

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

EVALUACIÓN Y OPCIONES DE MEJORA AL SISTEMA DE SELLOS EN BOMBAS RECIPROCANTES DE AMONÍACO LÍQUIDO PARA SÍNTESIS DE UREA EN UN COMPLEJO PETROQUÍMICO

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
por el Br. Martínez A. Luis E.
para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

EVALUACIÓN Y OPCIONES DE MEJORA AL SISTEMA DE SELLOS EN BOMBAS RECIPROCANTES DE AMONÍACO LÍQUIDO PARA SÍNTESIS DE UREA EN UN COMPLEJO PETROQUÍMICO

Tutor Académico: Prof. Juan Ruilova

Tutor Industrial: Ing. Jessie Mosquera

Trabajo Especial de Grado
Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
por el Br. Martínez A. Luis E.
para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007

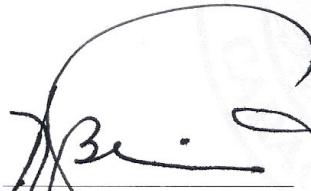
Caracas, 10 de abril de 2.007

ACTA


Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el bachiller: **Luis E. Martínez**.


“EVALUACION Y OPCIONES DE MEJORA AL SISTEMA DE SELLOS EN BOMBAS RECIPROCANTES DE AMONIACO LIQUIDO PARA SINTESIS DE UREA EN UN COMPLEJO PETROQUIMICO”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. **R. Berrios**
Jurado




Prof. **M. Martínez**
Jurado


Prof. **Juan Ruilova**
Tutor

“Hacia el 50^o Aniversario del 21 de noviembre de 1957, Día del Estudiante”

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Central de Venezuela por ser mi casa de estudios y brindarme mi formación como Ingeniero. A mis Tutores: Prof. Juan Ruilova y al Ing. Jessie Mosquera por todo su apoyo para la realización de este trabajo.

A mi dios יהוה y a mis padres con todo el corazón por poder contar con ellos durante toda mi vida (IRIS eres increíble). A mi única hermana Armiris por todo el cariño. Alejandra (gracias por los angelitos). A Editza González por la oportunidad brindada y a todo el personal de Equipos Rotativos de la Gerencia de Mto. del Complejo Petroquímico PEQUIVEN-Morón con quienes compartí, especialmente a: Virgilio de Giusti y al Equipo de la Planta de Urea (C. Paredes, E. Martez, H. Trompiz y R. Palacio), David Rosales, Danisky Mairova, Fendix Peña, Luis Freites, Raúl Pino, Sony Cedeño (“El Diablo”), Cristóbal Echenagucia, María Boca, José Velásquez y al Sr. Guillermo Eizaga. También al Sr. Arturo Polanco, Juan Cardozo, Ghyselaine Lemaire y Alfonso Figuera por la asesoría brindada. A Escuela de Ingeniería Mecánica y mis compañeros Josué Marín, Freddy Cherrez, Jonathan Becerra, Alfredo Páez, Johane Bracamonte, Miguel Baritto, Vanessa Hernández, Carlos Piqueiro, Salomón Vilchez, Fernando Linares (“Chupi”) y a los profesores José Luis Perera, Jorge Cruz, Rodolfo Berrios, Andrea Scagni, José Di Marco y César Ferrer. A Carlos Díaz y mis tías América y Carmen por ayudarme y cuidarme en todo. A Carlos García (“Cabota”), Alfredo Alonso, Francisco, Luis David, Javier Petit y a mi hermano Angel por estar conmigo siempre...

Muchas Gracias a todos.

Luis E. Martínez

***“EL 90% DE TODAS LAS PARADAS
EN BOMBAS SE DEBEN
A FALLAS DEL SELLADO O COJINETES”
(A.W. CHESTERTON CO.)***

Martínez A., Luis E.
**EVALUACIÓN Y OPCIONES DE MEJORA AL SISTEMA DE
SELLOS EN BOMBAS RECIPROCANTES DE AMONÍACO
LÍQUIDO PARA SÍNTESIS DE UREA EN UN COMPLEJO
PETROQUÍMICO**

Tutor Académico: Prof. Juan Ruilova
Tutor Industrial: Ing. Jessie Mosquera
Tesis. Caracas, U. C. V. Facultad de Ingeniería.
Escuela de Ingeniería Mecánica.
Año 2007, 168 págs.

Palabras claves: Sellos, Urea, Amoníaco, Empaquetadura, Anillo Toroidal.

El presente trabajo se basó en el estudio de sistemas de *sellos* con *empaquetaduras*. Mediante la consideración de diversos parámetros como el coeficiente de transmisión radial, fuerzas de fricción y transmisión de cargas en dirección axial en conjuntos de anillos, se desarrolló un método para estimar la distribución de cargas a lo largo del sistema y determinar el óptimo ajuste del prensaestopas.

Adicionalmente, mediante la aplicación de las relaciones de Navier-Stokes, se realizó una caracterización de la dinámica del flujo en dirección axial que puede fugarse a través de la holgura sobre los pistones determinándose, entre otras cosas, la influencia de ciertos parámetros específicamente la holgura y el diferencial de presión en la estimación de posibles caudales de fuga y generación de esfuerzos cortantes sobre los anillos.

Los criterios desarrollados fueron aplicados, para lograr mejoras en un sistema de sellos, con *doble alojamiento de empaques*, en bombas reciprocantes de *amoníaco líquido*, dentro de un proceso productivo de síntesis de fertilizantes (*Urea*). Debido a que el fluido manejado es catalogado como tóxico y peligroso (además de poseer una presión de vapor por debajo de la presión atmosférica), era indispensable que se garantizara la confiabilidad y seguridad del proceso de bombeo, ya que se involucran factores como riesgos a la salud, contaminación ambiental, pérdidas económicas etc. Se incluye una evaluación en donde se demuestra que los elementos más críticos de este tipo de sistema de sellos, son el Anillo Toroidal de la cara frontal de la camisa y las empaquetaduras. Se determinó que las fallas en estos elementos eran principalmente causadas por incorrecta selección del tipo de empaquetaduras para los niveles de presión manejados, no compatibilidad de las dimensiones de los Anillos Toroidales con sus respectivas ranuras y vulnerabilidad de los materiales usados con los fluidos manejados. De esta manera se desarrollaron algunas opciones con el fin de obtener mejoras y el adecuado funcionamiento del sistema de sellos.

ÍNDICE

	pág.
Resumen	iv
Lista de Ilustraciones y Tablas	ix
Lista de Abreviaturas y Símbolos	xi
Introducción	12
CAPÍTULO I	
1.1 Planteamiento del Problema	13
1.2 Formulación del Problema	15
1.3 Justificación	16
1.4 Objetivos	19
1.5 Pequiven	20
1.5.1 Planta de UREA	21
1.5.2 Sección de Síntesis de Alta Presión, Planta de Urea	24
1.5.3 Usos y aplicaciones de UREA	30
CAPÍTULO II – SISTEMAS Y ELEMENTOS DE SELLOS	
2.1 Definición de Términos	33
2.2 Empaques y Empaquetaduras	34
2.2.1 Descripción y tipos de empaquetaduras	41
2.2.2 Consideraciones sobre empaques en ejes rotativos	46
2.3 Alojamiento de Empaques Doble (Two-Gland Stuffing Box)	47
CAPÍTULO III – ANALISIS SOBRE EL DESEMPEÑO DE SISTEMAS DE EMPAQUETADURAS	
3.1 Funcionamiento y desempeño	51
3.2 Consideraciones del Tipo de Ajuste del Prensaempaques	
3.2.1 Antecedentes y justificación	56
3.2.2 Parámetros a considerar	
3.2.2.1 Coeficiente de transmisión radial	57

3.2.2.2 Factor de fricción	60
3.2.2.3 Transmisión de la fuerza ejercida por el prensaempaques ...	61
3.3 Deformaciones	64
3.4 Combinación de anillos duros con anillos suaves	67

CAPÍTULO IV - DINÁMICA DEL FLUJO AXIAL A TRAVÉS DE LA HOLGURA SOBRE PISTONES EN BOMBAS RECIPROCANES MEDIANTE MODELOS DE NAVIER – STOKES

4.1.1 Consideraciones Previas y Limitaciones	69
4.1.2 Bases Teóricas	71
4.1.3 Flujo entre Placas Planas	72
4.2 Determinación de los datos característicos	
4.2.1 Instante a considerar	75
4.2.2 Velocidad del Pistón	77
4.2.3 Aproximación de $\frac{\partial P}{\partial x}$	78
4.2.4 Velocidad Máxima del Flujo	81
4.3 CASO #1 ($h=0,01mm$)	
4.3.1 Velocidad Máxima	82
4.3.2 Estimación del Caudal de Fuga	83
4.3.3 Comprobación del Número de Reynolds	86
4.3.4 Esfuerzo Cortante	87
4.4 CASO #2 ($h=0,1mm$)	
4.4.1 Velocidad Máxima	88
4.4.2 Caudal instantáneo máximo local	89
4.4.3 Comprobación del Número de Reynolds	89
4.4.4 Esfuerzo Cortante Total	90
4.5 Resultados	92
4.6 Gráficas de Resultados	94
4.7 Análisis de Resultados y Observaciones	95

*CAPÍTULO V – EVALUACIÓN DE LAS BOMBAS ALTERNATIVAS PA-2A Y PA-2B
DE LA PLANTA DE UREA EN EL COMPLEJO PETROQUÍMICO MORÓN*

