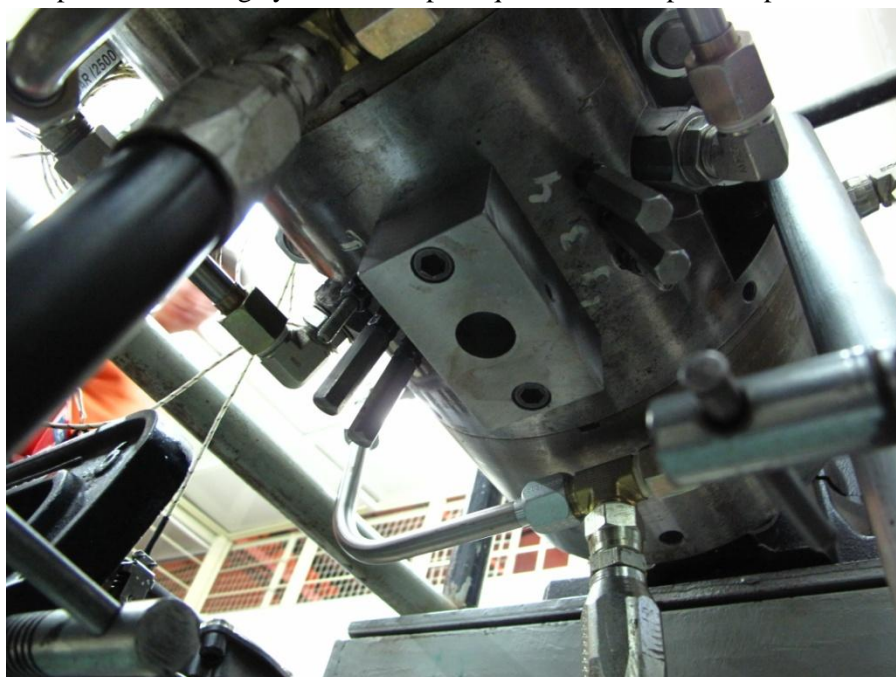


Imagen 4- 63: base para pistón hidráulico

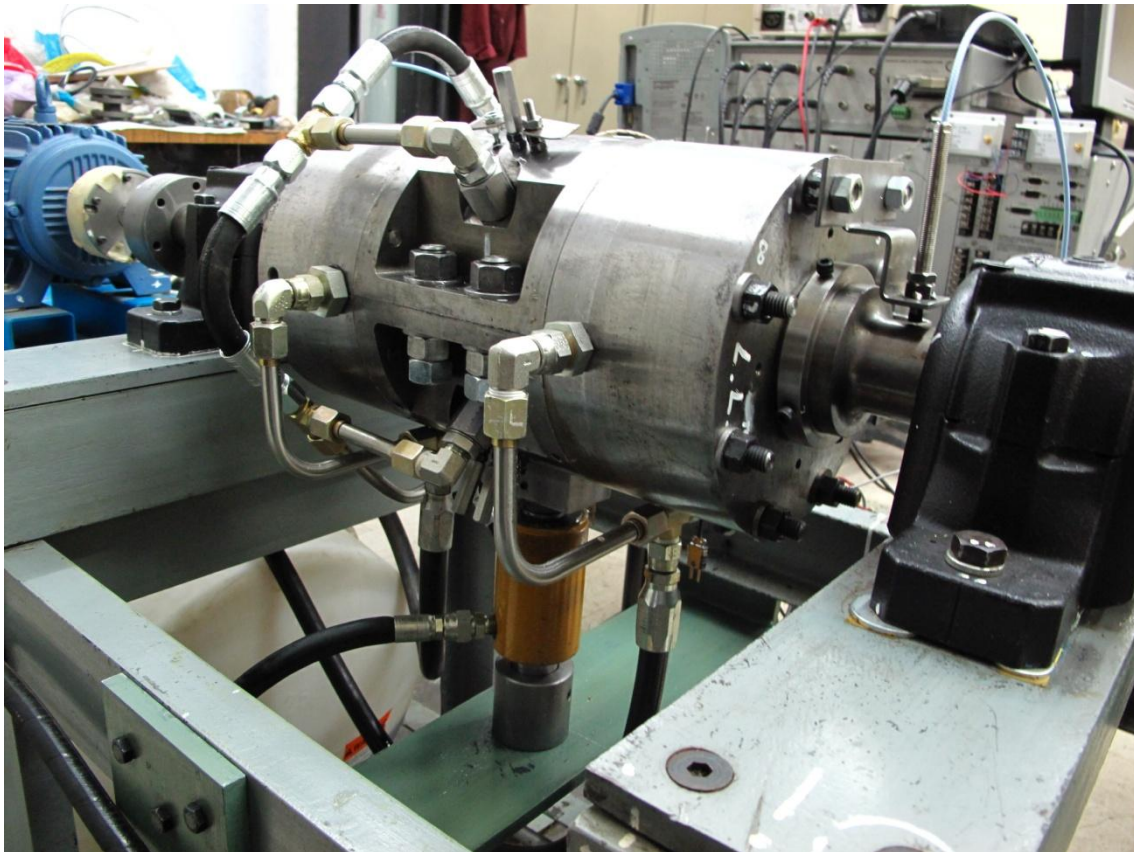


Imagen 4- 64: pistón hidráulico en su base

4.6 MONTAJE DE BASES PARA SENSORES DE PROXIMIDAD

Se hicieron cuatro bases para fijar a los sensores de proximidad, estos sensores son de la marca BENTLY NEVADA, éstos deben ser calibrados antes de realizar alguna medición.

Los transductores de desplazamiento o proximidad transforman el movimiento mecánico en una señal eléctrica analógica que es proporcional al desplazamiento. Los transductores de desplazamiento o de proximidad no son de contacto, es decir, no mantienen contacto con el componente móvil. El proxímetro, como también se le conoce, se inserta en el agujero de la base que se atornilla en los tornillos de la brida y se asegura a una corta distancia desde el eje. A medida que el eje gira, el sensor mide el movimiento, convirtiéndolo en una tensión proporcional que se puede controlar con un osciloscopio o equivalente, que en este caso se utilizó una tarjeta de adquisición de datos llamada ADRE que es de la compañía BENTLY NEVADA. Si otro proxímetro se monta perpendicularmente respecto a la primera, entonces es posible controlar tanto el movimiento horizontal y vertical al mismo tiempo. El movimiento de un eje perfecto en los rodamientos perfecto sería mostrado como un círculo en el monitor.

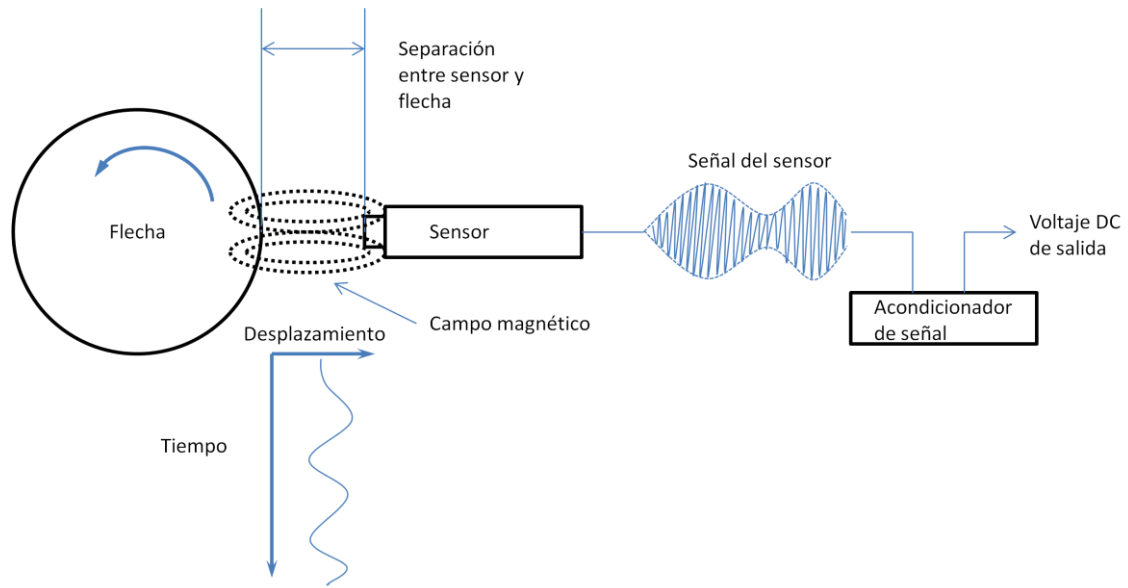


Figura 4- 17: diagrama de funcionamiento de un sensor de proximidad

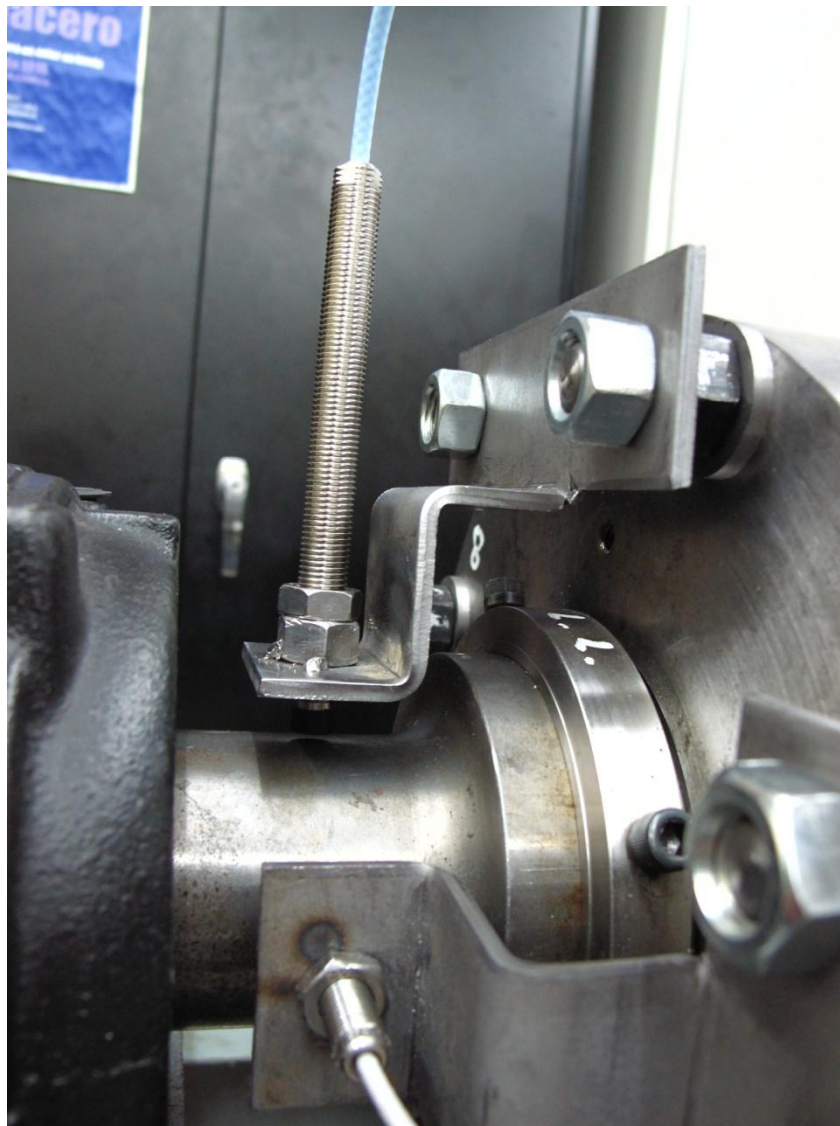
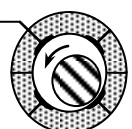
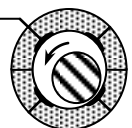


Figura 4- 18: bases para sensor de proximidad



Capítulo 5

**EXPERIMENTACIÓN EN EL LABORATORIO DE VIBRACIONES Y
ROTODINÁMICA**



1 INTRODUCCIÓN

Los experimentos fueron realizados en el Laboratorio de Vibraciones y Rotodinámica de la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación del Instituto Politécnico Nacional, Unidad Profesional Adolfo López Mateos en la Ciudad de México.

Una vez ensamblado en su totalidad el prototipo con sus transductores de presión, proximidad, fase, temperatura (como fue descrito en el capítulo 4) deben ser conectados a sistemas de adquisición de datos especiales para cada tipo de transductor.

2 EQUIPO DE ADQUISICIÓN DE DATOS

2.1 ADRE DE BENTLY NEVADA

Para medir las oscilaciones del sistema chumacera-eje, se utilizaron transductores de proximidad o desplazamiento relativo de la marca BENTLY NEVADA. Cada plano cuenta con dos transductores de este tipo en los ejes X y Y.

Los transductores de proximidad son conectados a un acondicionador de señal llamado “proximitor,” que envía una señal a una unidad de adquisición de datos llamado ADRE 208-P DAIU (por sus siglas en inglés Data Acquisition Interface Unit). Para ser procesada estas señales por medio de un programa de post-procesamiento ADRE para Windows (98).

Una vez adquiridas las señales, se realiza un análisis vibratorio en la PC mediante diagramas de Bode, espectros de FFT, diagramas de cascada, etc., siendo de gran ayuda para analizar el comportamiento y los efectos rotodinámicos del sistema.

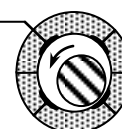
2.2 NATIONAL INSTRUMENTS

Para monitorear el comportamiento interno de las presiones generadas dentro de la chumacera, se utilizaron transductores de presión KISTLER 4262A, con un rango de operación de entre 0 a 100 BAR, estos transductores requieren de un voltaje de alimentación de 13 a 42 VDC y tienen un voltaje de salida de 0 a 10 VDC (este dato es clave para la adquisición de datos, ya que en base a este voltaje de salida uno debe seleccionar el tipo de tarjeta con la cual se trabajara).

La tarjeta de adquisición de datos seleccionada para medir las diferencias de presión generadas en la chumacera es la NI cDAQ-9178 de National Instruments, y como programa para post-procesamiento de la señal adquirida se utilizó LabVIEW 2010 para Windows (XP). (El diagrama de instrumentación virtual para monitorear los sensores de presión se puede consultar en el Anexo C)

2.3 MEDIDOR DE TEMPERATURA FLUKE

Como aparato de monitoreo para la temperatura se utilizó dos medidores digitales FLUKE 54, ambos tienen capacidad de lectura para dos termopares cada uno, pudiendo así monitorear los cuatro termopares que se encuentran dentro de la chumacera. No se necesita ningún programa computacional para operar estos medidores digitales, ya que cada uno cuenta con una pantalla de monitoreo donde se visualiza en tiempo real las variaciones de temperatura de la chumacera.



3 DISPOSITIVOS DE CONTROL

El prototipo chumacera híbrida cuenta con dos parámetros de control, con los cuales el operario podrá hacer variantes a cada experimento, estos parámetros son la presión y la velocidad de giro del eje. La presión se varía al controlar el motor de la bomba hidráulica con un variador de frecuencia y de igual manera el giro del eje es controlado por medio de otro variador de frecuencia.



Imagen 5- 1: variador para motor del eje y para bomba hidráulica

Cada variador de frecuencia trabaja de manera independiente, estos variadores son marca YASKAWA. También cuentan con un interruptor de manera independiente. El variador del motor del eje tiene además un interruptor de seguridad termo magnético como medida de seguridad para el equipo.

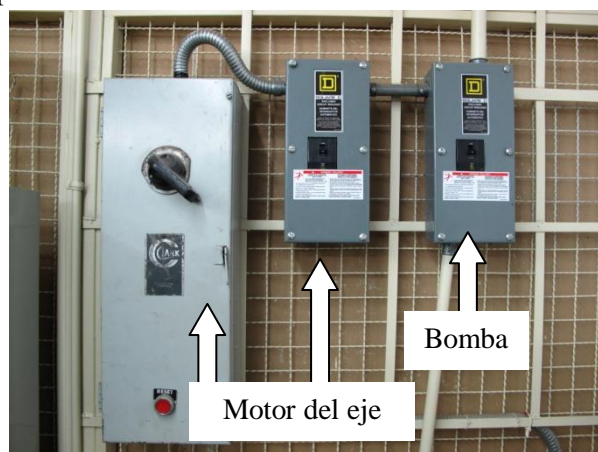


Imagen 5- 2: interruptores para encendido de variadores

3.1 BOMBA HIDRÁULICA Y MOTOR DEL EJE

La bomba hidráulica es de la marca General Pump (GP), su capacidad máxima de flujo son 3.6 GPM y la máxima presión que esta logra es de 1500 PSI y está acoplada a un motor trifásico US Motors. El motor para el eje es un motor trifásico marca WEG, su rango de operación es de 0 a 3486 rpm (@ 60 Hz).