5.1 Descripción de las Bombas	97
5.2 Evaluación de las empaquetaduras	
5.2.1 Parámetros del Diseño Original	100
5.2.2 Niveles de Presión	101
5.2.3 Dimensiones	102
5.2.4 Pre-compresión de las Empaquetaduras	104
5.2.5 Determinación del ajuste del Prensaempaques	105
5.3 Evaluación de los Anillos Toroidales	
5.3.1 Compatibilidad Química con los fluidos de Trabajo	108
5.3.2 Dimensiones entre los O-Rings y sus respectivos Grooves ..	111
5.4 Evaluación del Sistema de lubricación a los empaques	115
CONCLUSIONES	116
RECOMENDACIONES	119
GLOSARIO	120
REFERENCIAS	122
ANEXOS	
Apéndice 1 – Justificación Económica	127
Apéndice 2 – Ajuste del prensaempaques	134
Apéndice 3 – Herramienta para la Tuerca Prensaempaques	139
Apéndice 4 – Precompresión de las empaquetaduras	142
ANEXO 1 – AMONÍACO: Aspectos de Higiene y Seguridad.	
A1.1 Características del Amoníaco- MSDS (Material Safety Data Sheet)	143
A1.2 Identificación del Amoníaco	146
A1.3 Respuesta a Emergencia – Amoníaco	148
ANEXO 2 – EMPAQUETADURAS: Alternativas y modelos Evaluados	151

ANEXO 3 – Dimensiones y holguras recomendadas	157
ANEXO 4 – O-Rings frontales, dimensiones de la ranura	158
ANEXO 5- Factores de Fricción Típicos en Roscas	159
ANEXO 6 – Descompresión explosiva en O-Rings	160
ANEXO 7 – Camisas de las bombas PA-2A y PA-2B	161
ANEXO 8 – Data Sheet de las Bombas PA-2A y PA-2B	162
ANEXO 9 – Propiedades del Material de los anillos duros	163
ANEXO 10 - Sección transversal de empaquetaduras	165
ANEXO 11 – Lubricación al sistema de empaques	167

LISTA DE ILUSTRACIONES Y TABLAS

	Pág.
Fig. 1.1 – Complejo Petroquímico Morón	20
Fig. 1.2 – Planta de Urea, Complejo Petroquímico Morón	21
Fig. 1.3 – Diagrama de Bloque de la Planta de Urea	22
Fig. 1.4 – Secciones de la Planta de Urea	23
Fig. 1.5 – Sección de Síntesis y Recuperación de Alta Presión	29
Fig. 1.6 – Urea Perlada	30
Fig. 2.1 – Empaquetadura	34
Fig. 2.2 – Configuración típica de empaques	36
Fig. 2.3 – Prensaempaques dividido	37
Fig. 2.4 – Anillo Linterna	40
Fig. 2.5 – Fibras en empaques	43
Tabla 2.1 – Lubricantes y selladores comunes para empaquetaduras	44
Tabla 2.2 – Materiales comunes de fibras para empaquetaduras	44
Fig. 2.6 – Empaquetaduras Trenzadas	45
Fig. 2.7 – Tipos de elaboración de empaquetaduras	45
Fig. 2.8 – Alojamiento de empaques doble	47
Fig. 2.9 – Ubicación de la línea de purga	50
Fig. 3.1 – Funcionamiento de las Empaquetaduras	51
Fig. 3.2 – Distribución de la fuerza radial en los empaques	52
Fig. 3.3 – Gradiente de presión a través de las empaquetaduras	53
Fig. 3.4 – Sistemas de inyección de lubricante	55
Fig. 3.5 - Coeficiente de Transmisión Radial en empaquetaduras	58
Fig. 3.6 –Esfuerzos aplicados sobre áreas equivalentes	59
Fig. 3.7 – Fuerzas de fricción sobre las empaquetaduras	60
Fig. 3.8 – Diagrama de cuerpo libre sobre una sección de empaquetadura	61
Fig. 3.9 – Transmisión de la carga a través de las empaquetaduras	63
Fig. 3.10 –Deformaciones	64
Fig. 3.11 –Área Transversal, empaquetadura de sección cuadrada	65
Fig. 3.12 – Combinación de Empaquetaduras y anillos	68

Fig. 3.13 – Condición exagerada de la Holgura	68
Fig. 4.1 - Flujo Paralelo entre Placas Planas / Poiseuille	72
Fig. 4.2 – Perfiles de Velocidad de Flujo entre Placas Planas	73
Fig. 4.3 – Flujo Paralelo entre Placas Planas $\Delta P < 0$	75
Fig. 4.4 – Tiempos de Admisión y Compresión	75
Tabla 4.1 – Velocidades Máximas Permisibles para Bombas de Potencia	77
Fig. 4.5 - Flujo Axial entre cilindros concéntricos	78
Fig. 4.6 - Distribución de Presión. Etapa final de compresión	79
Fig. 4.7 - Distribución de Velocidades al último anillo con $h=0,01\text{mm}$	82
Fig. 4.8 – Área transversal al flujo	84
Fig. 4.9 - Distribución de Velocidades al último anillo, con $h=0,1\text{mm}$	88
Tabla 4.2 – Resultados para $h= 0,01\text{mm}$	92
Tabla 4.3 – Resultados para $h= 0,05\text{mm}$	92
Tabla 4.4 – Resultados para $h= 0,1\text{mm}$	93
Fig. 4.9 – Esfuerzos Cortantes sobre los anillos	94
Fig. 4.10 – Caudales Instantáneos a través de la holgura	94
Fig. 5.1 – Bombas Reciprocantes PA 2A/B – PEQUIVEN Morón	97
Fig. 5.2 – Sistema de Sellos de las Bombas PA-2A/B	98
Fig. 5.3 – Elementos de Evaluación	99
Fig. 5.4 – Pre-compresión de las Empaquetaduras	100
Fig. 5.5 – Empaquetaduras de PTFE con inserciones de Kevlar	102
Fig. 5.6 – Longitud de las Empaquetaduras	102
Fig. 5.7 – Sección transversal de empaquetaduras	103
Fig. 5.8 - Sección recomendada para las empaquetaduras	103
Fig. 5.9 – Tuercas prensaempaques	105
Fig. 5.10 – Características de la rosca	106
Fig. 5.11 – Tuerca prensaempaques del sistema de baja presión	107
Fig. 5.12 – Falla Típica de los O-rings	108
Fig. 5.13 – Compatibilidad química de O-rings y diversos fluidos	109
Fig. 5.14 – Esfuerzos vs. Dureza en Elastómeros	110
Fig. 5.15 – Variedades de Kalrez	110

LISTA DE ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

ρ : densidad [Kg/m³]

σ : Esfuerzo [Pa]

τ : Esfuerzo Cortante [Pa]

ν : viscosidad cinemática [m²/s]

μ : viscosidad dinámica o total [Pa.s]

API: American Petroleum Institute

b : Ancho del anillo de empaquetadura [m]

Bs.: Bolívares

E: Módulo de Elasticidad [Pa]

f : Coeficiente de fricción

h : holgura [mm]

K: Coeficiente de transmisión lateral de empaquetaduras

MSDS: Material Safety Data Sheet

NH₃: Fórmula Química del Amoníaco

\varnothing : diámetro [mm] (también se utiliza D para referirse a $\varnothing_{\text{pistón}}$)

OSHA: Occupational Safety & Health Administration

P: Presión [Pa]

PTFE: Polytetrafluoroetileno (Teflón[®])

Q : Caudal [m³/s]

q: Carga o Fuerza [N]

r.p.m.: revoluciones por minuto

Re : Número de Reynolds

s: Stroke o carrera del piston [mm]

SAP: Systems, Applications, and Products in data processing

U_o: velocidad de la placa móvil [m/s] (igual a V_p : velocidad del pistón)

ϵ : deformación

INTRODUCCIÓN

De acuerdo a las características (termodinámicas, corrosivas, etc.) de ciertos fluidos, el desarrollo de sistemas y medios de bombeo adecuados para los mismos representan un verdadero desafío. Sin embargo una de las principales consideraciones al respecto es mediante que elementos se cumplirá con la adecuada función de sellado.

El desarrollo de un elemento o un sistema de sellos requiere la consideración de diversos parámetros de operación del sistema. Aunque el criterio inicial resulte ser un equilibrio de presiones entre el fluido de trabajo y los elementos de sellado, determinar la distribución de esfuerzos en cada uno de los mismos se convierte en una tarea compleja. Factores como las holguras entre los elementos, temperaturas, materiales utilizados (deformaciones, coeficientes de fricción, resistencia), velocidad del pistón o eje y disposición dentro del equipo, son parámetros relevantes ya que influyen en el buen desempeño del conjunto y en el acertado análisis sobre los mismos.

Adicionalmente si el fluido manejado se cataloga como tóxico o inflamable entonces la confiabilidad del sistema para prevenir fugas debe ser mucho mayor, al punto en que se deben considerar no solamente factores de producción sino también los riesgos a la salud y posibles accidentes operacionales.

Asimismo se desea aportar confiabilidad enfatizando aspectos como economizar pérdidas por fuga, garantizar la vida útil de los elementos (como ejes, pistones) y disminuir la frecuencia de fallas.

CAPÍTULO I

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

De acuerdo al Standard 1910.111 de OSHA (Occupational Safety & Health Administration), el amoníaco es considerado un producto tóxico, peligroso e inflamable con probabilidad de causar riesgos directos a la salud y al ambiente.

Sin embargo es muy utilizado en sistemas de refrigeración y por tanto gran parte del desarrollo de equipos y normas están orientadas más para esa área, que como materia prima para la producción de fertilizantes.

Algunos elementos y parámetros de funcionamiento de algunos equipos han sido modificados debido a normas específicas, avances de la tecnología etc. Esto ha dado lugar a que algunos equipos no sean operados según los manuales y recomendaciones del fabricante, como por ejemplo el uso de partes originales. Un ejemplo claro de esto son empaquetaduras para sellos en algunos equipos las cuales, originalmente estaban concebidas con una composición de amianto (asbesto). Sin embargo este material al determinarse que es carcinógeno implica que no se debe utilizar y ya no se dispongan del sistema de sellos tal cual como fue diseñado para la época sino que sea necesario utilizar otro tipo de materiales como alternativas del amianto cambiando las propiedades para las cuales fueron diseñados los equipos.