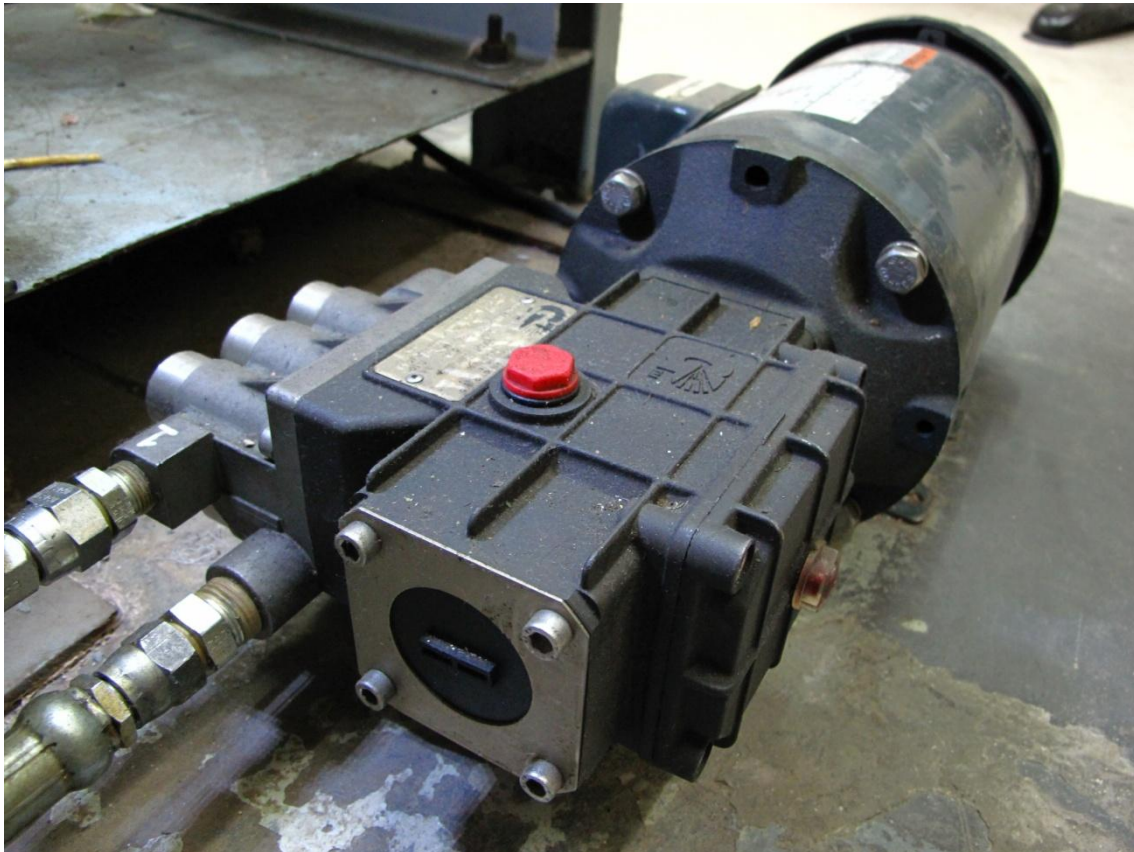


Imagen 5- 3: bomba hidráulica

NOTA: es altamente recomendable leer los manuales YASKAWA, al igual que los manuales de operación de GP Companies Inc y motores WEG.

4 PARÁMETROS DE MEDICIÓN INDEPENDIENTES DE LOS TRANSDUCTORES

4.1 TEMPERATURA

El Laboratorio cuenta con un termómetro infrarrojo con señalador láser de tipo pistola marca FLUKE para el monitoreo de temperaturas ambiente, motor al operar, rodamientos, etc. Ya que todos estos parámetros de temperatura deberán ser tomados en cuenta a la hora de experimentar.

La bomba hidráulica genera temperatura debido al rozamiento de sus partes móviles internas (pequeños pistones) esta temperatura es transmitida al aceite al ser bombeado y por lo consiguiente también ese calor en el aceite es transmitido a la chumacera.

Se realizaron pruebas de recirculación del aceite sin pasar por la chumacera, sólo se hizo pasar por el filtro y el medidor de flujo (la pasada de aceite por el medidor de flujo fue con el fin

de corroborar su funcionalidad). La medición de temperatura se hizo con respecto al tiempo de 1, 10, 30 y 60, 90 y 120 minutos

Los datos obtenidos son los siguientes:

	1 min.	10 min.	30 min.	60 min	90 min	120 min
Temperatura de carcasa de bomba (°C)	30	52.7	55.4	56.5	57.1	58.5
Temperatura del aceite (°C)	20.5	22.4	24.7	27.5	30.1	33.8

Tabla 5- 1

Así que la temperatura de entrada del aceite a la chumacera puede ser considerada alrededor de 33 a 37 °C.

Por lo tanto, los parámetros de temperatura que deben ser medidos son:

- a) Temperatura ambiente
- b) Temperatura de la bomba antes de cada prueba
- c) Temperatura de la bomba después de cada prueba
- d) Temperatura del aceite antes de cada prueba
- e) Temperatura del aceite después de cada prueba
- f) Temperatura del aceite a la salida de la chumacera
- g) Temperatura de la chumacera inferior
- h) Temperatura de la chumacera superior
- i) Temperatura en los rodamientos
- j) Temperatura del motor del eje (como medida de precaución)

4.2 FLUJO DE ENTRADA A LA CHUMACERA

La medición del flujo de entrada a la chumacera se realiza con la ayuda de un flujómetro o medidor de flujo de marca GREAT PLAINS INDUSTRIES Inc. Este medidor trabaja con una batería de 9V y enciende a la hora de hacerle pasar un fluido a cierta presión.

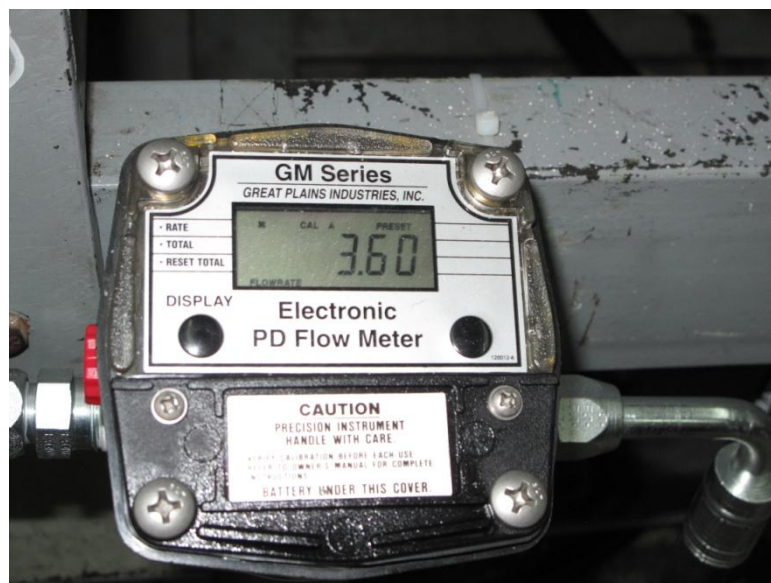


Imagen 5- 4: medidor de flujo

NOTA: se recomienda leer su manual o tabla de especificaciones antes de ser usado.

4.3 MEDIDOR DE PRESIÓN ANALÓGICO

Este medidor es el que se localiza justo antes de que el fluido a presión entre al anillo de distribución de flujo, es decir, mide la presión de entrada del fluido. Este medidor de presión es de la marca ASHCROFT y tiene un rango de funcionalidad de 0 a 100 kg/cm² (0 a 1500 psi) y está lleno de glicerina para que la medición no sea afectada por vibraciones.

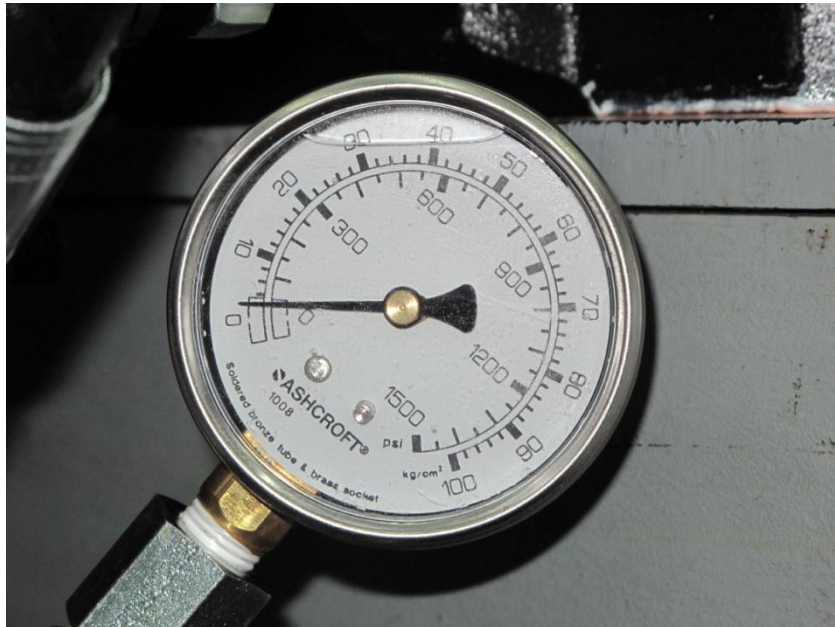
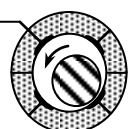


Imagen 5- 5: medidor de presión

RECOMENDACIONES:

- Antes de realizar cualquier prueba de las aquí mencionadas se recomienda leer todos los manuales de operación de cada componente o software.
- Se recomienda el uso de bata ya que se está trabajando con fluidos que pueden escapar por las mangueras debido a un mal apriete de sus uniones.
- Se recomienda el uso de lentes de protección.
- Es indispensable el uso de la herramienta adecuada para cualquier tipo de ajuste, ensamble o desensamble.
- NO improvisar herramental que pueda dañar los componentes.
- Leer el capítulo 4 de esta tesis para saber qué es cada componente.



5 INSTRUMENTACIÓN

A continuación (figura 5- 1) se muestra un diagrama de cómo fue instrumentado el prototipo chumacera híbrida:

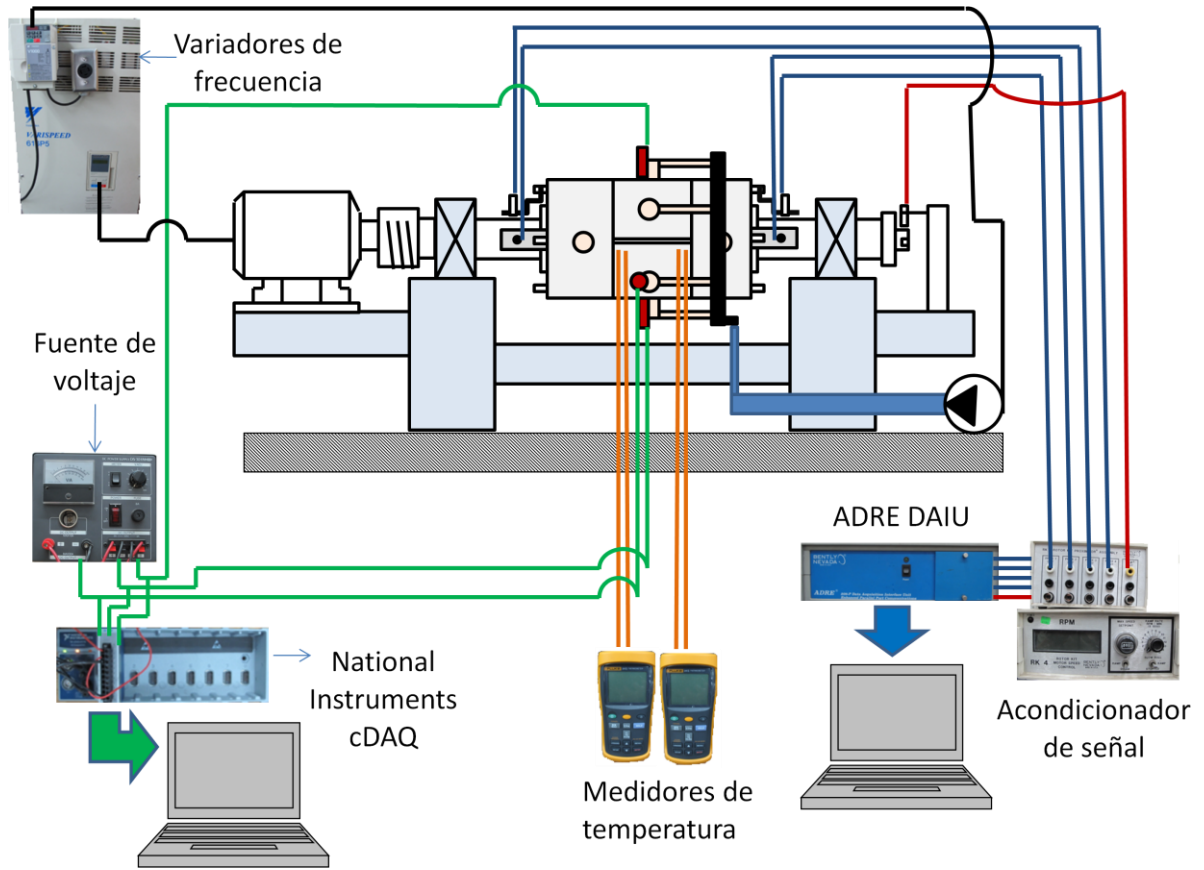


Figura 5- 1: diagrama de instrumentación

Respecto al anterior diagrama (figura 5- 1) se muestra:

Transductor	Color de línea
Desplazamiento o proximidad	Azul
Fase (KØ)	Rojo
Temperatura	Naranja
Presión	Verde

Tabla 5- 2

Controlador	Color de línea
Variadores de velocidad	Negro

Tabla 5- 3

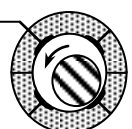




Imagen 5- 6: prototipo chumacera híbrida instrumentado

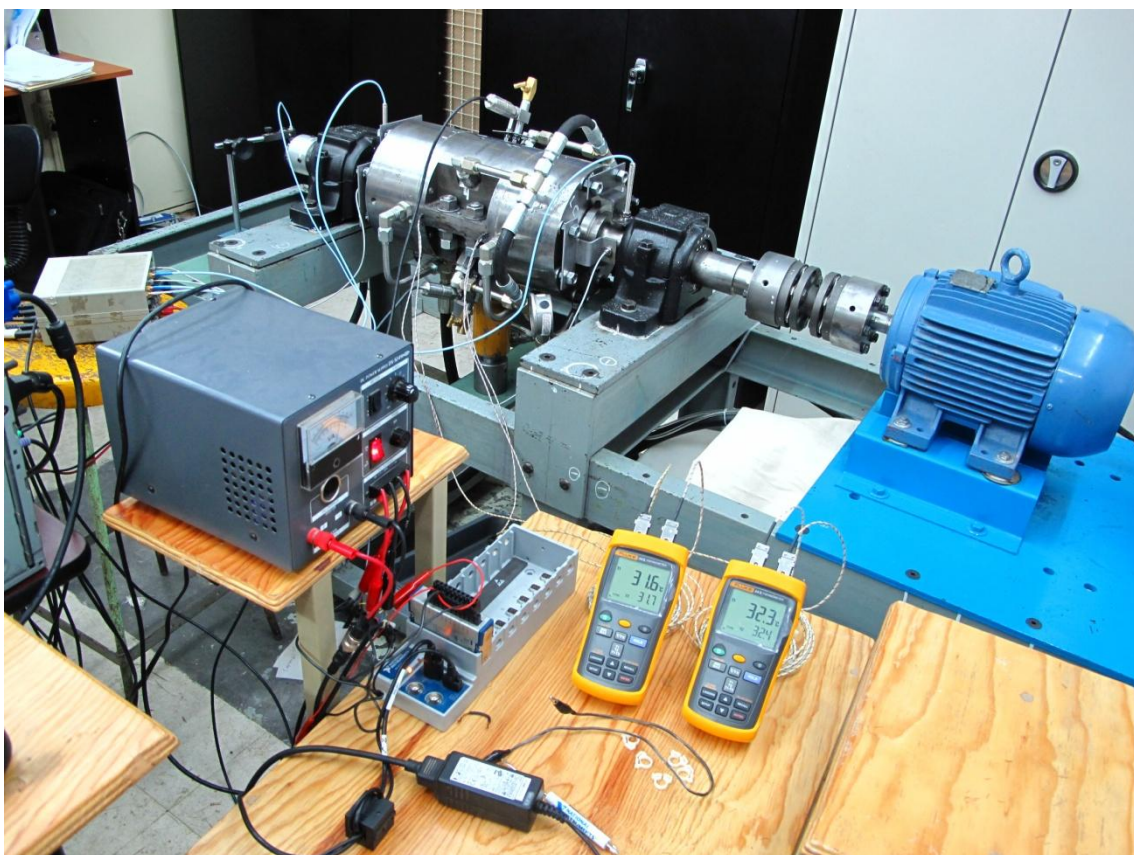


Imagen 5- 7: vista desde el operario



Imagen 5- 8: transductor de proximidad

NOTA: en la imagen 5- 8 se puede apreciar que el eje está un poco sucio, se recomienda que la superficie a medir sea limpiada lo mejor posible.

6 RESULTADOS EXPERIMENTALES

Los experimentos realizados se obtuvieron con la chumacera presurizada en cuatro puertos ubicados a 45° , 135° , 225° y 315° respectivamente y de manera simultánea (figura 5- 2).

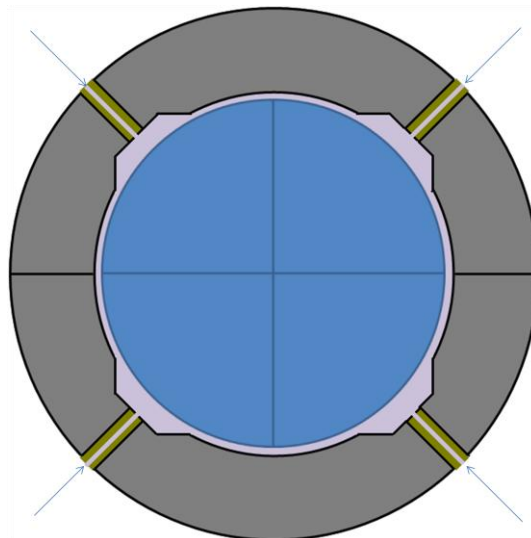


Figura 5- 2: chumacera presurizada en cuatro puertos de manera simultánea (45° , 135° , 225° y 315°)

PRUEBA DE DESEMPEÑO:

Prueba 32

Velocidad de giro de eje: 0-3600

Frecuencia: 60 Hz

Aceleración: 60 s

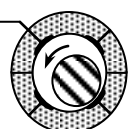
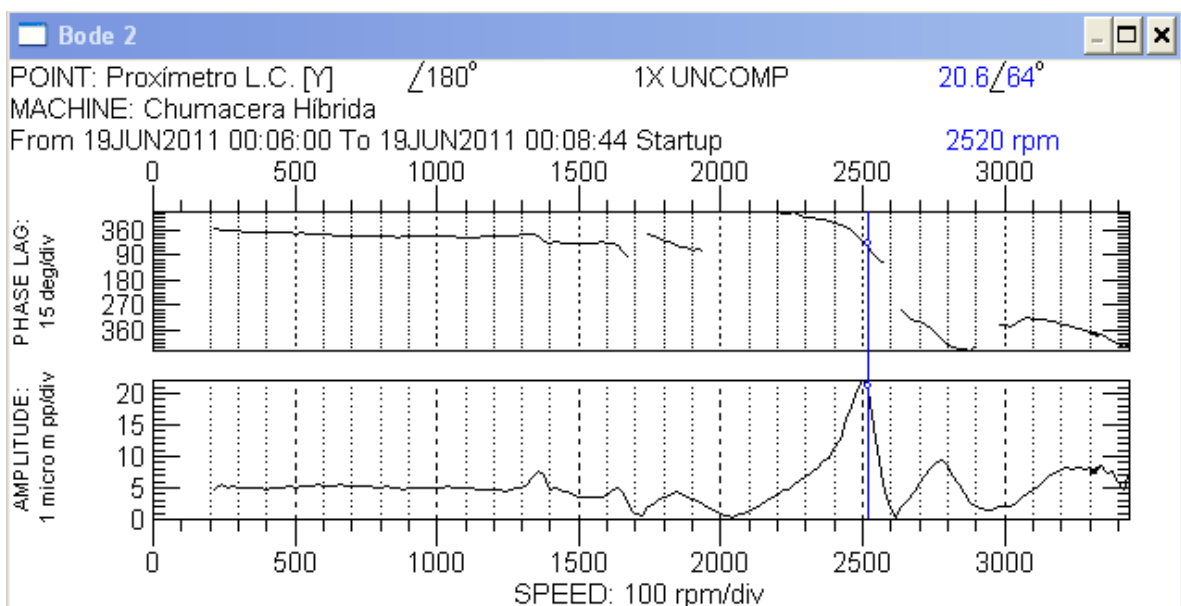
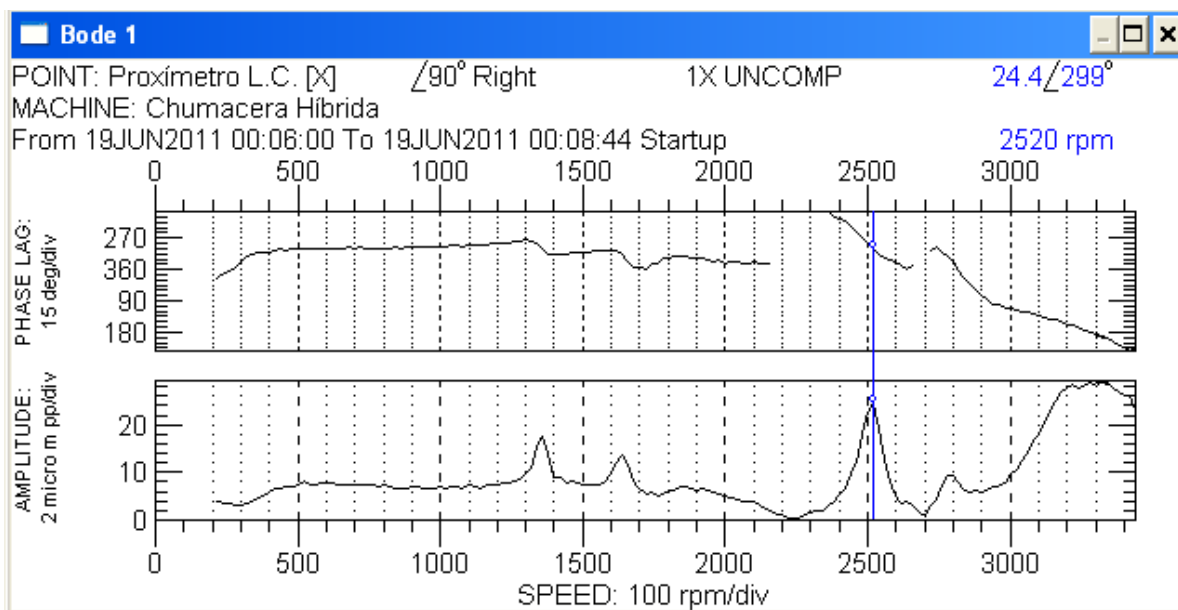
Desaceleración: 40s

Presión de entrada sin giro: 30 kg/cm²Presión a 3600 rpm: 24 kg/cm²

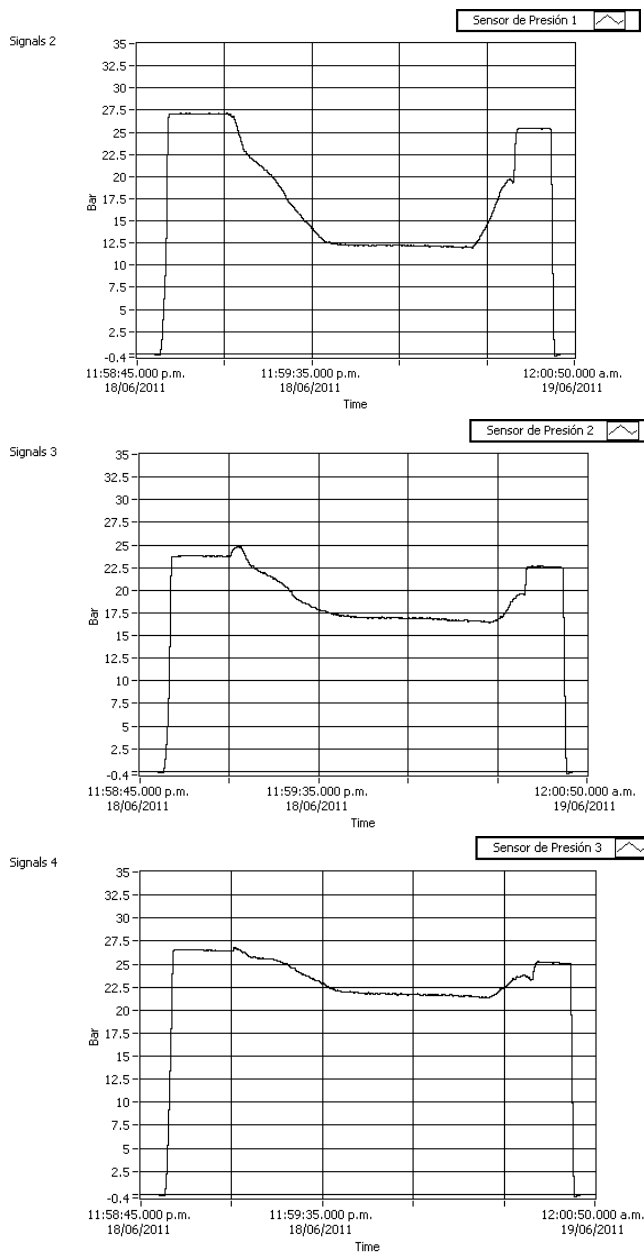
Flujo sin giro: 0.99 GPM=3.748 l/m

Flujo con giro: 1.20 GPM=4.542 l/m

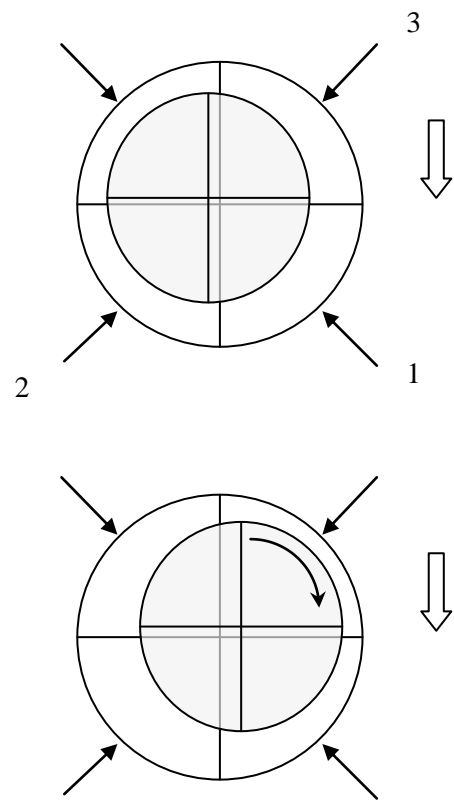
Se obtuvieron los diagramas de Bode:



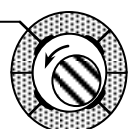
Gráficos de presión durante la prueba:



Basados en los campos de presión al girar el eje podemos definir una aproximación de cómo es que se mueven la chumacera y el eje



NOTA: el eje está fijo y la chumacera es la que se mueve.



PRUEBA DE REDUCCIÓN DE AMPLITUD AL PRESURIZAR MÁS LA CHUMACERA:

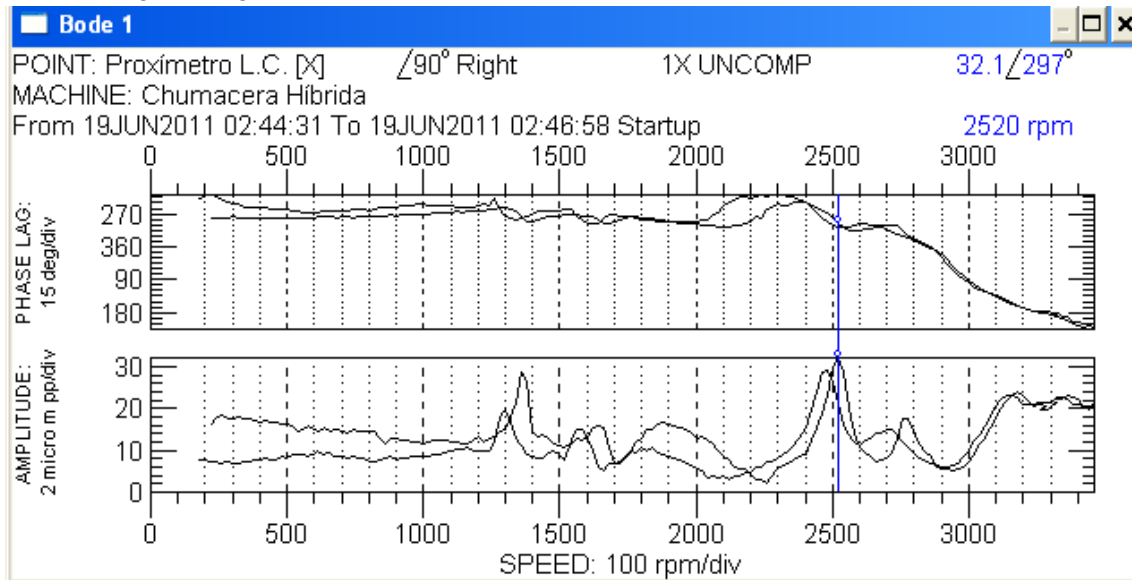
Velocidad de giro de eje: 0-3600

Frecuencia: 60 Hz

Aceleración: 60 s

Desaceleración: 60s

Presión sin giro: 8 kg/cm²



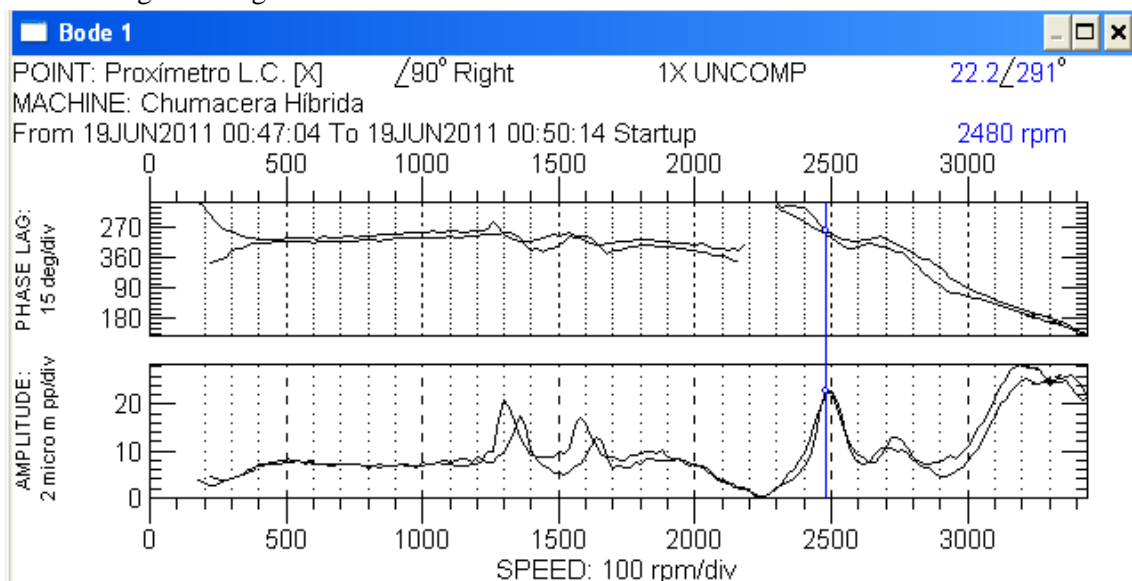
Velocidad de giro de eje: 0-3600

Frecuencia: 60 Hz

Aceleración: 60 s

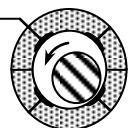
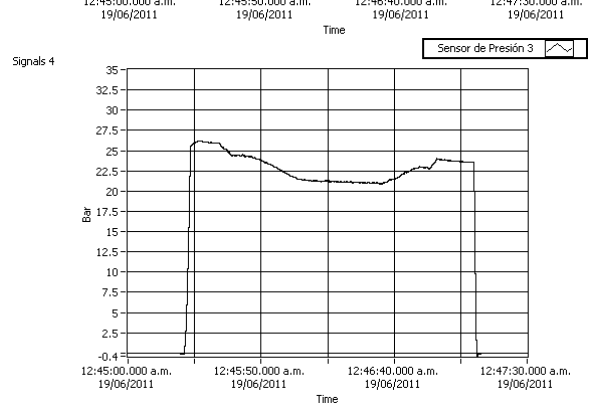
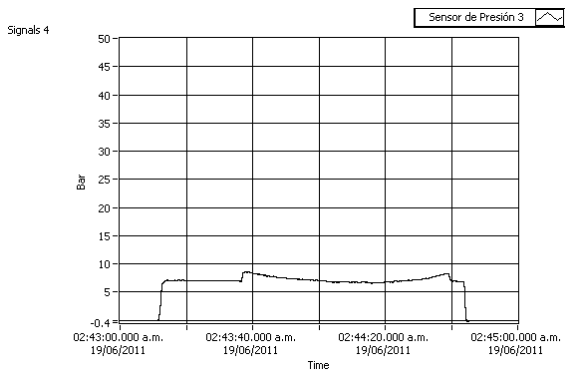
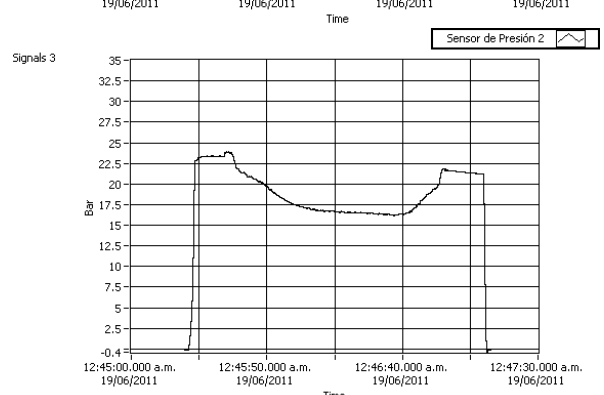
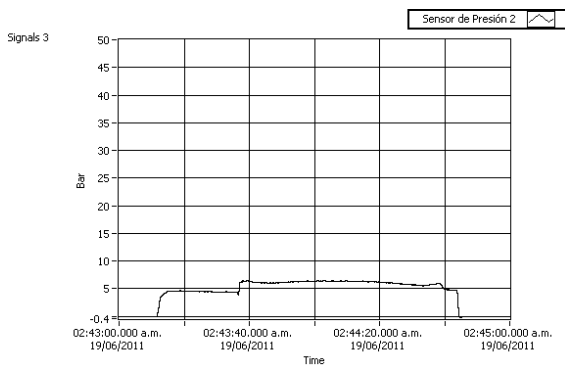
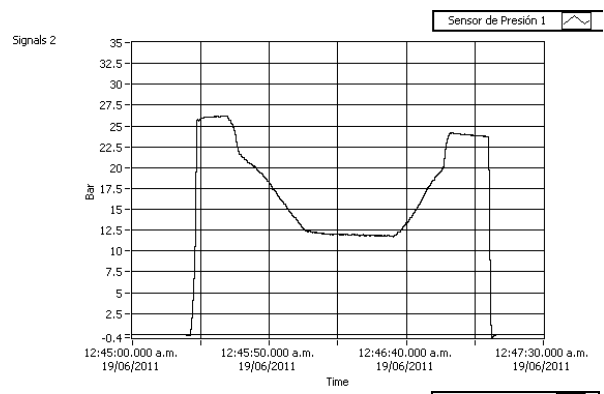
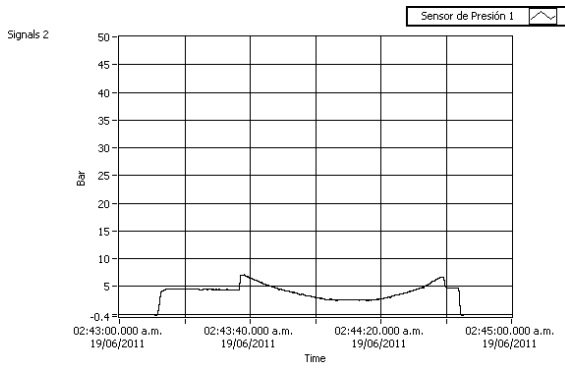
Desaceleración: 60s

Presión sin giro: 30 kg/cm²



Se puede apreciar una reducción de 9.9 μm de la amplitud a 2500 rpm al presurizar más la chumacera.

Comparación entre los campos de presión:



DESEMPEÑO DE LA CHUMACERA PRESURIZADA EN UNA PRUEBA DE ARRANQUE Y PARO LENTO:

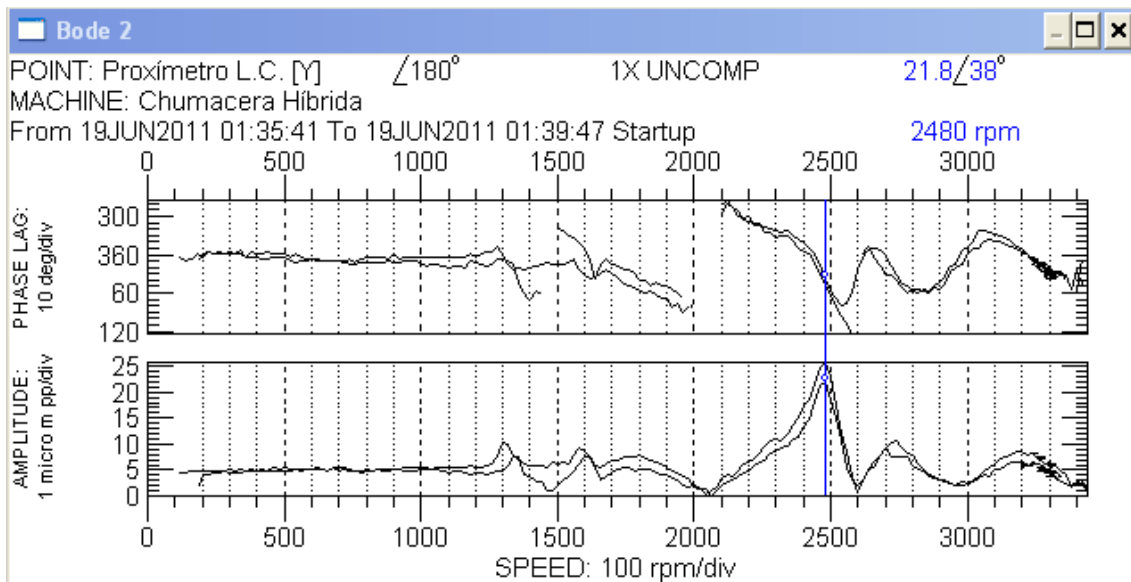
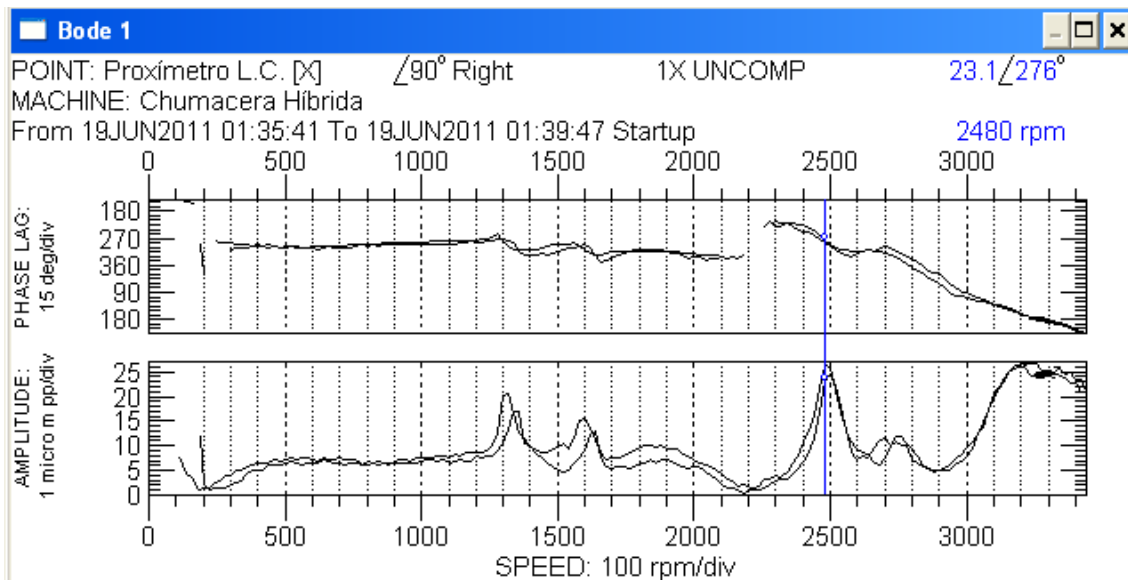
Velocidad de giro de eje: 0-3600

Frecuencia: 60 Hz

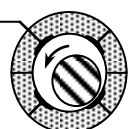
Aceleración: 120s

Desaceleración: 120s

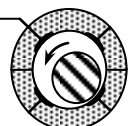
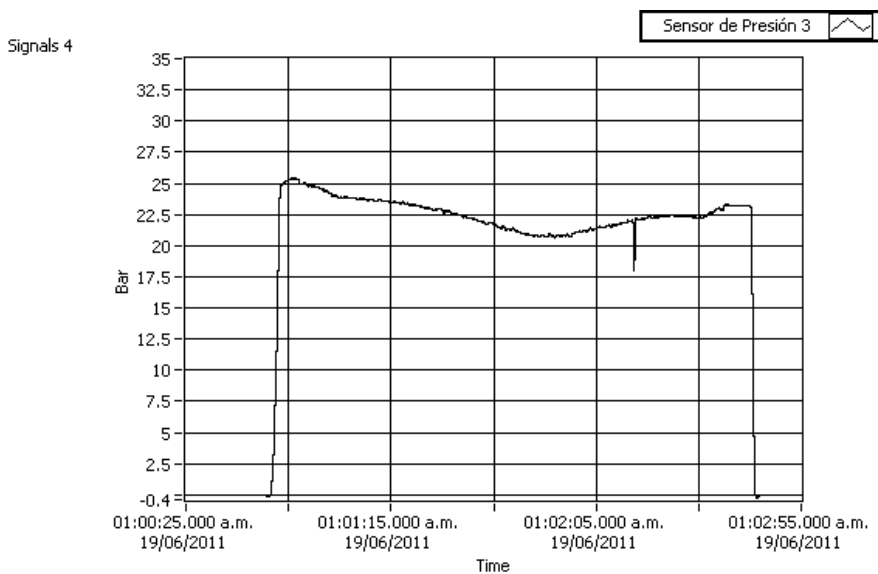
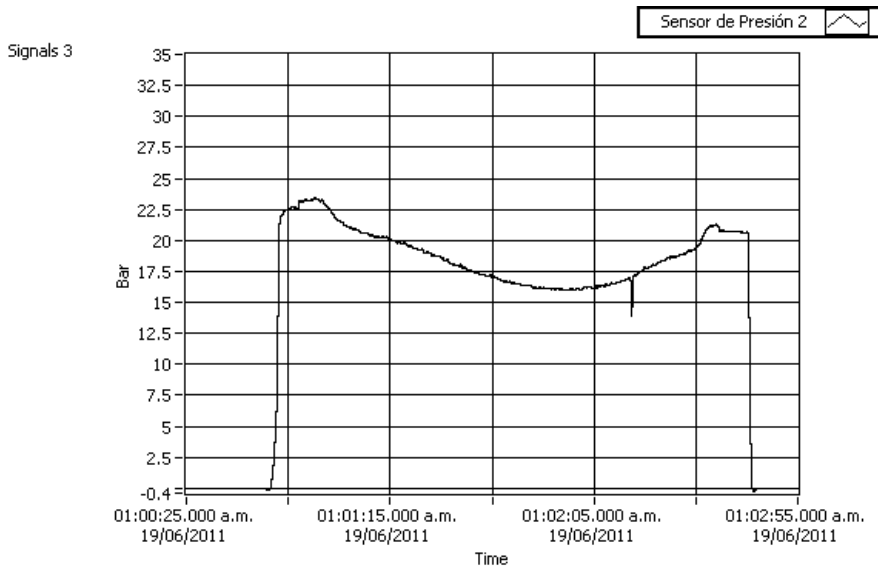
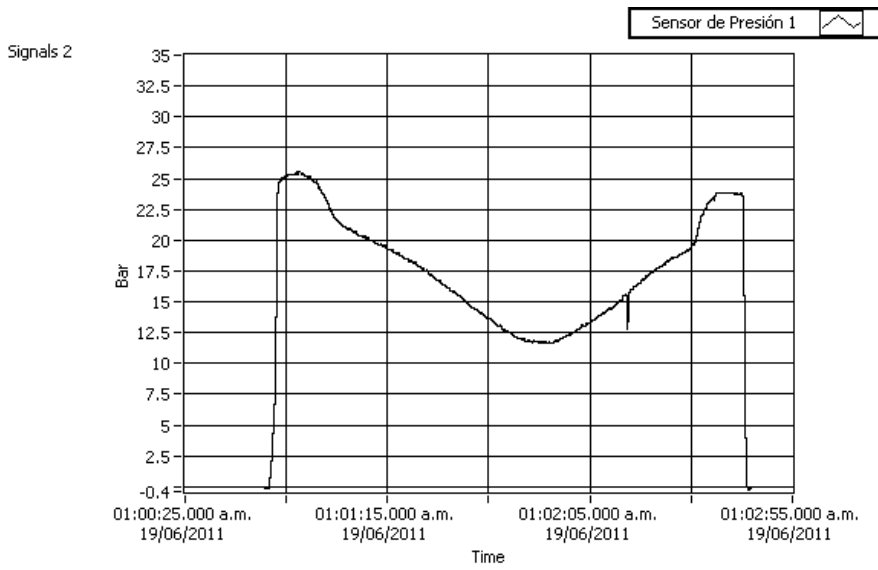
Presión sin giro: 30 kg/cm²



Como se puede apreciar en estos gráficos de Bode el comportamiento en el llamado “slow roll” es bueno tanto en el arranque como en el paro.

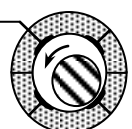


Gráficos de presión de la prueba de arranque y paro lento:



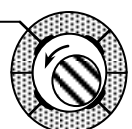
CONCLUSIONES:

- Se logró desarrollar un prototipo de chumacera híbrida funcional, con el cual se podrán hacer múltiples experimentos con un amplio número de diferentes configuraciones para desarrollar y/o comprobar análisis teóricos sobre chumaceras cortas.
- Las características de una chumacera completamente lubricada pueden ser ajustadas para optimizar el rendimiento del sistema en el cual sea instalada. Este tipo de configuración de chumacera nos permite modificar la rigidez y las propiedades de amortiguamiento de una manera más eficiente que la tradicional chumacera hidrodinámica.
- Al tender a coincidir los centros geométricos del eje y de la chumacera se puede reducir el desgaste por fricción tanto de la chumacera como del eje. Esto es gracias a que la chumacera se puede lubricar aún teniendo detenida la máquina, así que no depende del giro del eje para que se forme la película lubricante, disminuyendo así la fricción.
- Se pudo observar que el prototipo tiene un desempeño estable en un arranque y en un paro a bajas revoluciones, siendo una posible solución para la industria (turbinas de generación eléctrica vapor o gas) en donde las máquinas se hacen girar a bajas revoluciones antes de alcanzar su velocidad máxima de operación.



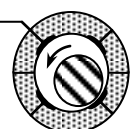
TRABAJOS FUTUROS:

- Buscar de manera experimental los efectos de estabilidad e inestabilidad con diferentes presiones, diferentes puntos de inyección y diferentes velocidades, es decir, experimentar con el mayor número posible de configuraciones del prototipo.
- Comprobar y corroborar las estabilidades e inestabilidades con modelos matemáticos existentes o desarrollar nuevos modelos matemáticos para ser comprobados de manera experimental.
- Eficientar el prototipo colocando un radiador para enfriar el aceite ya que sólo con la bomba se incrementa de manera considerable la temperatura del mismo. También al colocar este sistema de refrigeración de aceite le servirá a la chumacera para que esta se enfríe de mejor manera al estar en operación.
- Instrumentar el prototipo en su totalidad con una sola tarjeta de adquisición de datos, es decir, que desde una sola computadora puedan ser monitoreados los transductores de presión, proximidad, termopares, medidor de flujo, revoluciones del eje, etc.
- Rediseñar los adaptadores de los sensores de presión para facilitar su instalación.