Se han presentado eventualmente fugas de amoníaco, lo que induce a que pueda existir mal funcionamiento de los elementos y sistemas de sellos dentro de los equipos. Lo cual se evidencia por cortos períodos de duración de los anillos toroidales y empaquetaduras, lo cual además de ser fuente de riesgos al ambiente y a los operadores, implica inversión en reemplazo de componentes y en pérdida de fluido como materia prima del proceso.

Los sistemas de sellos en los diversos equipos a través del cual circula este fluido, también requieren un estudio apropiado. De acuerdo a lo establecido por las normas del American Petroleum Institute (API) Plan 54, es necesario implementar un sistema de lubricación que simultáneamente cumpla la función de fluido de barrera.

En el Complejo Petroquímico Morón, si el sistema de bombeo de amoníaco se interrumpe, la producción de Urea también debe cesar (de aquí la importancia de las bombas estudiadas dentro de este proceso). Esto implica que las fallas en este sistema también pueden ocasionar una parada de producción en la planta de Amoníaco debido a que no hay demanda para el suministro.

La descarga de las bombas estudiadas, está dirigida hacia un reactor principal donde comienza el proceso de síntesis de Urea, por lo que no necesariamente debe ocurrir una fuga o que el servicio de una bomba se interrumpa para que la producción de se vea afectada. Si los valores necesarios de presión con que llega el amoníaco al proceso no son suficientes, la reacción química no se puede lograr con los mejores resultados.

1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Es clave poder determinar cuales serán los elementos más críticos del sistema de sellos de la bomba y de que manera podrán ser mejorados.

Se desea conocer como es la distribución de presiones, a través de los empaques y anillos, dentro de las camisas durante la operación del equipo. De esta manera, estimar la carga a la que puedan estar sometidas las empaquetaduras y en función de las deformaciones de las mismas, estimar el ajuste adecuado del prensaempaques. En el caso de que las empaquetaduras no deformen lo suficiente para crear el óptimo sello, se desea estudiar la influencia de parámetros como la holgura generada entre los empaques y el pistón en la estimación de posibles caudales de fuga.

También se desea determinar si debido al paso del fluido a través de dicha holgura, se producen esfuerzos cortantes considerables sobre el sistema de empaques y anillos produciendo solicitaciones adicionales sobre los mismos.

Una vez estimada la presión promedio en los empaques establecer un criterio de selección para los mismos. De igual forma obtener cual será la presión recomendada para inyectar fluido con función de sello hidráulico y si es necesario este proceso.

Por otro lado en función de los fluidos manejados (amoníaco principalmente) conocer si los materiales utilizados para los sistemas de sellos pueden ser vulnerables y en función de esto, seleccionar alternativas adecuadas tanto para los empaques como para los anillos toroidales.

1.3 JUSTIFICACIÓN

Consideraciones de Seguridad y Ambiente – Descripción de la intervención en caso de fuga: Una fuga de amoníaco representa un riesgo elevado por el nivel de toxicidad del mismo. Debido a que las bombas manejan aproximadamente 43 m³/h (717 l/min.) considerando una fuga de solo el 5% de dicho caudal bastarían 5 minutos para que la respuesta ante esta emergencia sea de “carácter de derrame grande” y en acuerdo con los criterios del *NIOSH* (National Institute for Occupational Safety & Health) la zona de aislamiento deba ser de alrededor de 2,2 km. (*ver anexo 1.3*)

No obstante, la respuesta ante la ocurrencia de las fugas consiste principalmente en un cierre de válvulas estratégicas que interrumpan el flujo de amoníaco hacia los equipos para que posteriormente se realicen las reparaciones. Aquí comienza la intervención de personal técnico debido a que con la probabilidad de que alguna de las válvulas (tanto aguas arriba como aguas abajo) pueda fallar, sea necesario el bloqueo de las líneas de bombeo mediante la colocación de “tapones entre bridas” o “ciegos” como medida de seguridad.

Sin embargo, ésta labor requiere que se garantice un lavado previo y despresurización de las líneas para que una vez realizadas estas operaciones se pueda intervenir el equipo. Aunque esto se lleve a cabo, siempre existe la posibilidad de que como dentro de este equipo se pueden manejar alrededor de 3000 psi (25 MPa) de presión se puedan correr riesgos al intentar desmontar ciertos elementos o simplemente desajustar un perno.

Adicionalmente dentro del equipo siempre existirá una cantidad de amoníaco remanente al cual estará expuesto el personal a cargo de la reparación.

Finalmente las camisas son reemplazadas por otras previamente preparadas con empaquetaduras, anillos de grafito y anillos toroidales nuevos y comienza entonces el proceso de montaje. Cabe destacar que cada camisa pesa alrededor de 40 Kg. y cada cuerpo de válvulas aproximadamente 25 Kg. y es muy común que como practica de mantenimiento preventivo en cada intervención de este tipo se realice el reemplazo de las 5 camisas de la bomba.

Consideraciones Técnicas y de Operación: La frecuencia de fallas de estos sistemas ha llegado a ser de 2 veces al mes y en algunos casos la producción total de la Planta de Urea ha debido ser interrumpida.

En base a la secuencia de acciones necesarias descritas anteriormente, se desea realizar una evaluación al sistema de sellos para determinar las posibles causas de estas fallas y de esa forma desarrollar una selección técnica adecuada para aportar confiabilidad operacional a estos equipos y dar continuidad a la producción.

Debido a que cuando no se cuenta con el tiempo necesario y el material adecuado, el desarrollo de alternativas se basa solo en la selección de un elemento a partir de un catálogo, la dinámica del equipo y el estudio detallado del fenómeno nunca son realizados.

Consideraciones Económicas: Aunque existen parámetros que no pueden ser cuantificados de manera certera (por ejemplo contaminación al ambiente etc.) es posible estimar los costos asociados debido a la ocurrencia de fallas en el sistema de sellos.

Cuando exista una fuga, por cada hora de parada de producción, por cada camisa que falle y en base a cada m³ de amoníaco que se pierde, el valor estimado de las pérdidas económicas será de alrededor de Bs. 14 millones que junto con la frecuencia que se ha presentado se puede determinar lo siguiente:

$$(14 \text{ Millones Bs/Falla}) \times (2 \text{ Falla/mes}) \times (12 \text{ mes/año}) = \mathbf{336 \text{ Millones Bs/año}}$$

Si las horas de parada de producción se extienden, si fallan o se reemplaza más de una camisa y si se fuga más de un m³ de amoníaco, estos costos aumentarán notablemente. Cabe destacar que actualmente se invierte en los elementos de sellos de una bomba (o-rings, empaquetaduras y anillos) alrededor del 30% de lo que se pierde en cada falla. (*ver apéndice 1*)

1.4 OBJETIVOS

Objetivos General:

Evaluar y generar opciones de mejora al sistema de sellos en bombas reciprocantes para amoníaco líquido.

Objetivos Específicos:

- Aplicación de las relaciones de Navier-Stokes para la caracterización del flujo que puede escapar a través de la holgura sobre los pistones.
- Seleccionar adecuadamente elementos sellantes como Empaquetaduras y Anillos Toroidales mediante la aplicación de los criterios indispensables.
- Identificar elementos y parámetros de operación que permitan mejorar las condiciones del sistema de sellos.
- Aportar confiabilidad y seguridad a las condiciones de bombeo de amoníaco.

1.5 PEQUIVEN

La *Misión* de Pequiven es producir y comercializar, con eficiencia y calidad, productos químicos y petroquímicos, en armonía con el ambiente y su entorno, garantizando la atención prioritaria a la demanda nacional, con el fin de impulsar el desarrollo económico y social de Venezuela.

Pequiven tiene como *visión* ser la corporación capaz de transformar a Venezuela en potencia Petroquímica Mundial, para impulsar su desarrollo.

Pequiven fue creada en 1977 asumiendo las operaciones del Instituto Venezolano de Petroquímica (IVP), fundado en 1955. Desde esa época, Pequiven ha vivido sucesivas etapas de reestructuración, consolidación y expansión, en las que ha ampliado su campo de operaciones, desarrollando un importante mercado interno y externo para sus productos y ha orientado su crecimiento en tres líneas específicas de negocio: fertilizantes, productos químicos industriales y oleofinas, y resinas plásticas.

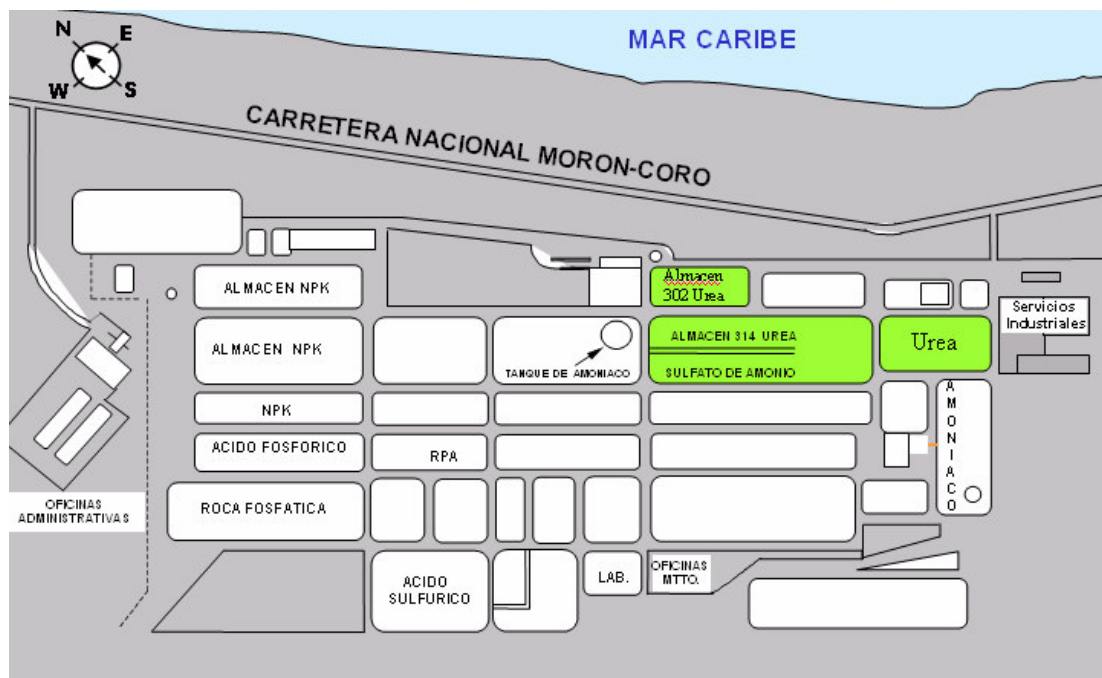


Figura 1.1 - COMPLEJO PETROQUÍMICO MORÓN

1.5.1 PLANTA DE UREA

La Planta de UREA del Complejo Petroquímico Morón fue diseñada por SNAMPROGETTI en 1972, tiene una capacidad de producción de 750 TM/D, en la cual se obtiene un producto con 46% de Nitrógeno a partir de Amoniaco líquido y Dióxido de Carbono gaseoso.



Figura 1.2 - Planta de UREA, Complejo Petroquímico Morón

MATERIA PRIMA CARACTERISTICAS GENERALES

✓ **Amoniaco (NH₃)**

T = - 28 / - 33 °C

P = 18 - 20 Kg/cm²

Estado = Líquido Saturado

Pureza: NH₃ : 99,9 % p/p

H₂O: 0,1 % p/p

✓ **Dióxido de Carbono (CO₂)**

T = 50 / 70 °C

P = 200 – 350 mm H₂O

Estado = Gas saturado de H₂O

Pureza: CO₂ : 97 – 98 % v/v

Inertes: 2 % v/v

Figura I.3- Diagrama de Bloque de la Planta de Urea

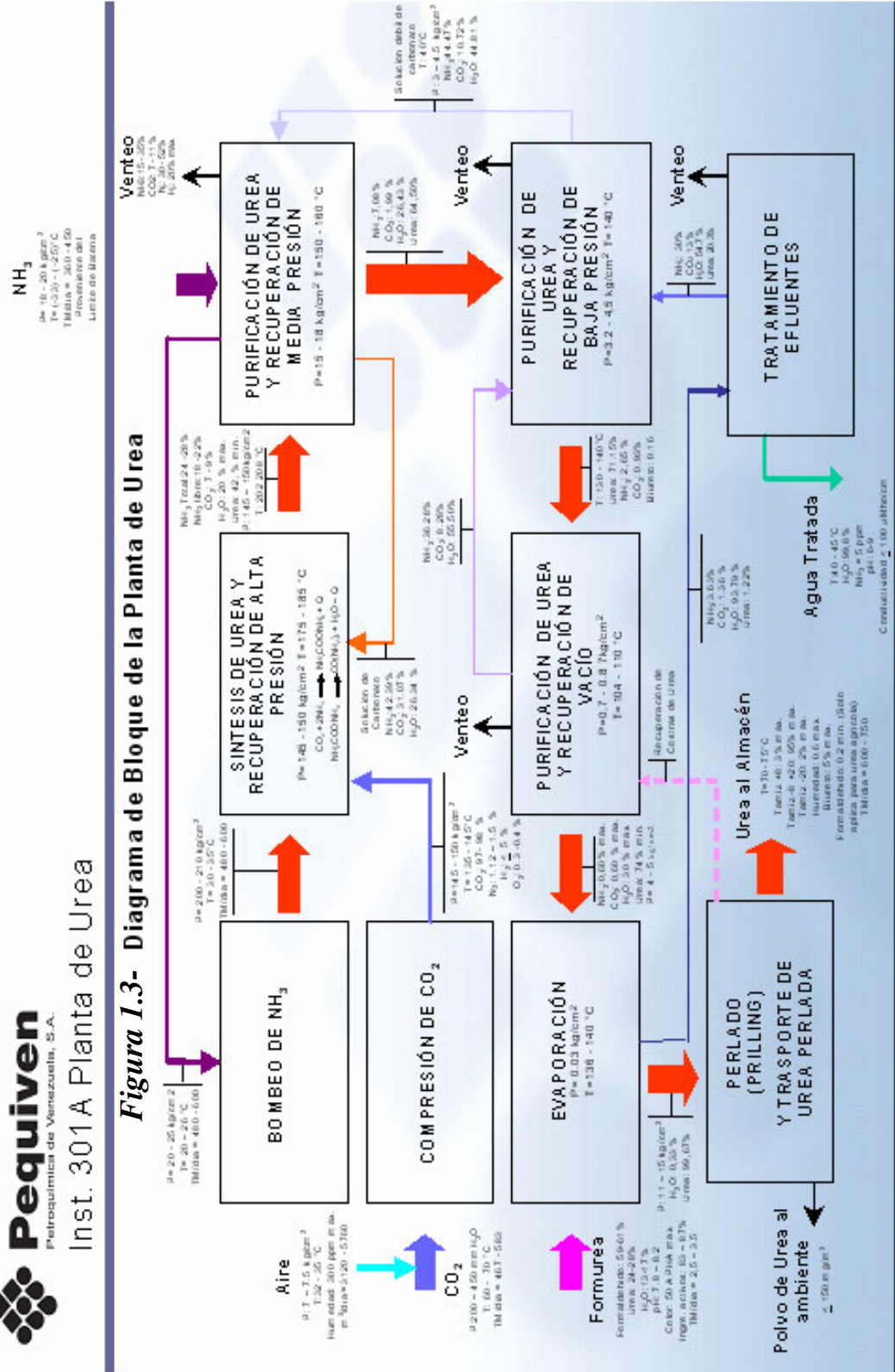
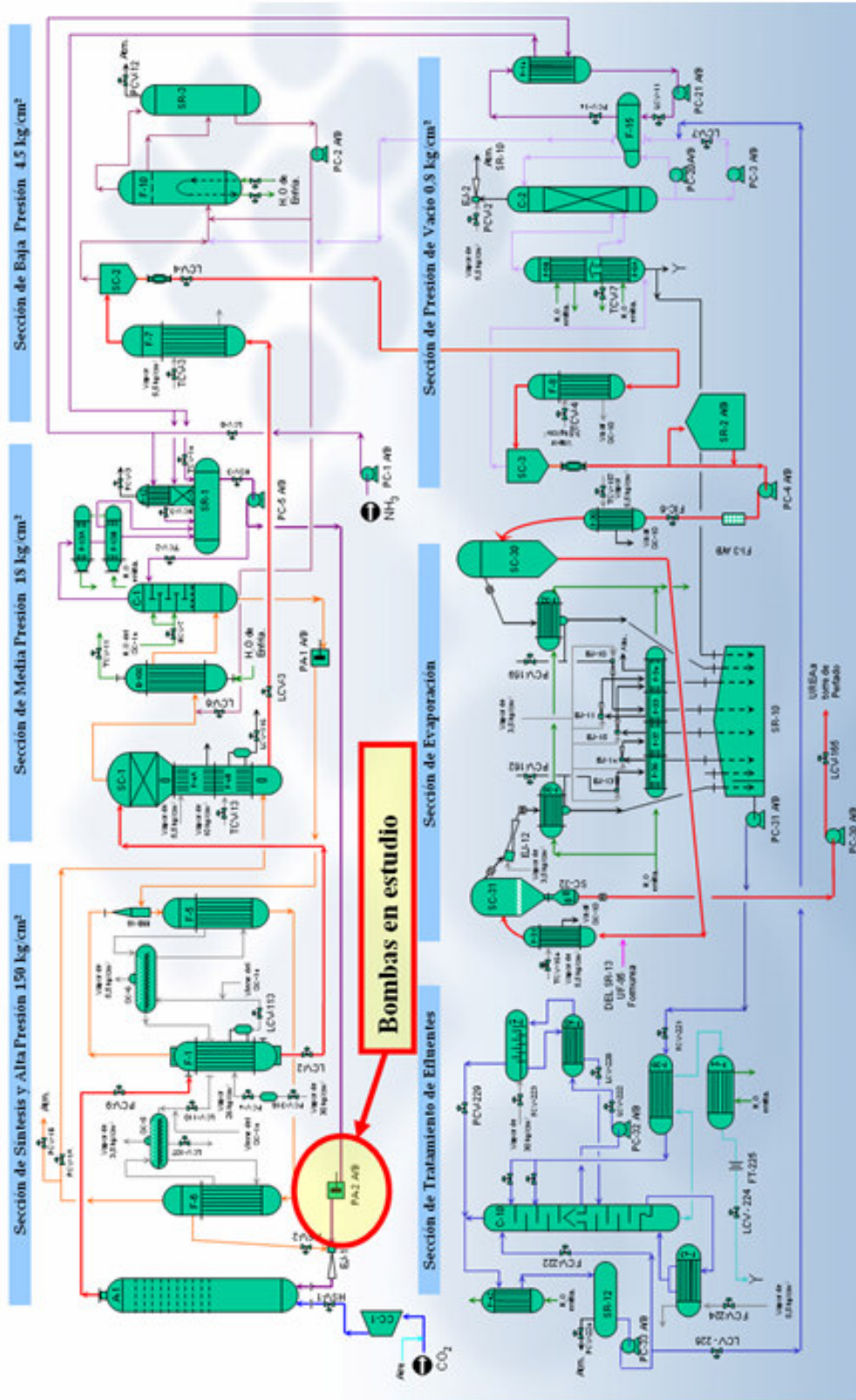


Figura 1.4 – Secciones de la Planta de Urea



1.5.2 SECCIÓN DE SÍNTESIS Y RECUPERACION DE ALTA PRESIÓN (150 Kg/Cm²), PLANTA DE UREA.

El amoníaco proveniente de las bombas PA-2A/B (ver Figura 1.5) y el anhídrido carbónico proveniente del compresor CC-1, entran en el reactor A-1, donde se realiza la síntesis de la urea.