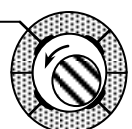


REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

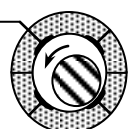
- [1] Rankine, W., "Centrifugal whirling of shafts," *The Engineer*, Apr. 9, 1869.
- [2] Föpl, A., "Das problem der laval'shen turbinewelle," *Civilingenieur*, pp. 332-342, 1995.
- [3] Belluzzo, G., *Le turbine a vapore ed a gas*. Hoepli, Milano, Italy, 1905.
- [4] Stodola, A., *Steam and Gas Turbines*. Mc. Graw-Hill, New York, 1927.
- [5] Jeffcott, H., "The lateral vibration of loaded shafts in the neighborhood of a whirling speed—the effect of want of balance," *Phil. Mag.*, vol.37, no. 6, pp. 304-314, 1919.
- [6] Genta, G., *Dynamics of Rotating Systems*. Springer, Torino, pp. 548-574 Apr. 2004.
- [7] Tower, B., "First Report on Friction Experiments," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, (a) 1883, pp. 632-659; (b) 1884, pp. 29-35.
- [8] Tower, B., "Second Report on Friction Experiments," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 1885, pp. 58-70.
- [9] Reynolds, O., "On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Bauchamp Tower's Experiments Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil," *Philos. Trans. R. Soc. London, Series A, Vol. 177, Part 1*, 1886, pp. 157-234.
- [10] Ocvirk, F.W., "Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearings," *National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) TN 2808*, 1952.
- [11] Harrison, W.J., "The Hydrodynamical Theory of Lubrication of a Cylindrical Bearing Under Variable Load and of a Pivot Bearing," *Transactions of the Cambridge Philosophical Society*, Vol. 22, April 24, 1919, pp. 373-388.
- [12] Bently, D.E, Petchenev, A., "Dynamic Stiffness and the Advantages of Externally Pressurized Fluid-Film Bearing," *ORBIT*, First Quarter 2000, pp.18-24.
- [13] Bently D.E., Hatch, Grissom, "Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics," 2002.
- [14] Santos, I.F., Watanabe, F.Y. "Feasibility of influencing the dynamic fluid film coefficients of multirecess journal by means of active hybrid lubrication," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2003.
- [15] Kucherenko, V.V. y Gómez-Mancilla, J.C., "Bifurcation of an Exact solvable Model of Rotordynamic," 2000, pp. 2689-2699. Vol.10. DOI: 10.1142/S0218127400001730.
- [16] García, A., *Investigación Analítica y Numérica de las Propiedades Dinámicas de Chumaceras Hidrodinámicas con y sin desalineamiento*. México, D.F. Tesis de Doctorado de la Sección de estudios de Posgrado e Investigación, U.P. Adolfo López Mateos, 2006.
- [17] García, A., Nossov, V. R., Gómez-Mancilla J.C., *El Cálculo de los Coeficientes Rotodinámicos de chumaceras hidrodinámicas por medio de los Gradientes del Campo de Presión*. México D.F., 4º Congreso Internacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas Sección de Estudios de Posgrado e Investigación U.P. Adolfo López Mateos, 2005.
- [18] Gómez-Mancilla, J.C. y Nossov, V.R., "Short Journal Bearings with Misaligned Axes," *Lake Tahoe, C.A. USA. : 1st International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery*, 2001.
- [19] Ordóñez-Pantoja, A., *Diseño Preliminar y Análisis de Chumacera Innovadora Utilizando Inyección Presurizada del Lubricante*. México, D.F. Tesis de Maestría de la Sección de estudios de Posgrado e Investigación, U.P. Adolfo López Mateos, 2003.
- [20] Dimarogonas, A.D. and Gómez-Mancilla, J.C., *User's Manual "CHUMA"*. S.I. Patente, Clave SEP-86441, 1996.
- [21] Nossov V.R, Gómez-Mancilla J C., Ramírez-Vargas I., "New Model and Stationary Position for a Short Bearing". S.I. To be published in the *Journal of Tribology*, 2006.
- [22] Gómez-Mancilla, J.C., Meda-Campaña, J.A., Torres-Cedillo, S.G., Nossov, V.R., "Model Derivation and Numerical Simulation for a Pivoted Regid Rotor-Bearing Systems,"



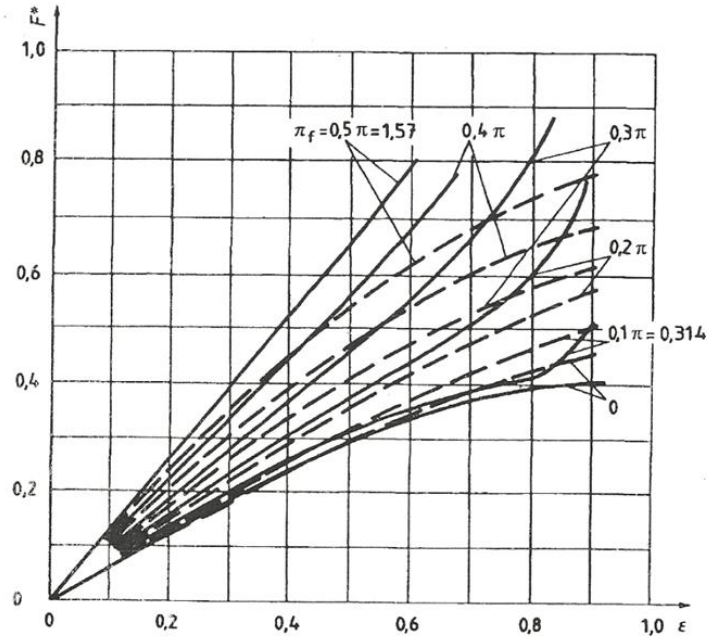
- S.I., Applied Mechanics and Materials, 2009 Vol. 15 pp 89-94. Online available at www.sientific.net.
- [23] Torres-Cedillo, S.G., Experimentación en laboratorio y análisis del comportamiento del sistema chumacera híbrida presurizada con control activo. México, D.F. Tesis de Maestría de la Sección de estudios de Posgrado e Investigación, U.P. Adolfo López Mateos, 2010.
- [24] Rivera-Arreola, D. Teoría de chumaceras con puertos horizontales. México, D.F. Tesis de Maestría de la Sección de estudios de Posgrado e Investigación, U.P. Adolfo López Mateos, 2010.
- [25] ISO 12168-1,2: 2001
- [26] Optiz, H., Untersuchung der Steifigkeit von Lagern für Hauptspindeln von Werkzeugmaschinen, Westdeutscher Verlag, Cologne und Opladen, 1967.
- [27] Vermeulen, M., De invloed van de tweedimensionale stroming op het statisch gedrag van het hydrostatisch radial lager, Dissertation Rijksuniversiteit Gent, 1979.
- [28] Rodermund, H., Berechnung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität von Mineralölen aus dem Viskositätsgrad, Schmiertechnik und Tribologie, 25. Jahrgang, 2, 1978.
- [29] Wien-Harms, Handbuch der Experimentalphysik, Band IV, Teil 4, Leipzig, 1932.
- [30] Shinkle, J.N., Hornung, K.G., Frictional characteristics of liquid hydrostatic bearings, Trans. ASME, J. Basic Engng. 1965, H. 2, pp 163-169.
- [31] Pollmann, E., Vermeulen, M., Optimierung hydrostatischer Radiallager, Konstruktion 36 (1984) H. 4, pp 121-127 and H. 5, pp 167; Springer-Verlag.
- [32] Preferred Metric Limits and Fits for Cylindrical Parts, ANSI B4.1-1967. Preferred Metric Limits and Fits, ANSI B4-1978.
- [33] ISO 286-1, 2003.
- [34] API Std 682, 2003.
- [35] Domínguez-Vázquez A., Investigación de Chumaceras Híbridas Largas con Puertos Lineales de Presurización. México, D.F. Tesis de Maestría de la Sección de estudios de Posgrado e Investigación, U.P. Adolfo López Mateos, 2011.
- [36] Montiel-Varela G., Validación Numérica del Amortiguamiento Crítico para el Tercer Modo de Vibración. México, D.F. Tesis de Maestría de la Sección de estudios de Posgrado e Investigación, U.P. Adolfo López Mateos, 2011.
- [37] Hernández-Salgado J.C., Validación Numérica del Amortiguamiento Crítico para el Tercer Modo de Vibración. México, D.F. Tesis de Maestría de la Sección de estudios de Posgrado e Investigación, U.P. Adolfo López Mateos, 2011.



Anexo Técnico

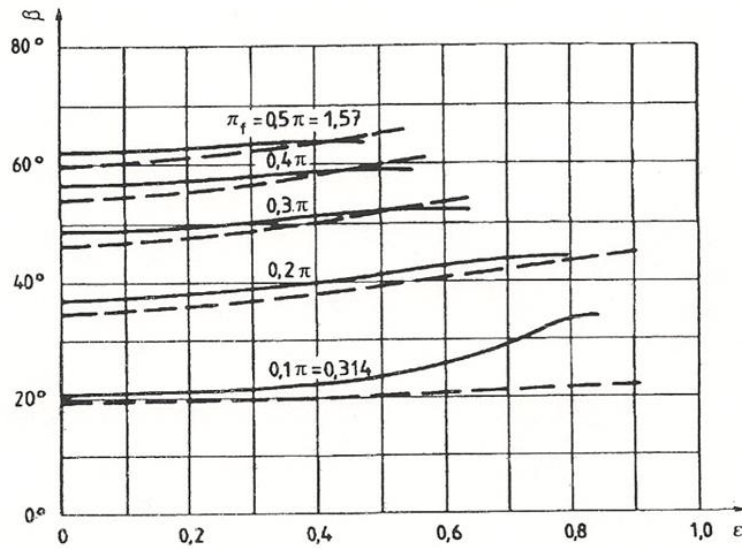


ANEXO “A”



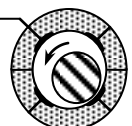
----- approximate solution; ——— more precise solution

Figure 1 — Characteristic values of load-carrying capacity F^* as a function of the relative eccentricity ϵ for different relative frictional pressures π_f and four recesses, $B/D = 1$; $l_{ax}/B = 0,16$; $l_c/B = 0,26$; $\xi = 1$; $\alpha = 0$ [1]



----- approximate solution; ——— more precise solution

Figure 2 — Attitude angle β as a function of the relative eccentricity ϵ for different relative frictional pressures π_f and four recesses, $l_{ax}/B = 0,16$; $l_c/B = 0,26$; $B/D = 1$; $\xi = 1$; $\alpha = 0$ [1]



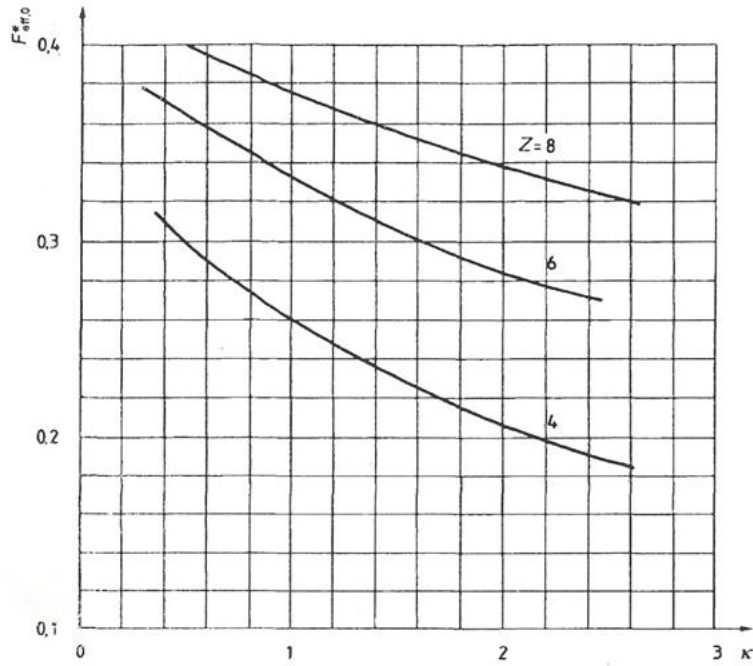


Figure 3 — Characteristic values of load-carrying capacity $F_{eff,0}^*$ for a relative eccentricity $\epsilon = 0,4$ as a function of the resistance ratio κ and for different numbers of recesses Z , $\alpha = 0$; $\omega = 0$; $\xi = 1$

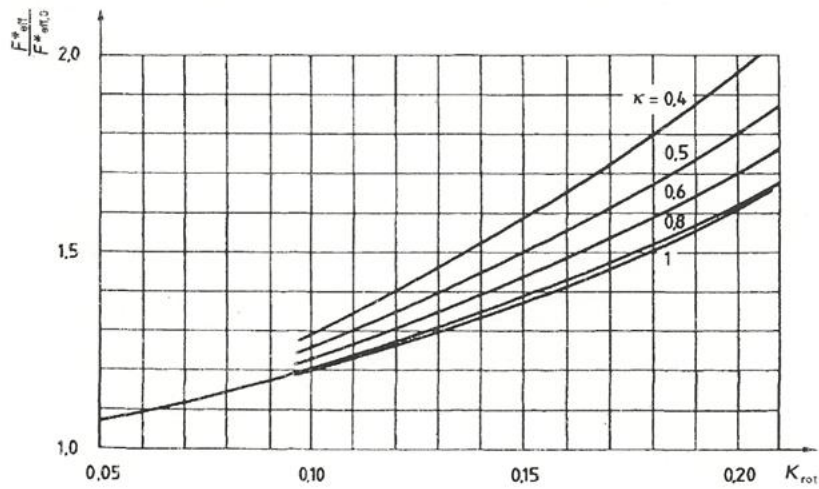
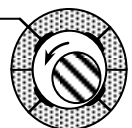


Figure 4 — Ratio of the characteristic values of load-carrying capacity $F_{eff}^*/F_{eff,0}^*$ as a function of the speed dependent parameter K_{rot} for different resistance ratios κ and four recesses, $\epsilon = 0,4$; $\alpha = 0$; $\xi = 1$



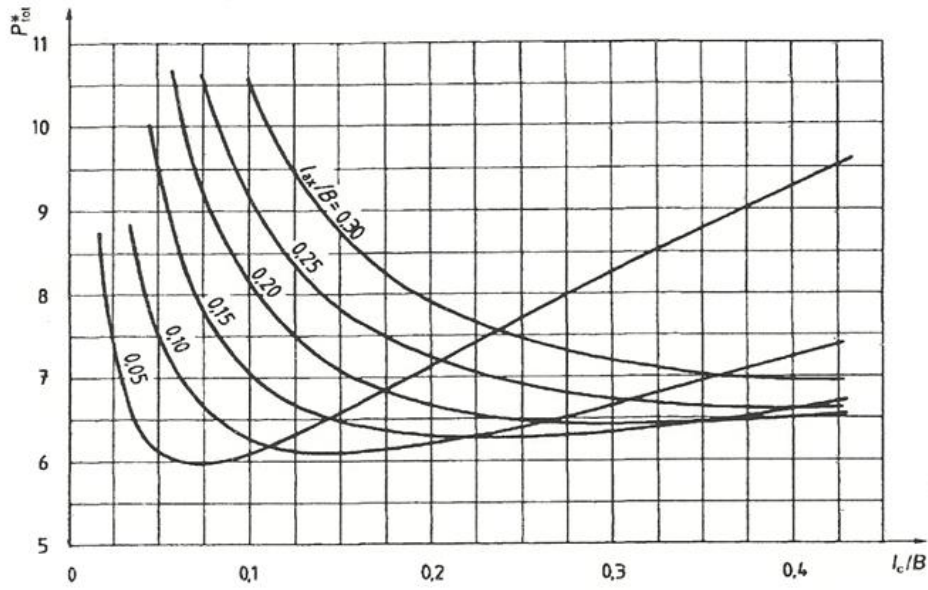


Figure 5 — Characteristic values of total power P_{tot}^* as a function of the relative land widths l_{ax}/B and l_c/B , $B/D = 1$; $\epsilon = 0,4$; $Z = 4$; $\xi = 1$; $P^* = 2$; $\alpha = 0$; $h_p = 40 \times C_R$, without friction in the recesses

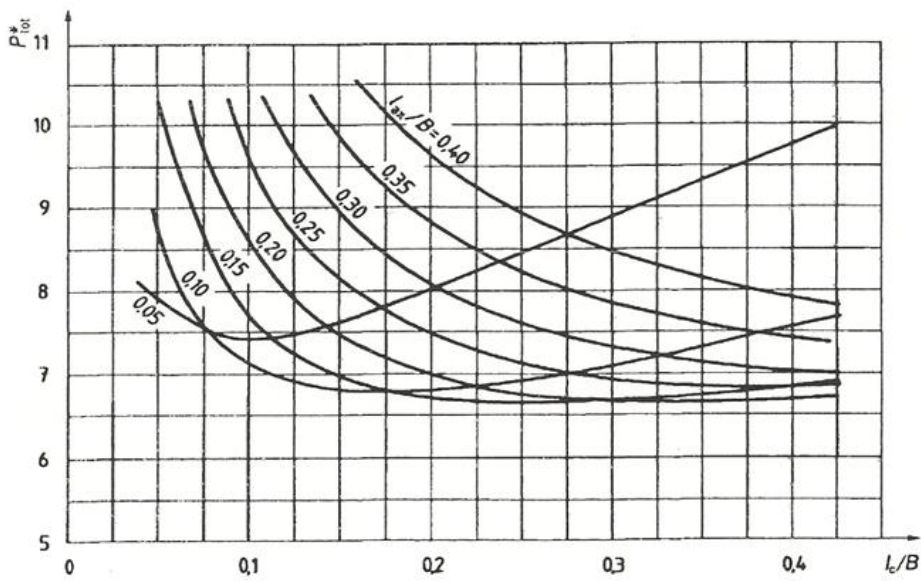
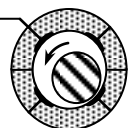


Figure 6 — Characteristic values of total power P_{tot}^* as a function of the relative land widths l_{ax}/B and l_c/B , $B/D = 1$; $\epsilon = 0,4$; $Z = 4$; $\xi = 1$; $P^* = 2$; $\alpha = 0$; $h_p = 40 \times C_R$, with friction in the recesses