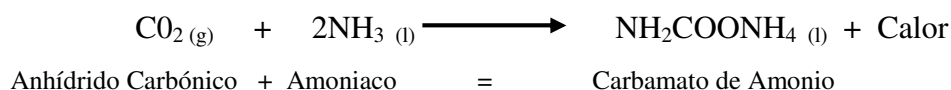
El ciclo de purificación y recuperación de las sustancias que no han reaccionado se realizan en los siguientes equipos:

F-1: Despojador

F-5 y F-6: Condensadores de Carbamato.

Reactor de Síntesis A-1

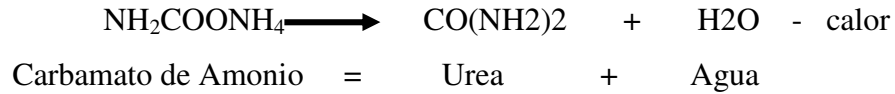
Está constituido por un cuerpo cilíndrico cuyo interior tiene diez platos perforados, en el que entran desde el fondo los reactivos en las siguientes fases: fase líquida constituida por amoníaco (NH₃) y carbamato en solución y una fase gaseosa constituida por dióxido de carbono (CO₂). Cuando el amoníaco y el anhídrido carbónico entran en contacto dentro del reactor A-1, reaccionan según la siguiente ecuación:



El producto de la reacción es la formación del carbamato de amonio. Esta reacción es fuertemente exotérmica es decir libera calor.

Es necesario que durante la reacción la temperatura sea controlada; este control se produce dosificando adecuadamente la relación molar entre el amoníaco y el CO₂. Para tener bajo control la temperatura en el reactor, se ha instalado el registrador TIC-1.

El instrumento hPS-12 es un bloqueo por alta presión del reactor que bloquea totalmente la planta. Para obtener la formación de urea es necesario que el carbamato se deshidrate, es decir se descomponga según la siguiente reacción:



Esta reacción, al contrario de la primera, se realiza con absorción de calor y es del tipo endotérmica. El calor que esta reacción absorbe, es tomado del calor de formación de la primera reacción (formación de carbamato).

El calor de formación del carbamato es mayor al calor absorbido por la deshidratación del carbamato para formar urea.

El rendimiento del reactor se define, a la relación entre los Kmoles de urea formada y los Kmoles de CO₂ a la entrada del reactor.

Los parámetros que influyen en este rendimiento son:

- Temperatura.
- Presión.
- Relación Molar NH₃/CO₂
- Relación Molar H₂O/CO₂

Temperatura: Tiene un efecto favorable en el rendimiento del reactor, siempre que se mantenga su valor entre 182 y 185 °C a la salida del reactor.

Presión: De 150 kg/cm², tiene un efecto favorable en el rendimiento del reactor porque permite una concentración más alta de NH₃.

Debido a que las reacciones en el reactor se realizan en fase líquida, mientras más alta sea la concentración de amoniaco más alto será el rendimiento de la reacción, por lo tanto; una presión alta como se ha dicho, permite una concentración más alta de amoniaco.

Relación Molar NH₃/CO₂: Manteniendo la relación entre 3.3 a 3.6, favorece la reacción.

Relación Molar H₂O/CO₂: Se debe mantener lo mas baja posible entre 0.4 a 0.6, porque la presencia de agua en la reacción desfavorece el rendimiento del reactor.

Con el objeto de favorecer las reacciones que suceden en el reactor, se han instalado en su interior 10 platos perforados.

Despojador F-1 (STRIPPER)

El líquido que sale por el tope del reactor está compuesto de urea, carbamato, agua y amoniaco. Estos productos entran por la parte superior del despojador F-1, en el cual se verifica la descomposición del carbamato en NN₃ y CO₂ gaseoso, los cuales se recuperan y se reciclan al reactor.

El despojador es un intercambiador de haz de tubos verticales. La solución que proviene del reactor se envía al interior del haz de tubos mediante el distribuidor toro, lo cual permite la formación de una película líquida, delgada y descendente a lo largo de la pared interna de los tubos.

En la zona central del tubo, en contracorriente al líquido, sale una fase gaseosa que se forma por la descomposición del mismo líquido, y que durante su ascenso va a despojar la fase líquida descendente, favoreciendo así la descomposición del carbamato. El calor para la descomposición del carbamato se obtiene mediante la condensación del vapor de 26 kg/cm² en el lado de la carcasa.

Sobre el fondo del despojador se recoge la solución de urea depurada de carbamato, que se descarga a través de la válvula LCV-2, accionada por el instrumento LIC-2. La temperatura de la solución de urea se registra por medio del registrador de temperatura TIC-10.

Por el tope del despojador sale la fase gaseosa compuesta de NN₃, CO₂, H₂O y gases inertes que van a la recuperación de alta presión.

Las condiciones de operación del despojador son:

- Presión: 146kg/cm²
- Temperatura de la fase gaseosa que sale del tope, medida por TI-1.6: 190 a 195°C.

- Temperatura de la fase líquida que sale del fondo, medida por TI-10: 203 a 205°C.

La temperatura del fondo del despojador registrada por el TIC-10, es la que permite obtener el valor deseado de CO₂ residual sobre el fondo.

La temperatura requerida se obtiene regulando la presión de condensado del vapor en el lado de la carcasa, mediante el instrumento TIC-50.

La presión del sistema de alta es de 140 a 150 kg/cm² y se mantiene por medio de la válvula PCV-1A; que descarga en la sección de 18 kg./cm², la fase gaseosa constituida por CO₂, NH₃, H₂O y gases inertes. Se ha instalado una segunda neumática llamada PCV-1B, que permite descargar al venteo el exceso de gases que eventualmente se puedan desarrollar durante las etapas críticas del arranque, sin sobrecargar la columna C-1. En caso de avería del PCV-1A; esta segunda neumática se controla en manual desde el tablero mediante el HCV-1.

Condensadores de Carbamato F-5 y F-6

La fase gaseosa que sale del despojador y que contiene esencialmente NN₃, CO₂, H₂O, pasa a los condensadores de carbamato F-5 y F-6 para ser recuperada y reciclada al reactor A-1, en la fase líquida como solución de carbamato.

La fase gaseosa antes de entrar en el primer condensador de carbamato F-5, se mezcla en el equipo ME-18 con la solución de carbonato que proviene de la sección de recuperación de media presión. Esta última solución es enviada al mezclador ME-18, a una presión de 150 kg/cm² con las bombas PA-1A/B.

La temperatura de los gases y de la solución en el ME-18, se indica en el TIC-1.8 y se registra en el TIC-1.4. La mezcla de gases y líquido que sale del ME-18. Entra posteriormente al primer condensador de carbamato F-5 por el lado de los tubos.

Los gases de CO₂ y de NH₃ reaccionan en el primer condensador F-5, formando una fase líquida de carbamato. El calor de formación del carbamato que se desarrolla durante la reacción, se recupera, produciendo vapor a 5,5 kg/cm² en la caldera SC-6.

El carbamato que sale a la temperatura de 160°C a 170°C del condensador F-5, entra en el segundo condensador de haz de tubos vertical F-6, en el cual se realiza la condensación total del mismo.

El calor de formación producido por el carbamato residual se recupera en la caldera SC-5, generando vapor a la presión de 3,5 Kg/cm². Los dos condensadores han sido diseñados de forma que permitan una recirculación natural, en termosifón del agua en el lado de la carcasa. La mezcla de gases y líquidos procedentes del condensador F-5 y constituido por carbamato ya condensado, agua, amoníaco y dióxido de carbono pasa al segundo condensador de carbamato F-6.

La temperatura de la mezcla a la entrada del F-6, es registrada por medio del TIC-1.13.

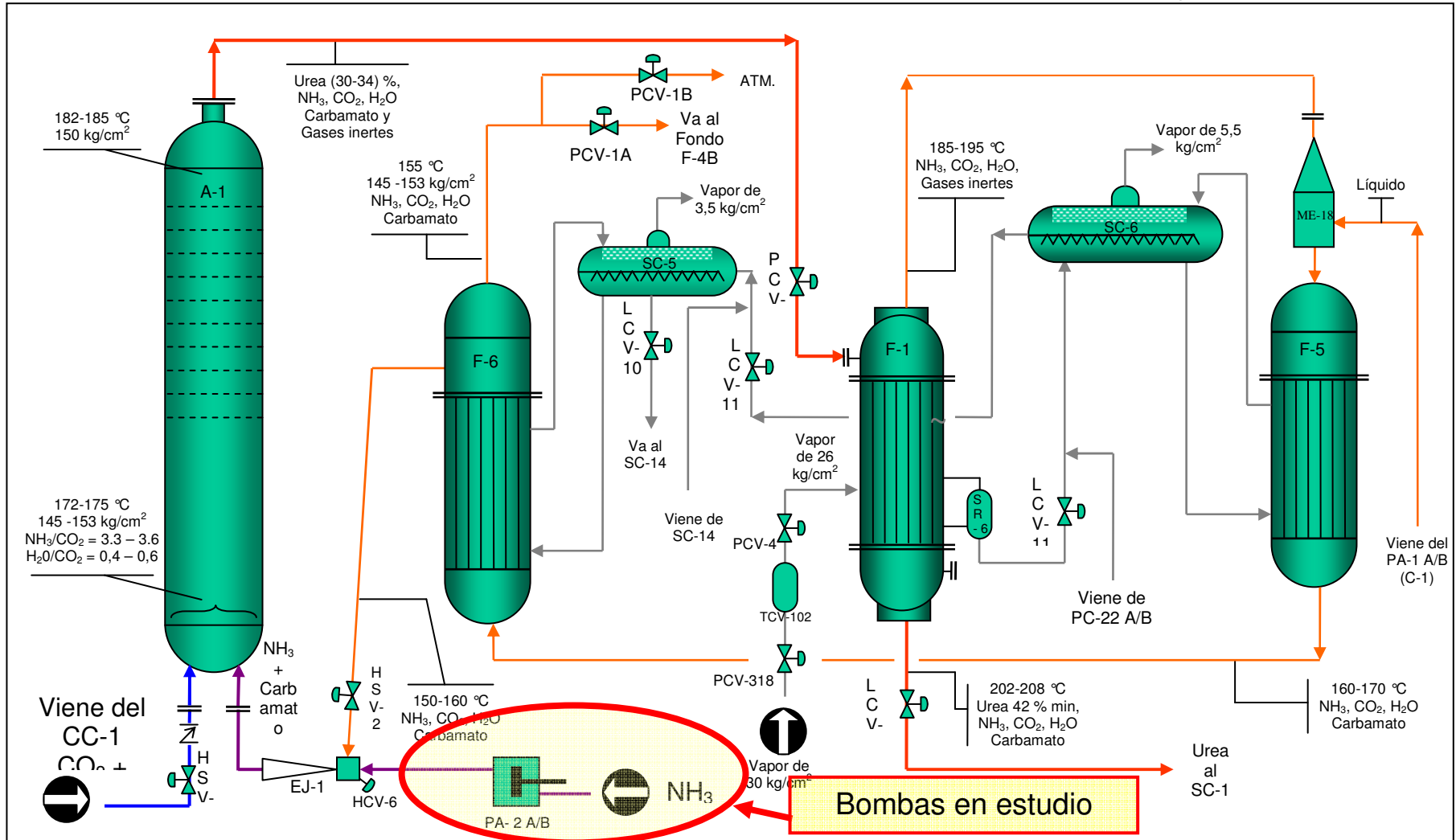
La fase líquida del segundo condensador F-6 se acumula en el equipo, y en el tope se procede la separación entre líquido y gas no condensado.

La fase líquida, con una temperatura de 150 a 160°C, registrada por el instrumento TIC-1.12, desciende hacia el eyector EJ-1 para ser reciclada al reactor A-1.

La fase gaseosa, constituida por inertes, nitrógeno del aire de pasivación, parte del oxígeno de pasivación, hidrógeno y otros gases que acompañan el CO₂ proveniente de la planta de amoníaco, además de los saturados de amoníaco y CO₂, se descargan a la sección de 18 kg/cm² en el F-4 B y E-100 mediante la PCV-1A que controla la presión del sistema de síntesis.

FIGURA 1.5

SECCIÓN DE SÍNTESIS Y RECUPERACION DE ALTA PRESIÓN (150 Kg/Cm²)



5.3 USOS Y APLICACIONES DE UREA

PRODUCTO FINAL
UREA
Humedad = 0.5% max
Biureto = 1.5% max
Formaldehido = 0.2 min
Granulometria:
Tamiz +8 = 3% max
Tamiz +20 = 95% min
Tamiz -20 = 2% max


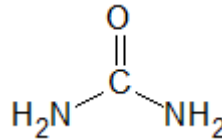


Figura 1.6 – Urea perlada

La urea es un compuesto nitrogenado no proteico, cristalino y sin color, identificado con la fórmula N_2H_4CO .



Es elaborada en plantas químicas que producen amoniaco anhidro cuando fijan el nitrógeno del aire a presiones y temperaturas altas. Además de suplemento proteico en rumiantes, la urea es utilizada como fertilizante agrícola y en la elaboración de plásticos. Actualmente se presenta en el mercado en formas granulada y perlada, siendo esta última la más recomendada para uso animal por su soltura y facilidad para mezclarla con otros ingredientes.

Fertilizante

El 90% de la producción mundial de Urea se emplea como fertilizante. Se aplica al suelo y provee nitrógeno a las plantas. También se utiliza la urea de bajo

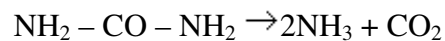
contenido de biuret (menor al 0.03%) como fertilizante de uso foliar. Se disuelve en agua y se aplica a las hojas de las plantas, sobre todo frutales, cítricos.

Presenta la ventaja de proporcionar un alto contenido de nitrógeno, el cuál es esencial en el metabolismo de la planta ya que se relaciona directamente con la cantidad de tallos y hojas, las cuáles absorben la luz para la fotosíntesis. Además el nitrógeno está presente en las vitaminas y proteínas, y se relaciona con el contenido proteico de los cereales.

Cabe señalar que la urea ocurre como producto final del metabolismo de nitrógeno en casi todos los mamíferos, incluso en el hombre. La urea es muy soluble en agua e higroscópica, facilitando la formación de terrones cuando es expuesta al medio ambiente.

La urea se adapta a diferentes tipos de cultivos. Es necesario fertilizar, ya que con la cosecha se pierde una gran cantidad de nitrógeno del suelo.

El grano se aplica al suelo, el cuál debe estar bien trabajado y ser rico en bacterias. La aplicación puede hacerse en el momento de la siembra o antes. Luego el grano se hidroliza y se descompone:



Debe tenerse mucho cuidado en la correcta aplicación de la urea al suelo. Si ésta es aplicada en la superficie, o si no se incorpora al suelo, ya sea por correcta aplicación, lluvia o riego, el amoníaco se vaporiza y las pérdidas son muy importantes. La carencia de nitrógeno en la planta se manifiesta en una disminución del área foliar y una caída de la actividad fotosintética.

Fertilización foliar

La fertilización foliar es una antigua práctica, pero en general se aplican cantidades relativamente pequeñas en comparación con la fertilización directamente al suelo, en particular de macronutrientes. Sin embargo varios antecedentes internacionales demuestran que el empleo de urea bajo en biuret permite reducir las dosis de fertilizantes aplicados al suelo, sin pérdida de rendimiento, tamaño y calidad de fruta. Estudios realizados demuestran que las aplicaciones foliares de urea en bajas cantidades resultan tan efectivas como las aplicaciones al suelo. Esto convalida la práctica de aplicar fertilizantes junto con las aplicaciones de otros agroquímicos como complemento de un programa de fertilización eficiente.

Industria química y plástica

Se encuentra presente en adhesivos, plásticos, resinas, tintas, productos farmacéuticos y acabados para productos textiles, de papel y metales.

Como suplemento alimentario para ganado

Se mezcla en el alimento del ganado y aporta nitrógeno, el cuál es vital en la formación de las proteínas.

Producción de resinas

Resina urea-formaldehído. Estas resinas tienen varias aplicaciones en la industria, como por ejemplo la producción de madera aglomerada. También se usa en la producción de cosméticos y pinturas.

CAPÍTULO II

SISTEMAS Y ELEMENTOS DE SELLOS

2.1 DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

EMPAQUETADURAS

Las empaquetaduras son medios para evitar o reducir al mínimo los claros mecánicos ya sea en estado estático o dinámico. En el lenguaje mecánico el concepto de empaquetaduras o empaques se emplea para aplicaciones en bombas y válvulas; el concepto de empacadura o junta se aplica a las bridas paralelas o cilindros concéntricos. En adelante usaremos éstos términos para diferenciar cada caso.

CAJA DE EMPAQUES (STUFFING BOX)

Es un agujero cilíndrico en cuyo interior se alojan varios anillos de empaquetaduras que van alrededor de la camisa o del eje.

ANILLO TOROIDAL (O-RING)

Es un sello de geometría toroidal fabricado de diversos materiales, generalmente elastómeros, que se colocan dentro de una canal o ranura adecuada (Groove). También son utilizados como elementos secundarios en sellos mecánicos.

BOMBA RECIPROCANTE O ALTERNATIVA

Son unidades de desplazamiento positivo que descargan una cantidad definida de líquido a través de la distancia de carrera y consisten en una transformación de un movimiento rotacional (cigüeñal) en movimiento rectilíneo del pistón.

2.2 EMPAQUES Y EMPAQUETADURAS



Figura 2.1 – EMPAQUETADURA

“Hecker 1681 Euraflex(r)” diagonalmente trenzado con un hilo externo incorporado con grafito y lubricante de alta temperatura.

El uso de las empaquetaduras en la industria es muy extenso, ya que mientras el proceso tecnológico ofrece nuevos fluidos por sellar, también proporciona nuevos materiales y métodos con los cuales se puede realizar ese proceso.

Las empaquetaduras son elementos diseñados para instalarse en forma dinámica de modo que cubran el espacio libre entre el eje y la caja de una bomba. Se emplean con el fin de “minimizar” el escape del fluido al ambiente cuando la presión interna es mayor que la atmosférica, así como también para evitar la penetración de aire cuando la presión interior de la bomba es menor la presión atmosférica. (Marín y Paredes, 1993)

Los empaques dinámicos abarcan todas las empaquetaduras que operan sobre superficies en movimiento. Al funcionar para retener el fluido bajo presión, soportan la carga hidráulica. Es entonces claro observar que las empaquetaduras dinámicas trabajan como cojinetes, indicando de este modo la necesidad de lubricación que sirva tanto como película de separación como de refrigerante.