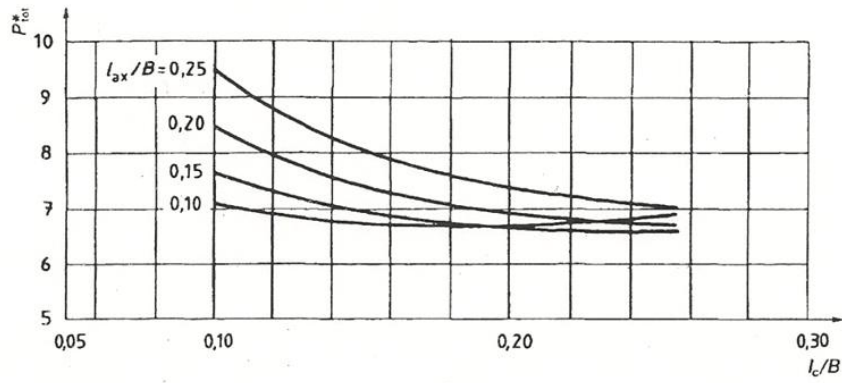


Figure 7 — Characteristic values of total power P_{tot}^* as a function of the relative land widths l_{ax}/B and l_c/B , $\epsilon = 0,4$; $B/D = 1$; $P^* = 2$; $Z = 4$; $\xi = 1$; $h_p = 40 \times C_R$, with friction in the recesses

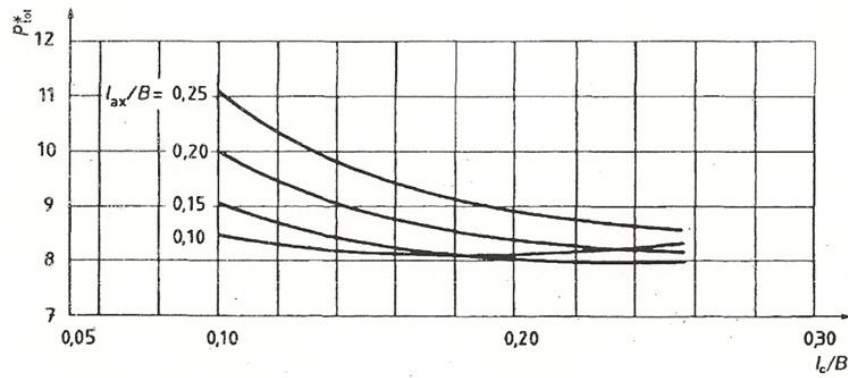
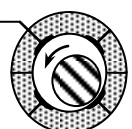


Figure 8 — Characteristic values of total power P_{tot}^* as a function of the relative land widths l_{ax}/B and l_c/B , $\epsilon = 0,4$; $B/D = 0,8$; $P^* = 2$; $Z = 4$; $\xi = 1$; $h_p = 40 \times C_R$, with friction in the recesses



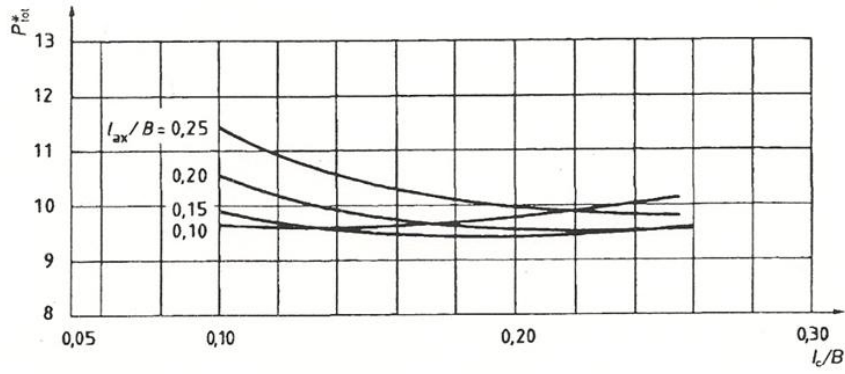


Figure 9 — Characteristic values of total power P_{tot}^* as a function of the relative land widths l_{ax}/B and l_c/B , $\varepsilon = 0,4$; $B/D = 0,6$; $P^* = 2$; $Z = 6$; $\xi = 1$; $h_p = 40 \times C_R$, with friction in the recesses

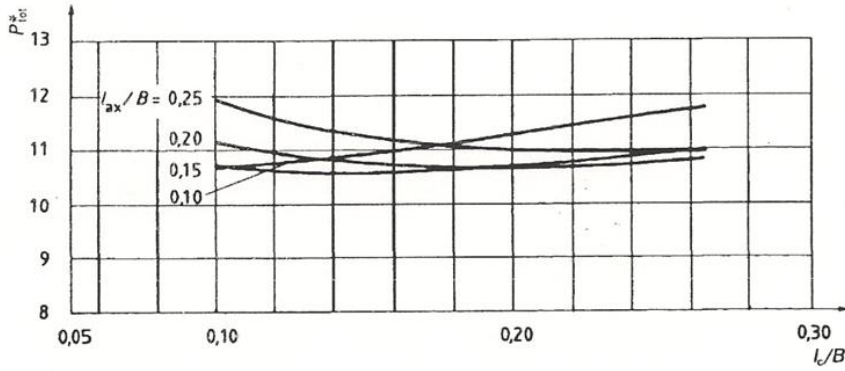
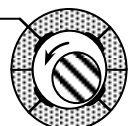


Figure 10 — Characteristic values of total power P_{tot}^* as a function of the relative land widths l_{ax}/B and l_c/B , $\varepsilon = 0,4$; $B/D = 0,5$; $P^* = 2$; $Z = 8$; $\xi = 1$; $h_p = 40 \times C_R$, with friction in the recesses



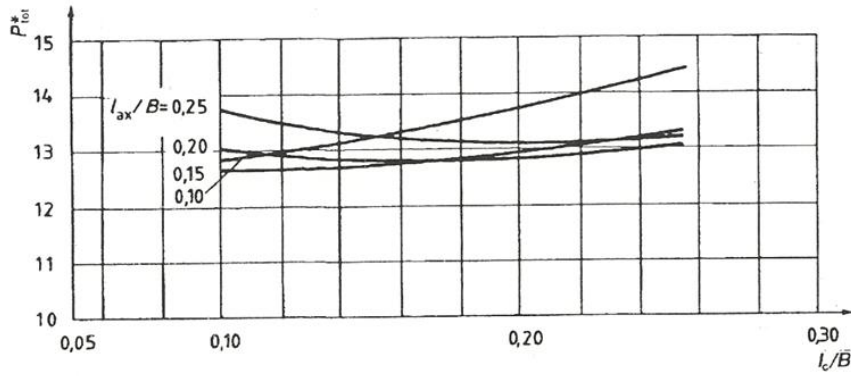


Figure 11 — Characteristic values of total power P_{tot}^* as a function of the relative land widths l_{ax}/B and l_c/B , $\epsilon = 0,4$; $B/D = 0,4$; $P^* = 2$; $Z = 10$; $\xi = 1$; $h_p = 40 \times C_R$, with friction in the recesses

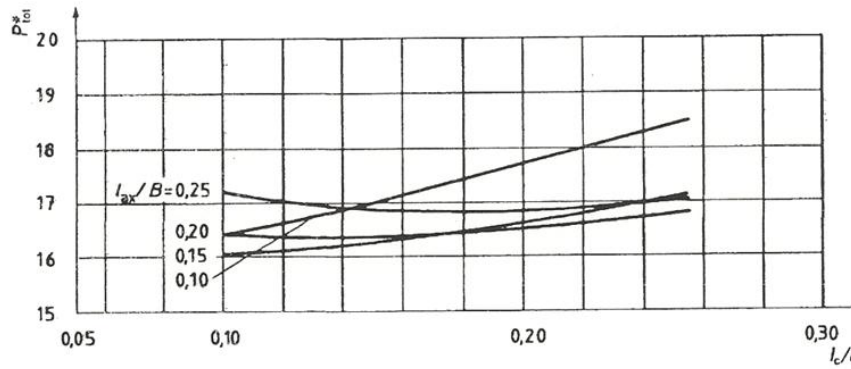
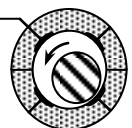


Figure 12 — Characteristic values of total power P_{tot}^* as a function of the relative land widths l_{ax}/B and l_c/B , $\epsilon = 0,4$; $B/D = 0,3$; $P^* = 2$; $Z = 12$; $\xi = 1$; $h_p = 40 \times C_R$, with friction in the recesses



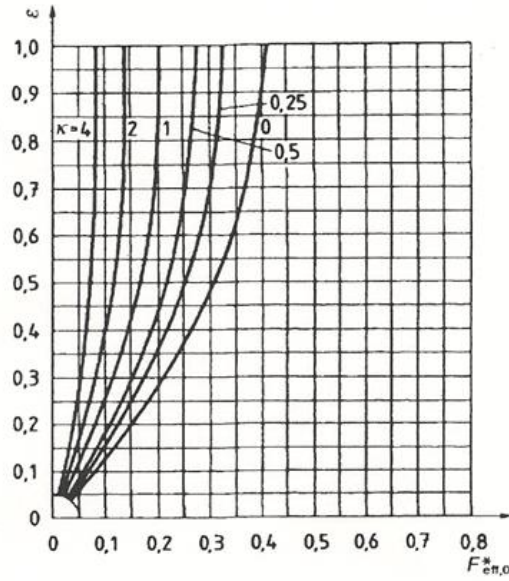


Figure 13 — Relative eccentricities ε as a function of the characteristic values of load-carrying capacity $F_{eff,0}^*$ for different resistance ratios κ and three recesses; load directed to centre of the land [2]

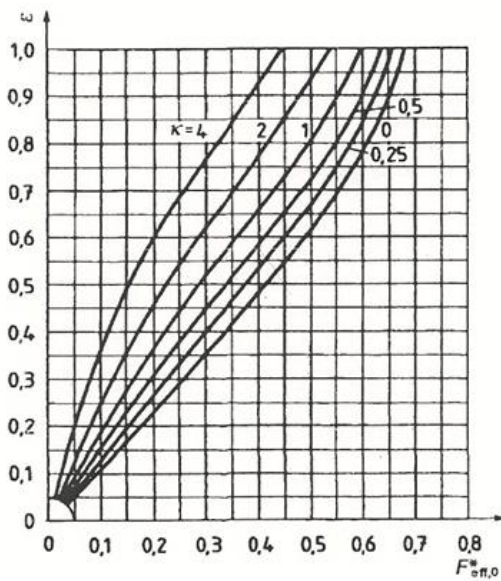
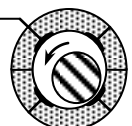


Figure 14 — Relative eccentricities ε as a function of the characteristic values of load-carrying capacity $F_{eff,0}^*$ for different resistance ratios κ and three recesses; load directed to centre of the recess [2]



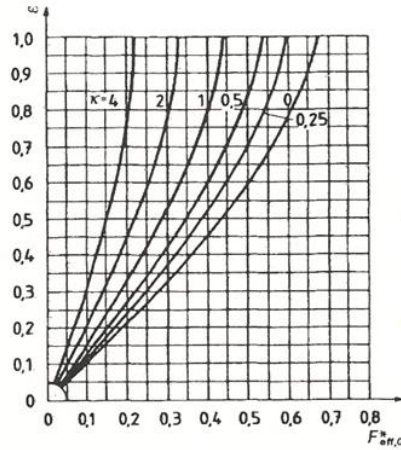


Figure 15 — Relative eccentricities ε as a function of the characteristic values of load-carrying capacity $F_{eff,0}^*$ for different resistance ratios κ and four recesses; load directed to centre of the land [2]

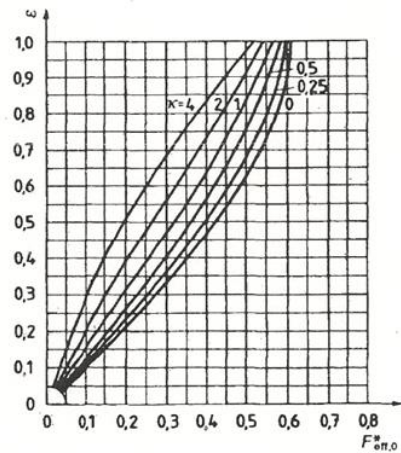
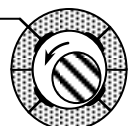


Figure 16 — Relative eccentricities ε as a function of the characteristic values of load-carrying capacity $F_{eff,0}^*$ for different resistance ratios κ and four recesses; load directed to centre of the recess [2]



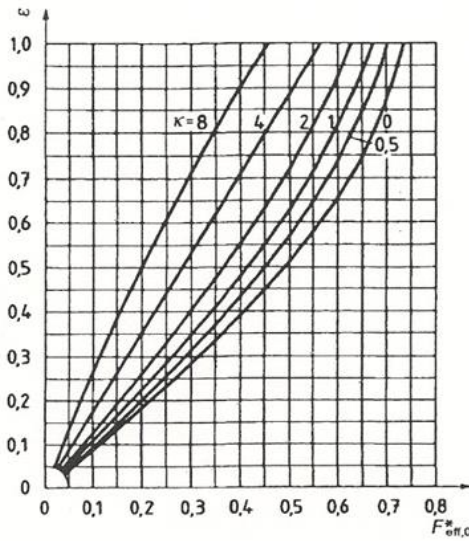


Figure 17 — Relative eccentricities ε as a function of the characteristic values of load-carrying capacity $F_{eff,0}^*$ for different resistance ratios κ and six recesses; load directed to centre of the land [2]

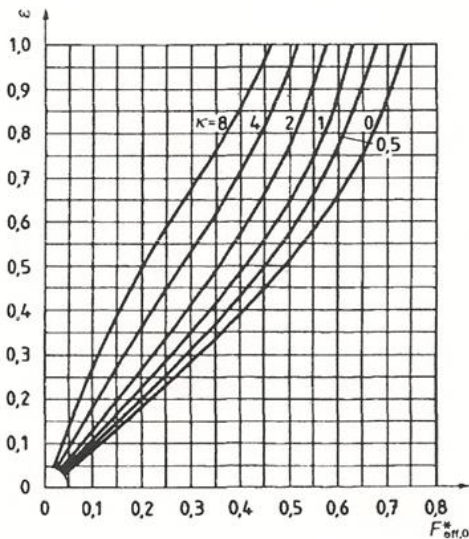
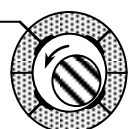


Figure 18 — Relative eccentricities ε as a function of the characteristic values of load-carrying capacity $F_{eff,0}^*$ for different resistance ratios κ and six recesses; load directed to centre of the recess [2]



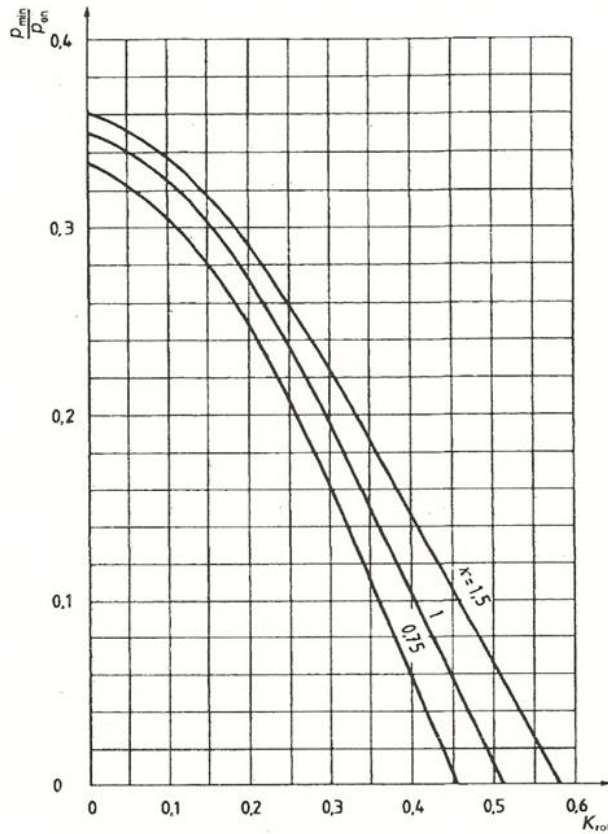
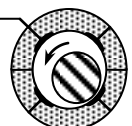


Figure 19 — Minimum relative recess pressures p_{min}/p_{en} as a function of the speed dependent parameter K_{rot} for different resistance ratios κ , $\epsilon = 0,4$; $Z = 4$; $\xi = 1$

Table 1 — Characteristic values for optimized bearings, $\epsilon = 0,4$; $h_p = 40 \times C_R$; $\alpha = 0$; $P' = 2$; $l_a/B = 0,15$