EMPAQUETADURAS PARA BOMBAS

Para que un empaque de bomba funcione correctamente, estos han de tener cierto escape. Partiendo de este concepto se puede afirmar que un empaque de bomba se usa para controlar el escape, no para evitarlo. Un pequeño escape por el árbol provee lubricación adecuada al empaque. La posee un lubricante que actúa como sello inicial durante el arranque de la bomba que a su vez reduce notablemente el rozamiento. (NIZZERO, 1997)

Una vez instalada la bomba es necesario aplicar lubricación exterior al empaque, una es cuando la presión de aspiración de la bomba es mayor que la presión atmosférica, produciendo así que el líquido de trabajo lubrique el empaque. La otra forma sucede al inverso, cuando la presión es menor que la atmosférica, es decir tendencia a succionar el lubricante que lleva consigo la empaquetadura para incorporarlo al fluido trasegado.

En este caso se usa un ANILLO LINTERNA y es usado para aplicar el lubricante a través de una tubería conectada normalmente a la línea de descarga. Para este caso hay que aclarar que esto se puede hacer cuando el fluido bombeado es limpio. En el caso de tener fluidos que presenten partículas de sólidos (Slurry), que no se recomiendan como lubricantes hay que disponer de una fuente exterior de líquido lubricante a mayor presión que el líquido de trabajo para así forzarlo a mantenerse dentro del anillo linterna.

ELEMENTOS CARACTERÍSTICOS DE UN SISTEMA DE EMPAQUETADURAS

- a) Caja o Alojamiento de Empaques (STUFFING BOX)
- b) Prensaempaques o Prensaestopas (PACKING GLAND)
- c) Camisa o Manga (SLEEVE)
- d) Anillo Linterna o Anillo de Lubricación (LANTERN RING / SEAL CAGE)
- e) Buje o anillo de garganta (THROAT BUSHING)
- f) Empaques o Empaquetaduras (COMPRESSION PACKINGS, PACKED GLANDS)

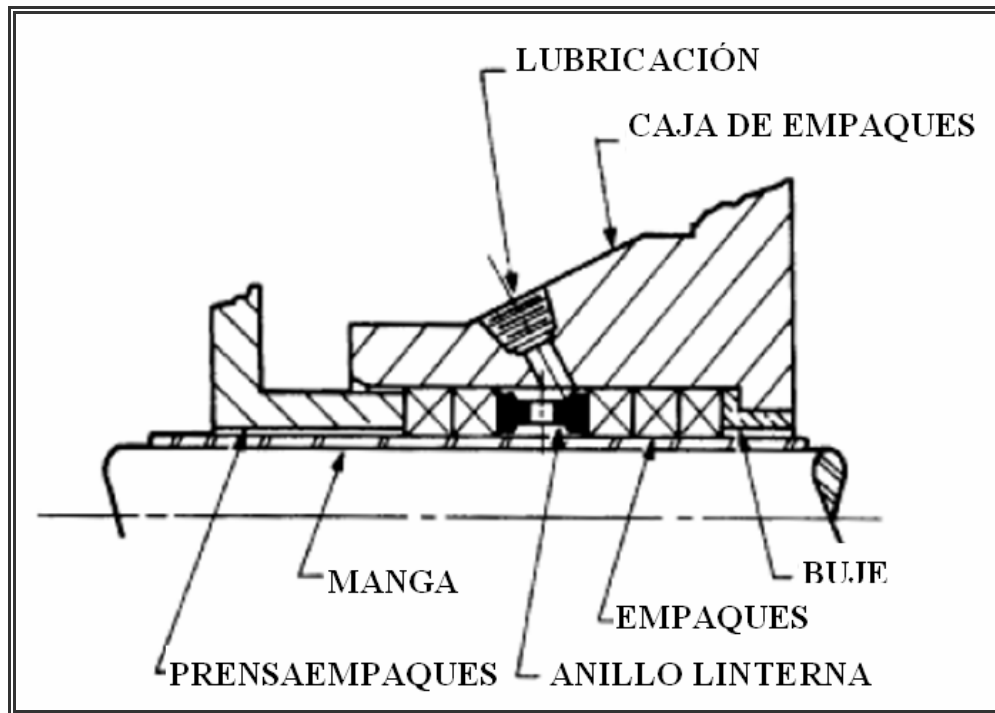


Figura 2.2 – Configuración típica de empaques

a) Caja o alojamientos de empaques (STUFFING BOX, STUFFING BOX HOUSING)

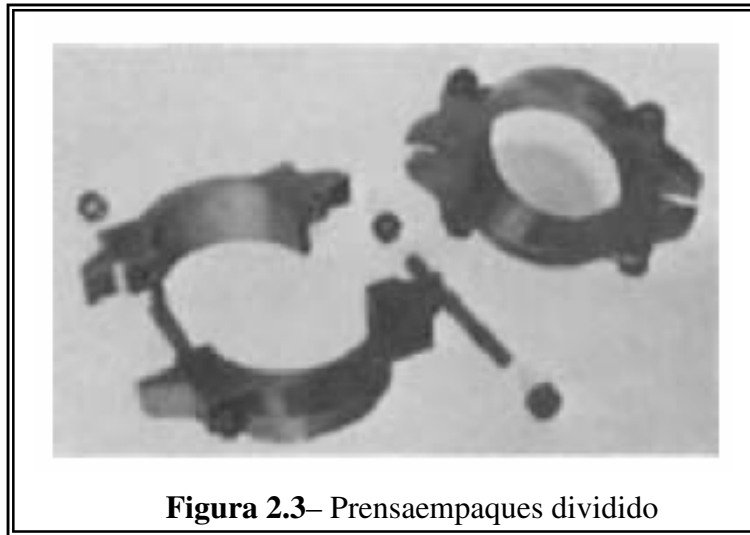
Las cajas de empaques tienen la función primordial de proteger la bomba contra fugas en los puntos donde el eje sale a través de la carcasa. Si la bomba maneja una succión de elevación y la presión en el interior del extremo de la caja de empaques se encuentra debajo de la atmosférica, la función de la caja de empaques es la de prevenir la entrada de aire hacia el interior de la bomba. Si esta presión está por encima de la atmosférica, la función es la de prevenir la fuga de líquido hacia el exterior de la bomba. (Netzel, 2001)

Para bombas de servicio general, una caja de empaques tiene generalmente la forma de agujero cilíndrico que aloja un número de anillos de empaque alrededor del eje o de la camisa del eje. Si se desea sellar la caja, se usa un anillo de cierre hidráulico o jaula para el sello, que separa los anillos del empaque en secciones aproximadamente iguales. El empaque se comprime para proporcionar el ajuste sobre el eje o la camisa mediante el apriete o ajuste que aporta el prensaempaques.

b) Prensaempaques o Prensaestopas (PACKING GLAND, STUFFING BOX CUP)

Es un elemento que proporciona el ajuste necesario a la empaquetadura en dirección axial. Pueden tener varias formas, pero básicamente pueden clasificarse en dos grupos:

- Prensaempaque sólido
- Prensaempaque dividido



Los prensaempaques divididos están hechos en dos mitades de modo que se puedan sacar del eje sin desmontar la bomba, proporcionando así más espacio libre cuando ésta se reempaca. Son recomendadas para bombas que tienen que ser reempacadas con frecuencia, especialmente si el espacio entre la caja y el rodamiento es reducido. Las dos mitades son unidas generalmente con pernos aunque se pueden fijar mediante otros métodos. (Netzel, 2001)

La fuga de la caja de empaques a la atmósfera puede ser en algunos servicios, un serio inconveniente o peligro para el personal de operación. Un ejemplo puede ser cuando se bombean líquidos volátiles a temperaturas de vaporización o por encima de su punto de inflamación. Como este escape no siempre se puede enfriar

suficientemente mediante una caja enfriada con agua, se utilizan prensaestopas ahogados. Se prevé la introducción de un líquido en el prensaempaques mismo – ya sea agua o cualquier otro fluido hidrocarburo a baja temperatura- que se mezcla íntimamente con la fuga, disminuyendo su temperatura, y si el líquido es volátil, absorbiéndolo.

Los prensaempaques son generalmente hechos de bronce, aunque se pueden utilizar de fundición de hierro o acero para todas las bombas equipadas de hierro. Los prensaempaques de hierro o acero generalmente se cubren con un material que no produzca chispas, como el bronce, en servicios o procesos riesgosos para evitar la ignición de vapores inflamables, con las chispas del prensaempaques contra un eje o una camisa de material ferroso.

c) Camisa o Manga (SLEEVE)

Los ejes para las bombas normalmente se protegen contra la erosión, la corrosión y el desgaste en los empaques, en las juntas de escurrimiento, en los cojinetes internos y mediante canales en camisas renovables. La función más común de la camisa para ejes es la de protegerlo contra el desgaste en sellos mecánicos y en la caja de empaques. A otras camisas que sirven para otras funciones se les dan nombres específicos para indicar su propósito. Por ejemplo, una camisa usada entre dos impulsores de una bomba multietapas en conjunto con el buje ínter etapa para formar una junta de escurrimiento, recibe el nombre de camisa o manga ínter etapa o de distancia.

En bombas centrífugas de tamaño mediano con dos cojinetes externos en lados opuestos de la carcasa (variedades comunes de succión doble y multietapas), la construcción más favorable de camisa para el eje utiliza una tuerca exterior para mantener la camisa en posición axial contra el impulsor. Mediante una cuña usualmente en conjunto con el impulsor se previene la rotación de la manga. El empuje axial del impulsor es transmitido a través de la camisa hacia la tuerca externa del eje.

Materiales para las Camisas de las Cajas de Empaques

Las camisas para los ejes están rodeadas dentro de la caja por los empaques. La camisa debe ser lisa para que pueda girar sin generar demasiada fricción ni calor. Por lo tanto los materiales para las camisas deben ser susceptibles de aceptar un acabado muy fino, preferiblemente pulido. La fundición de hierro, por tanto, no es adecuada.