Z	B/D	l_c/B	κ	β^*	F^*	F_0^*	η	P_f^*	Q^*	P_{tot}^*
4	1	0,25	0,649 4	36,8	0,296 5	0,241 0	0,670 3	1,942	1,745	6,586
4	0,8	0,2	0,519 5	31,5	0,295 4	0,253 5	0,871 8	1,803	2,193	7,982
6	0,6	0,15	0,584 4	23,4	0,333 0	0,305 0	1,128	1,872	2,860	9,513
8	0,5	0,05	1,623	21,8	0,320 9	0,297 9	1,502	1,526	3,443	10,71
10	0,4	0,04	1,623	17,8	0,339 0	0,322 7	1,867	1,526	4,259	12,61
12	0,3	0,03	1,461	13,8	0,350 9	0,340 9	2,503	1,498	5,633	16,03

NOTA: $B = L$

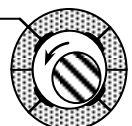


ANEXO “B”

```

%Cálculo de Chumacera Híbrida con 4 puertos de presurización
condicion1=1;
while condicion1==1
    disp('DATOS DIMENSIONALES DE LA CHUMACERA HÍBRIDA')
    D=input('Valor del diámetro interior de la chumacera D [m]: ');
    %L=B
    B=input('Valor de la longitud de la chumacera L [m]: ');
    RelacionBD=B/D;
    disp('Relación entre la longitud L y el diámetro interior D de la
chumacera: '),disp(ReunionBD);
    lax=input('Valor de la longitud axial de la parte plana lax [m]:
');
    RelacionlaxB=lax/B;
    disp('Relación entre la longitud axial de la parte plana lax y la
longitud de la chumacera L: '),disp(ReunionlaxB);
    bc=B-lax;
    disp('Valor de la longitud de salida circunferencial bc [m]:
'),disp(bc);
    bp=B-(2*lax);
    disp('Valor de la longitud axial de cada puerto (pocket) bp [m]:
'),disp(bp);
    longaxialrel=bp/B;
    if (longaxialrel>0.7),disp('La relación bp/L es igual o mayor a
0.7 y es incorrecta de acuerdo a ISO 7902-1'),disp(longaxialrel);
    else disp('La relación bp/L es menor a 0.7 y es correcta de
acuerdo a ISO 7902-1'),disp(longaxialrel);
    end
    dp=input('Valor de la longitud circunferencial de cada puerto
(pocket) dp [m]: ');
    relacionbpdp=bp/dp;
    disp('Relación entre la longitud axial bp y el ancho
circunferencial dp de los puertos (pockets): '),disp(relacionbpdp);
    lc=(0.01745/2)*D*(90-((2*dp)/(0.01745*D)));
    disp('Valor de la longitud circunferencial de la parte plana lc
[m]: '),disp(lc);
    RelacionlcD=lc/D;
    disp('Relación entre la longitud circunferencial de la parte plana
lc y el diámetro interior de la chumacera D: '),disp(ReunionlcD);
    RelacionlcB=lc/B;
    disp('Relación entre la longitud circunferencial de la parte plana
lc y la longitud de la chumacera L: '),disp(ReunionlcB);
    hp=input('Valor de la profundidad de cada pocket (hueco) hp [m]:
');
    CR=input('Valor del claro radial promedio CR [m]: ');
    relacionhpCR=hp/CR;
    disp('Relación entre hp y CR, de acuerdo a ISO 12168-1 debe tener
un factor 10 a 100: '),disp(relacionhpCR);
    Psi=(2*CR)/D;
    disp('Valor del claro radial relativo Psi: '),disp(Psi);
    Z=input('Numero de puertos (pockets) Z: ');
    dcp=input('Valor del diámetro de los capilares dcp [m]: ');
    lcp=input('Valor de la longitud de los capilares lcp [m]: ');
    %Condiciones de operación
    disp(' ')
    disp('CONDICIONES DE OPERACIÓN')
    F=input('Valor de la carga radial F [N]: ');
    N=input('Valor de la frecuencia rotatoria N [rad/s]: ');

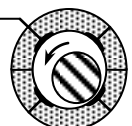
```



```

Ten=input('Valor de la temperatura de suministro de aceite de
lubricación Ten [°C]: ');
pen=input('Valor de la presión de alimentación del aceite de
lubricación pen [Pa]: ');
%Datos del lubricante
disp(' ')
disp('DATOS DEL LUBRICANTE')
disp('Utilizar ISO 3448 para proporcionar los siguientes valores')
Cpdensidad=input('Valor del calor específico volumétrico [Ws/m3K]:
');
densidad=input('Valor de la densidad [kg/m3]: ');
T1=input('Valor de la temperatura 1 [°C]: ');
T2=input('Valor de la temperatura 2 [°C]: ');
viscosidad1=input('Valor de la viscosidad dinámica a la
temperatura 1 [Pa s]: ');
viscosidad2=input('Valor de la viscosidad dinámica a la
temperatura 2 [Pa s]: ');
viscosidad40=input('Valor de la viscosidad dinámica a 40°C [Pa s]:
');
disp(' ')
disp('INICIA EL DESARROLLO DEL CÁLCULO DE LA CHUMACERA HÍBRIDA')
%Exponente de la ecuación de viscosidad
expviscosidad=(1/(T2-T1))*log(viscosidad1/viscosidad2);
disp('Exponente en la ecuación de viscosidad:
'),disp(expviscosidad);
%Temperaturas y viscosidades dinámicas
ratiorestrictor=input('Valor de la relación de capilares
(restrictores de flujo), debiendo ser igual a 1 para capilares con
característica lineal: ');
DTcp=(pen/Cpdensidad)*(ratiorestrictor/(1+ratiorestrictor));
disp('Incremento de la temperatura en capilares [K]:
'),disp(DTcp);
Pf=input('Valor de la potencia friccional Pf: ');
Pp=input('Valor de la potencia de bombeo Pp: ');
RP=Pf/Pp;
DTB=(pen/Cpdensidad)*((1/(1+ratiorestrictor))+RP);
disp('Incremento de la temperatura en la chumacera [K]:
'),disp(DTB);
%Temperatura media en los capilares
Tcp=Ten+(DTcp/2);
disp('Temperatura media en los capilares [°C]: '),disp(Tcp);
%Temperatura media en la chumacera
TB=Ten+DTcp+(DTB/2);
disp('Temperatura media en la chumacera [°C]: '),disp(TB);
%Viscosidad dinámica en los capilares
viscosidadcp=viscosidad1*exp(-expviscosidad*(Tcp-T1)); %Primer
método
viscosidadcp2=viscosidad40*exp(160*log(viscosidad40/0.18e-
3)*((1/(Tcp+95))-(1/135))); %Segundo metodo
disp('Viscosidad dinámica en los capilares primer método [Pa s]:
'),disp(viscosidadcp);
disp('Viscosidad dinámica en los capilares segundo método [Pa s]:
'),disp(viscosidadcp2);
%Viscosidad dinámica en la chumacera
viscosidadB=viscosidad1*exp(-expviscosidad*(TB-T1)); %Primer
método
viscosidadB2=viscosidad40*exp(160*log(viscosidad40/0.18e-
3)*((1/(TB+95))-(1/135))); %Segundo método
disp('Viscosidad dinámica en la chumacera primer método [Pa s]:
'),disp(viscosidadB);

```



```

disp('Viscosidad dinámica en la chumacera segundo método [Pa s]:
'),disp(viscosidadB2);
%Resistencia al flujo de los capilares
a=input('Valor del factor de inercia: ');
Rcp=((128*viscosidadcp*lcp)/(pi*dcp^4))*(1+a);
disp('Resistencia al flujo de los capilares [Pa s/m3]:
'),disp(Rcp);
%Resistencia al flujo de un pocket (hueco), cuando epsilon es
igual a cero
bax=(pi*D)/Z;
Rp0=(6*viscosidadB*lax)/(bax*CR^3);
disp('Resistencia al flujo en puerto (pocket), cuando epsilon es
igual a cero [Pa s/m3]: '),disp(Rp0);
%Valor calculado del restrictor ratio
ratiorestrictor=Rcp/Rp0;
disp('Cociente de resistencia al flujo: '),disp(ratiorestrictor);
if (ratiorestrictor<1),disp('Se recomienda reducir el diámetro dcp
o aumentar la longitud lcp de los capilares');
disp('O bien, disminuir la longitud axial de parte plana
lax');
else disp('Se recomienda aumentar el diámetro dcp o reducir la
longitud lcp de los capilares');
disp('O bien, aumentar la longitud axial de parte plana lax');
end
disp(' ')
condicion1=input('Deseas otra iteración SI (1), NO (2): ');
end

%Relación de presión en pockets (huecos)
Rpp=1/(1+ratiorestrictor);
disp('Relación de presión en puertos (pockets): '),disp(Rpp);

%Relación de resistencia
k=(lax*bc)/(lc*bax);
k2=((B/D)^2)*(Z/pi)*(((lax/B)*(1-(lax/B)))/(lc/D));
disp('Relación de resistencia primer método: '),disp(k);
disp('Relación de resistencia segundo método: '),disp(k2);

%Presión friccional relativa primer método
pf=(viscosidadB*N)/(pen*Psi^2);
disp('Presión friccional relativa primer método: '),disp(pf);

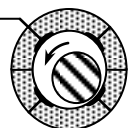
%Parámetro dependiente de la velocidad
Krot=pf*k*ratiorestrictor*(lc/D);
Krot2=((viscosidadB*N)/(pen*(Psi^2)))*k*ratiorestrictor*(lc/D);
disp('Parámetro dependiente de la velocidad primer método:
'),disp(Krot);
disp('Parámetro dependiente de la velocidad segundo método:
'),disp(Krot2);

%Valores característicos de capacidad de carga y espesor de película
Feff=F/((B-lax)*D*pen);
disp('Valor característico de capacidad de carga efectiva Feff*:
'),disp(Feff);

%Número de Sommerfeld
S=((viscosidadB*(N/(2*pi))*B*D)/F)*((D/(2*CR))^2);
disp('Valor calculado del numero de Sommerfeld: '),disp(S);

%Excentricidad calculada utilizando el número de Sommerfeld

```



```

S2=0.0001;
epsilon=1;
while S2<S
    epsilon=epsilon-0.00001;
    S2=((D/B)^2)*((1-(epsilon^2))^2)/(pi*epsilon*((pi^2*((1-
(epsilon^2))^2))+16*(epsilon^2)))^0.5);
end
disp('La Excentricidad relativa calculada a partir de Sommerfeld
utilizando la teoría para chumaceras planas cortas es:
'),disp(epsilon);
disp('El valor del numero de Sommerfeld con la excentricidad relativa
calculada es (comprobación): '),disp(S2);
disp('De acuerdo a la norma 12168-1 utilizada para el cálculo, el
valor');
disp('de la excentricidad relativa estará limitada de cero hasta
0.5');
disp(' ');

%Excentricidad utilizando la Norma ISO 12168-2
Feff0=input('Valor del Feff,0* de acuerdo a la figura 3 de la Norma
ISO 12168-2, para el correspondiente valor de k: ');
FeffFeff0=input('Valor del Feff*/Feff,0* de acuerdo a la figura 4 la
Norma ISO 12168-2, para los correspondientes valores de epsilon y
Krot: ');
epsilon=(0.4*Feff)/(FeffFeff0*Feff0);
disp('Excentricidad relativa: '),disp(epsilon);

%Mínimo espesor de película lubricante
hmin=CR*(1-epsilon);
disp('Mínimo espesor de película lubricante: '),disp(hmin);

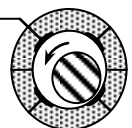
%Área plana relacionada a la superficie total de la chumacera
Alan=(2*(lax/B))+((Z/pi)*(lc/D)*(1-(2*(lax/B))));
disp('Área plana relacionada a la superficie total de la chumacera
Alan*: '),disp(Alan);

%Valor característico para la cantidad total de fricción, en
superficies
%planas y en área del pocket (hueco)
Pf1=pi*Alan*((1/sqrt(1-epsilon^2))+((4*CR)/hp)*((1/Alan)-1));
disp('Valor característico para la cantidad total de fricción Pf*:
'),disp(Pf1);

%Potencia real friccional
U=N*(D/2);
Pf=(Pf1*B*D*viscosidadB*U^2)/CR;
disp('Potencia friccional Pf [W]: '),disp(Pf);

%Flujo de lubricante para la chumacera completa
Q1=(1/(1+ratiorestrictor))*((pi*D)/(6*B))*(B/lax);
Q=(Q1*pen*CR^3)/viscosidadB;
disp('Flujo de lubricante para la chumacera con lubricación completa Q
[m3/s]: '),disp(Q);
if (Q<=2.208157e-004),disp('El flujo de retorno esta dentro del valor
permisible');
    disp('Es menor a la capacidad de la bomba de 2.208157 m3/s');
    disp('Se podría reducir la longitud axial de la parte plana lax');
else disp('El flujo de retorno esta fuera del valor permisible');
    disp('Es mayor a la capacidad de la bomba de 2.208157 m3/s');

```



```

disp('Se recomienda aumentar la longitud axial de la parte plana
lax');
end

%Potencia de bombeo sin considerar la eficiencia de la bomba
disp(' ')
Pp=Q*pen;
disp('Potencia de bombeo sin considerar la eficiencia de la bomba [W]:
'),disp(Pp);
if (Pp<=2.2371e+003),disp('La potencia demandada está dentro del valor
permisible');
    disp('Es menor a la capacidad de la bomba de 2.2371 kW
disponibles');
else disp('La potencia demandada esta fuera del valor permisible');
    disp('Es mayor a la capacidad de la bomba de 2.2371 kW
disponibles');
end

%Relación de potencias
disp(' ')
RP=Pf/Pp;
disp('El cociente de potencias, debe ser un valor de entre 1 a 3,
recomendable 2 para optimización de acuerdo a ISO 12168-1:
'),disp(RP);
if (RP>2),disp('Se recomienda aumentar la longitud circunferencial de
los puertos (pockets) dp');
    disp('Es decir, disminuir la longitud circunferencial de la parte
plana lc');
else disp('Se recomienda disminuir la longitud circunferencial de los
puertos (pockets) dp');
    disp('Es decir, aumentar la longitud circunferencial de la parte
plana lc');
end

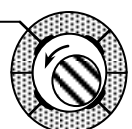
%Potencia Total
disp(' ')
Ptot=Pf+Pp;
disp('Potencia Total [W]: '),disp(Ptot);

%Temperaturas y viscosidades dinámicas corregidas
DTcp=(pen/Cpdensidad)*(ratiorestrictor/(1+ratiorestrictor));
disp('Incremento de la temperatura en capilares [K]: '),disp(DTcp);
DTB=((pen*(1-
(ratiorestrictor/(1+ratiorestrictor))))/Cpdensidad)+(Pf/(Cpdensidad*Q
));
disp('Incremento de la temperatura en la chumacera [K]: '),disp(DTB);

%Temperatura media en los capilares
Tcp=Ten+(DTcp/2);
disp('Temperatura media en los capilares [°C]: '),disp(Tcp);

%Temperatura media en la chumacera
TB=Ten+DTcp+(DTB/2);
disp('Temperatura media en la chumacera [°C]: '),disp(TB);
if (TB<65),disp('La temperatura media en la chumacera se encuentra
dentro de valores permisibles');
    disp('de acuerdo a API STD 670');
else disp('La temperatura media en la chumacera se encuentra fuera de
valores permisibles');
    disp('de acuerdo a API STD 670');
end

```




```

end

%Viscosidad dinámica en los capilares
disp(' ')
viscosidadcp=viscosidad1*exp(-expviscosidad*(Tcp-T1)); %Primer método
viscosidadcp2=viscosidad40*exp(160*log(viscosidad40/0.18e-
3)*((1/(Tcp+95))-(1/135))); %Segundo método
disp('Viscosidad dinámica en los capilares primer método [Pa s]:
'),disp(viscosidadcp);
disp('Viscosidad dinámica en los capilares segundo método [Pa s]:
'),disp(viscosidadcp2);

%Viscosidad dinámica en la chumacera
viscosidadB=viscosidad1*exp(-expviscosidad*(TB-T1)); %Primer método
viscosidadB2=viscosidad40*exp(160*log(viscosidad40/0.18e-
3)*((1/(TB+95))-(1/135))); %Segundo método
disp('Viscosidad dinámica en la chumacera primer método [Pa s]:
'),disp(viscosidadB);
disp('Viscosidad dinámica en la chumacera segundo método [Pa s]:
'),disp(viscosidadB2);

%Numero de Reynolds en el pocket (hueco)
Rep=(U*hp*densidad)/viscosidadB;
if (Rep<=1000),disp('El flujo es laminar, el numero de Reynolds en el
puerto (pocket) es menor a 1000: '),disp(Rep);
else disp('El flujo es turbulento, el numero de Reynolds en el puerto
(pocket) es mayor a 1000: '),disp(Rep);
end

%Numero de Reynolds en los capilares
Recp=(4*Q*densidad)/(Z*pi*dcp*viscosidadcp);
if (Recp<=1500),disp('El flujo es laminar, el numero de Reynolds en
los capilares es menor a 1500: '),disp(Recp);
else disp('El flujo es turbulento, el numero de Reynolds en los
capilares es mayor a 1500: '),disp(Recp);
end

%Factor de inercia calculado
a=(1.08/32)*((4*Q*densidad)/(Z*pi*lcp*viscosidadcp));
disp('Valor calculado del factor de inercia: '),disp(a);

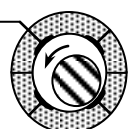
disp('VALORES FINALES')
%Resistencia al flujo de los capilares
Rcp=((128*viscosidadcp*lcp)/(pi*dcp^4))*(1+a);
disp('Resistencia al flujo de los capilares [Pa s/m3]: '),disp(Rcp);

%Resistencia al flujo de un pocket (hueco), cuando epsilon es igual a
cero
bax=(pi*D)/Z;
Rp0=(6*viscosidadB*lax)/(bax*CR^3);
disp('Resistencia al flujo del puerto (pocket), cuando epsilon es
igual a cero [Pa s/m3]: '),disp(Rp0);

%Valor calculado del restrictor ratio
ratiorestrictor=Rcp/Rp0;
disp('Cociente de resistencia al flujo: '),disp(ratiorestrictor);

%Relacion de presion en pockets (huecos)
Rpp=1/(1+ratiorestrictor);
disp('Relación de presión en pockets (huecos): '),disp(Rpp);

```



```

%Relacion de resistencia
k=(lax*bc)/(lc*bax);
k2=((B/D)^2)*(Z/pi)*(((lax/B)*(1-(lax/B)))/(lc/D));
disp('Relación de resistencia primer método: '),disp(k);
disp('Relación de resistencia segundo método: '),disp(k2);

%Presion friccional relativa primer método
pf=(viscosidadB*N)/(pen*Psi^2);
disp('Presión friccional relativa primer método: '),disp(pf);

%Presion friccional relativa segundo método
pf2=0.5*(((RP*Q1)/(Pfl*(B/D)))^0.5);
disp('Presión friccional relativa segundo método: '),disp(pf2);

%Parametro dependiente de la velocidad
Krot=pf*k*ratiorestrictor*(lc/D);
Krot2=((viscosidadB*N)/(pen*(Psi^2)))*k*ratiorestrictor*(lc/D);
disp('Parámetro dependiente de la velocidad primer método:
'),disp(Krot);
disp('Parámetro dependiente de la velocidad segundo método:
'),disp(Krot2);

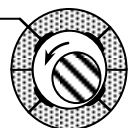
%Valores caracteristicos de capacidad de carga y espesor de película
Feff=F/((B-lax)*D*pen);
disp('Valor característico de capacidad de carga efectiva Feff*:
'),disp(Feff);

%Numero de Sommerfeld
S=((viscosidadB*(N/(2*pi))*B*D)/F)*((D/(2*CR))^2);
disp('Valor calculado del numero de Sommerfeld: '),disp(S);

%Excentricidad calculada utilizando el numero de Sommerfeld
S2=0.0001;
epsilon=1;
while S2<S
    epsilon=epsilon-0.00001;
    S2=((D/B)^2)*(((1-(epsilon^2))^2)/(pi*epsilon*(((pi^2*((1-
(epsilon^2))^2))+16*(epsilon^2))))^0.5));
end
disp('La Excentricidad relativa calculada a partir de Sommerfeld
utilizando la teoría para chumaceras planas cortas es:
'),disp(epsilon);
disp('El valor del numero de Sommerfeld con la excentricidad relativa
calculada es: '),disp(S2);
disp('De acuerdo a la norma 12168-1 utilizada para el calculo, el
valor');
disp('de la excentricidad relativa estara limitada de cero hasta
0.5');
disp(' ');

%Excentricidad utilizando la Norma ISO 12168-2
Feff0=input('Valor del Feff,0* de acuerdo a la figura 3 de la Norma
ISO 12168-2, para el correspondiente valor de k: ');
FeffFeff0=input('Valor del Feff*/Feff,0* de acuerdo a la figura 4 la
Norma ISO 12168-2, para los correspondientes valores de epsilon y
Krot: ');
epsilon=(0.4*Feff)/(FeffFeff0*Feff0);
disp('Excentricidad relativa: '),disp(epsilon);

```



```

%Minimo espesor de pelicula lubricante
hmin=CR*(1-epsilon);
disp('Mínimo espesor de película lubricante: '),disp(hmin);

%Area plana relacionada a la superficie total de la chumacera
Alan=(2*(lax/B))+((Z/pi)*(lc/D)*(1-(2*(lax/B))));
disp('Area plana relacionada a la superficie total de la chumacera
Alan*: '),disp(Alan);

%Valor caracteristico para la cantidad total de friccion, en
supeficies
%planas y en area del pocket (hueco)
Pf1=pi*Alan*((1/sqrt(1-epsilon^2))+((4*CR)/hp)*((1/Alan)-1));
disp('Valor característico para la cantidad total de fricción Pf*:
'),disp(Pf1);

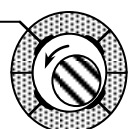
%Potencia real friccional
U=N*(D/2);
Pf=(Pf1*B*D*viscosidadB*U^2)/CR;
disp('Potencia friccional Pf [W]: '),disp(Pf);

%Flujo de lubricante para la chumacera completa
Q1=(1/(1+ratiorestrictor))*((pi*D)/(6*B))*(B/lax);
Q=(Q1*pen*CR^3)/viscosidadB;
disp('Flujo de lubricante para la chumacera completa Q [m3/s]:
'),disp(Q);
if (Q<=2.208157e-004),disp('El flujo de retorno esta dentro del valor
permisible');
    disp('Es menor a la capacidad de la bomba de 2.208157 m3/s');
    disp('Se podría reducir la longitud axial de la parte plana lax');
else disp('El flujo de retorno esta fuera del valor permisible');
    disp('Es mayor a la capacidad de la bomba de 2.208157 m3/s');
    disp('Se recomienda aumentar la longitud axial de la parte plana
lax');
end

%Potencia de bombeo sin considerar la eficiencia de la bomba
disp(' ')
Pp=Q*pen;
disp('Potencia de bombeo sin considerar la eficiencia de la bomba [W]:
'),disp(Pp);
if (Pp<=2.2371e+003),disp('La potencia demandada esta dentro del valor
permisible');
    disp('Es menor a la capacidad de la bomba de 2.2371 kW
disponibles');
else disp('La potencia demandada está fuera del valor permisible');
    disp('Es mayor a la capacidad de la bomba de 2.2371 kW
disponibles');
end

%Relacion de potencias
disp(' ')
RP=Pf/Pp;
disp('El cociente de potencias, debe ser un valor de entre 1 a 3,
recomendable 2 para optimización de acuerdo a ISO 12168-1:
'),disp(RP);
if (RP>2),disp('Se recomienda aumentar la longitud circunferencial de
los puertos (pockets) dp');
    disp('Es decir, disminuir la longitud circunferencial de la parte
plana lc');

```



```

else disp('Se recomienda disminuir la longitud circunferencial de los
puertos (pockets) dp');
    disp('Es decir, aumentar la longitud circunferencial de la parte
plana lc');
end

%Potencia Total
disp(' ')
Ptot=Pf+Pp;
disp('Potencia Total [W]: '),disp(Ptot);

%Temperaturas y viscosidades dinamicas corregidas
DTcp=(pen/Cpdensidad)*(ratiorestrictor/(1+ratiorestrictor));
disp('Incremento de la temperatura en capilares [K]: '),disp(DTcp);
DTB=((pen*(1-
(ratiorestrictor/(1+ratiorestrictor))))/Cpdensidad)+(Pf/(Cpdensidad*Q)
);
disp('Incremento de la temperatura en la chumacera [K]: '),disp(DTB);

%Temperatura media en los capilares
Ttcp=Ten+(DTcp/2);
disp('Temperatura media en los capilares [°C]: '),disp(Ttcp);

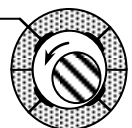
%Temperatura media en la chumacera
TB=Ten+DTcp+(DTB/2);
disp('Temperatura media en la chumacera [°C]: '),disp(TB);
if (TB<65),disp('La temperatura media en la chumacera se encuentra
dentro de valores permisibles');
    disp('de acuerdo a API STD 670');
else disp('La temperatura media en la chumacera se encuentra fuera de
valores permisibles');
    disp('de acuerdo a API STD 670');
end

%Viscosidad dinamica en los capilares
disp(' ')
viscosidadcp=viscosidad1*exp(-expviscosidad*(Ttcp-T1)); %Primer metodo
viscosidadcp2=viscosidad40*exp(160*log(viscosidad40/0.18e-
3)*((1/(Ttcp+95))-(1/135))); %Segundo metodo
disp('Viscosidad dinámica en los capilares primer método [Pa s]:
'),disp(viscosidadcp);
disp('Viscosidad dinámica en los capilares segundo método [Pa s]:
'),disp(viscosidadcp2);

%Viscosidad dinamica en la chumacera
viscosidadB=viscosidad1*exp(-expviscosidad*(TB-T1)); %Primer metodo
viscosidadB2=viscosidad40*exp(160*log(viscosidad40/0.18e-
3)*((1/(TB+95))-(1/135))); %Segundo metodo
disp('Viscosidad dinámica en la chumacera primer método [Pa s]:
'),disp(viscosidadB);
disp('Viscosidad dinámica en la chumacera segundo método [Pa s]:
'),disp(viscosidadB2);

%Numero de Reynolds en el pocket (hueco)
Rep=(U*hp*densidad)/viscosidadB;
if (Rep<=1000),disp('El flujo es laminar, el numero de Reynolds en el
puerto (pocket) es menor a 1000: '),disp(Rep);
else disp('El flujo es turbulento, el numero de Reynolds en el puerto
(pocket) es mayor a 1000: '),disp(Rep);
end

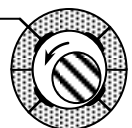
```



```
%Numero de Reynolds en los capilares
Recp=(4*Q*densidad)/(Z*pi*dcp*viscosidadcp);
if (Recp<=1500),disp('El flujo es laminar, el numero de Reynolds en
los capilares es menor a 1500: '),disp(Recp);
else disp('El flujo es turbulento, el numero de Reynolds en los
capilares es mayor a 1500: '),disp(Recp);
end

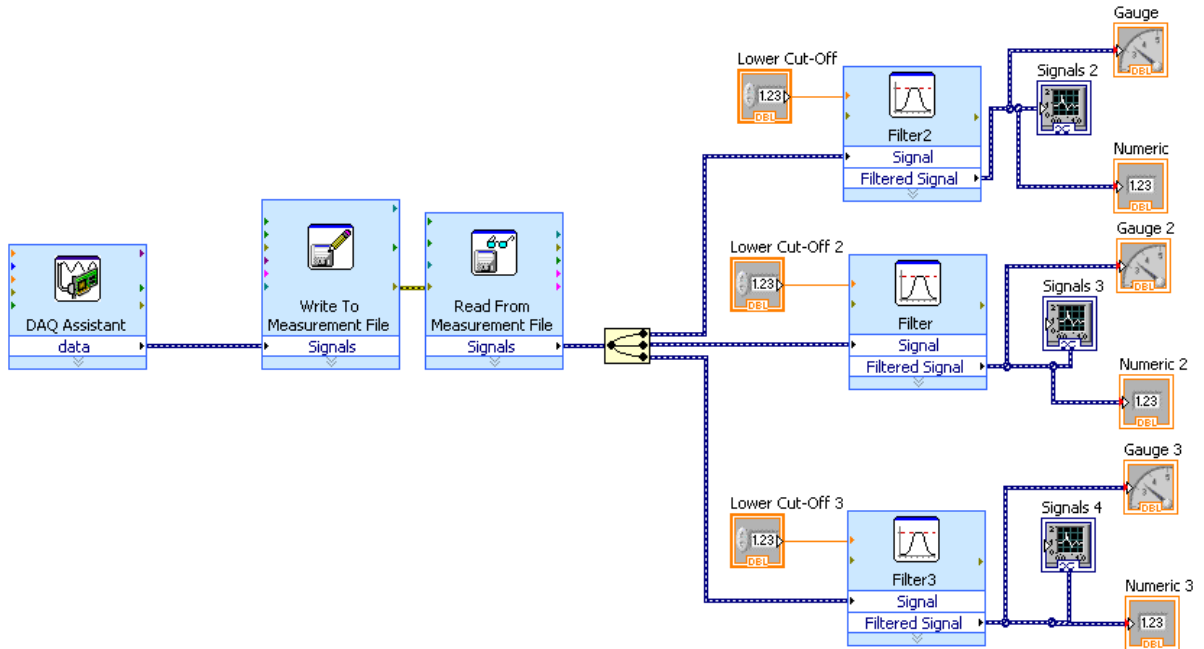
%Factor de inercia calculado
a=(1.08/32)*((4*Q*densidad)/(Z*pi*lcp*viscosidadcp));
disp('Valor calculado del factor de inercia: '),disp(a);

%end
```

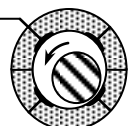
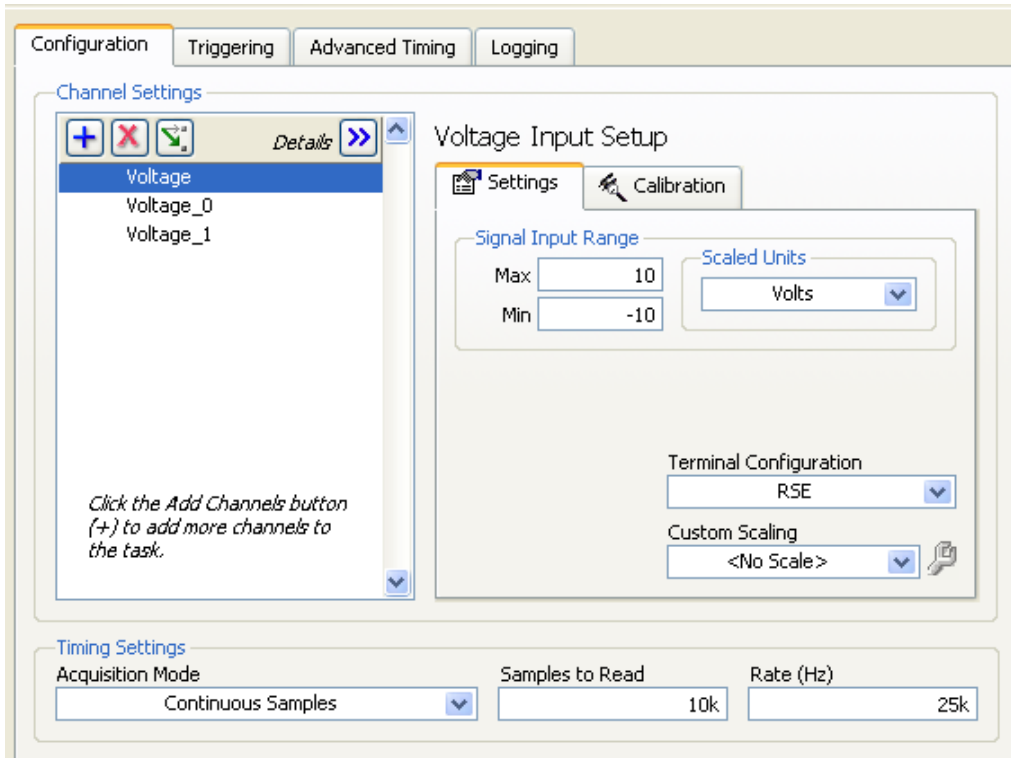


ANEXO “C”

Diagrama de LabVIEW para monitorear los sensores de presión:

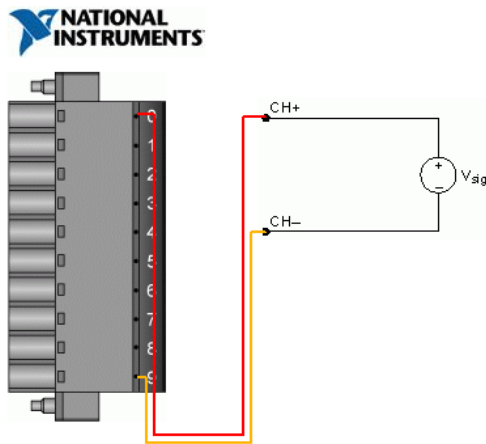


Configuración del muestreo:

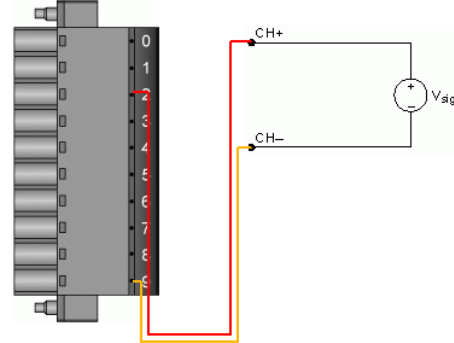


Configuración de conexión de cada sensor en la tarjeta de adquisición National Instruments:

Sensor 1



Sensor 2



Sensor 3