Para bombas que manejan agua limpia se usa generalmente bronce duro, pero a veces se prefiere el acero al cromo u otros aceros inoxidable. Para servicios sujetos a la acción de abrasivos, el acero al cromo endurecido u otros aceros inoxidable dan buenos resultados. Para condiciones severas o poco comunes, se usan camisas con recubrimientos. Óxido de cromo y óxido de aluminio son recubrimientos cerámicos muy usados y se aplican comúnmente por medio de termorociado. Las camisas hechas completamente de acero al cromo endurecido son generalmente las más económicas y satisfactorias. Los recubrimientos cerámicos han sido sustituidos en algunas aplicaciones por carburo de tungsteno aplicado mediante procesos de impacto a alta velocidad (High Velocity Oxyfuel – HVOF). (Karassik, 2001)

d) Anillo linterna o Anillo de Lubricación (LANTERN RING / SEAL CAGE)

Cuando una opera con una carga de succión negativa, el extremo inferior de la caja de empaques está al vacío y el aire tiende a entrar hacia la bomba. Para este tipo de servicio, el empaque normalmente está separado en dos secciones con un anillo de cierre hidráulico o jaula de sellado.

Agua o algún otro fluido de sellado se introduce a presión en el espacio originando un flujo de líquido de sellado en ambas direcciones axiales. Esta construcción es útil para bombas que manejan líquidos peligrosos, inflamables o químicamente activos, puesto que evita la salida del líquido que está siendo bombeado. Las jaulas de sellado son normalmente seccionadas para facilidad de ensamble.

Algunas instalaciones involucran condiciones de succión variables, operando la bomba parte del tiempo con carga en la succión y parte del tiempo con carga de elevación. Cuando la presión de operación dentro de la bomba excede la presión atmosférica, la jaula de sellado líquido se vuelve inoperante (excepto para lubricación). Sin embargo se mantiene en servicio, de manera que cuando la bomba se ceba durante el arranque se puede extraer el aire.



e) Buje o anillo de garganta / anillo básico (THROAT BUSHING, BASIC RING)

El fondo o el extremo interior de la caja de empaques, puede estar formado por la caja en sí, un buje de garganta o un anillo de fondo.

Por razones de manufactura, los bujes de garganta se usan ampliamente en bombas pequeñas con carcasas seccionadas axialmente. Los bujes de garganta son siempre sólidos y no seccionados. Los bujes se inmovilizan contra la rotación mediante una junta de ranura y lengüeta trabada en la mitad inferior de la carcasa.

f) Empaques o Empaquetaduras (COMPRESSION PACKINGS, PACKED GLANDS)

Básicamente el empaque de la caja de alojamiento es un dispositivo de abatimiento de la presión. El empaque debe ser algo plástico, de manera que pueda

ajustarse para la adecuada operación. También debe absorber energía sin fallar o deteriorar al eje. En un abatimiento de esta naturaleza se libera energía de fricción. Esta genera calor el cual debe disiparse en el fluido que se escapa después de la junta o por medio de una chaqueta de enfriamiento o por ambos medios. (Karassik, 2001)

2.2.1 DESCRIPCIÓN Y TIPOS DE EMPAQUETADURAS

Hay un gran número de materiales para los empaques, cada uno adaptado a una clase particular de servicio. Algunos de los tipos principales son los siguientes:

1. Empaque de asbesto: es comparativamente suave y adecuado para aplicaciones de agua fría y caliente en el rango bajo de temperatura. Es el material de empaque más común para servicio general bajo presiones normales. Para presiones arriba de 200 PSI este empaque solo se utiliza a velocidades de fricción muy moderadas. El empaque de asbesto está prelubricado ya sea con grafito o con algún aceite inerte.
2. Empaque metálico: está compuesto de tiras o laminillas metálicas impregnadas en grafito o con aceite lubricante y con un núcleo ya sea de asbesto o de plástico la impregnación hace que este empaque sea autolubricante durante el periodo de arranque. Las laminillas se hacen de varios metales como Babbit, aluminio y cobre. La laminilla de Babbit se usa para servicio de agua y aceite y para temperaturas bajas y medias (hasta 450 °F) y para presiones de medias a altas. El cobre se usa para temperaturas medias a altas con agua y aceite de bajo contenido de azufre. El aluminio se usa principalmente para servicio de aceite y para temperaturas y presiones de medias a altas.

Muchos otros tipos de empaques se fabrican regularmente para cumplir con las especificaciones especiales de los clientes, por ejemplo *cañamo (hemp)*, *cordón*, *trenza chevron* y muchos otros.

El empaque se proporciona en rollos continuos de sección cuadrada o en anillos moldeados y preformados. Cuando se usa empaque de rollo, se corta en longitudes que formen los anillos individuales. Los extremos se cortan en forma diagonal o biselada con un pequeño claro para la expansión y evitar que se tuerzan. Los anillos tienen la tendencia a expandirse por la acción del líquido y elevar su temperatura. La junta biselada permite deslizarse y absorber lateralmente la expansión.

Es preferible, hasta donde sea posible, usar anillos de empaque moldeados, los cuales se consiguen por juegos y a la medida exacta. Un anillo moldeado asegura un ajuste exacto al eje o la camisa del eje y al agujero de la caja del estopero y también establece una densidad del empaque igual en toda la caja. Frecuentemente se puede obtener una vida más eficiente del empaque, con una combinación de dos o más clases diferentes de empaque, por ejemplo, alternando anillos duros y suaves. Tales juegos se encuentran normalmente disponibles en combinaciones estándar fabricadas en molde. (Netzel, 2001)

Para mejores resultados, el eje o las camisas del eje deben encontrarse en perfecto alineamiento, concéntricas con el eje de rotación, altamente pulidas y deben operar sin vibración. El material del cual se hacen es también extremadamente importante, ya que afecta directamente la vida y mantenimiento del empaque.

FIBRAS O HILOS EN LOS EMPAQUES (YARNS)

Las propiedades más relevantes de los sistemas de empaquetaduras son la buena conductividad térmica, alta resistencia a la irritación y suficiente resistencia química. Los empaques formados únicamente por hilos o fibras de algodón, aramida o poliamida no pueden cumplir por sí solos con estas consideraciones. En todos los

casos es necesario impregnar con algún lubricante. Esta impregnación puede ser encontrada en el empaque o en el exterior de las fibras.

Mediante pruebas y ensayos se ha demostrado que esas impregnaciones son rápidamente arrastradas por el fluido y de esa manera el empaque no dispone del lubricante. Las razones para que esto ocurra son recalentamiento y abrasión. Las fugas o mínimos escapes de fluido son remediadas mediante el ajuste de la tuerca prensaempaques lo que da lugar al daño del eje y de las mangas de protección.

En aplicaciones para medios abrasivos, es poco probable lograr una efectiva lubricación y disipación del calor entre el empaque y el eje. En estos casos, la impregnación del empaque tiene un significado absolutamente especial. La mala conductividad térmica de una fibra seca también puede dar lugar a la quemadura de los empaques junto con el daño a la manga de protección del eje como ya se he descrito. (HECKER WERKE, 2006)

Estos modos típicos de falla son evitados por medio de empaques hechos con “hilos llenos” (full yarns). Estos tipos de hilos tienen incorporados de forma homogénea componentes de buena conductividad térmica y con capacidad de engrasar. Las impurezas presentes en el medio se reducen al mínimo.

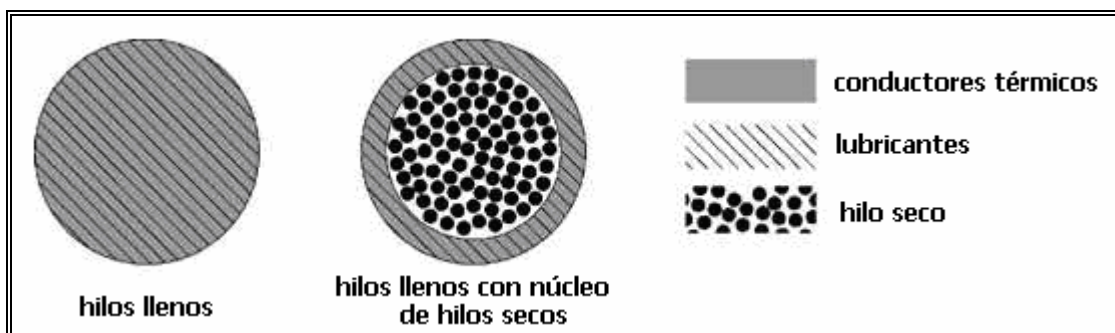


Fig. 2.5 – Fibras en empaques

En algunas aplicaciones por ejemplo se utiliza grafito para obtener alta conductividad térmica y al mismo tiempo se logra reducir al mínimo el escape.

Tabla 2.1 – Lubricantes y selladores comunes para empaquetaduras

LUBRICANTES		LUBRICANTES SECOS	SELLADORES
<i>Mineral:</i> - Aceite - Parafina - Vaselina - Ceras - Grasas <i>Vegetal:</i> - Aceite de Palma - Aceite de Linaza	<i>Animal:</i> - Manteca - Sebo - Cera de Abeja <i>Sintético:</i> - Aceites - Ceras - Siliconas	- Grafito - Talco - Teflón - Carbón - Mica	- Grasas - Ceras - Elastómeros - TFE - Otras Resinas

TRENZADO DE LOS HILOS

Las empaquetaduras son realizadas mediante hilos trenzados de diversos tipos de fibras.

Tabla 2.2 – Materiales comunes de fibras para empaquetaduras

FIBRAS				METALES
<i>Mineral:</i> - Metal - Grafito - Carbón	<i>Animal:</i> - Lana - Cabello - Cuero	<i>Vegetal:</i> - Lino - Algodón - Papel - Ramie - Jute - Cañamo	<i>Sintéticas:</i> - Nylon - Rayon - PTFE - Aramida - Poliamida	- Plomo - Cobre - Aluminio - Hierro - Acero Inox. - Níquel - Monel - Zinc

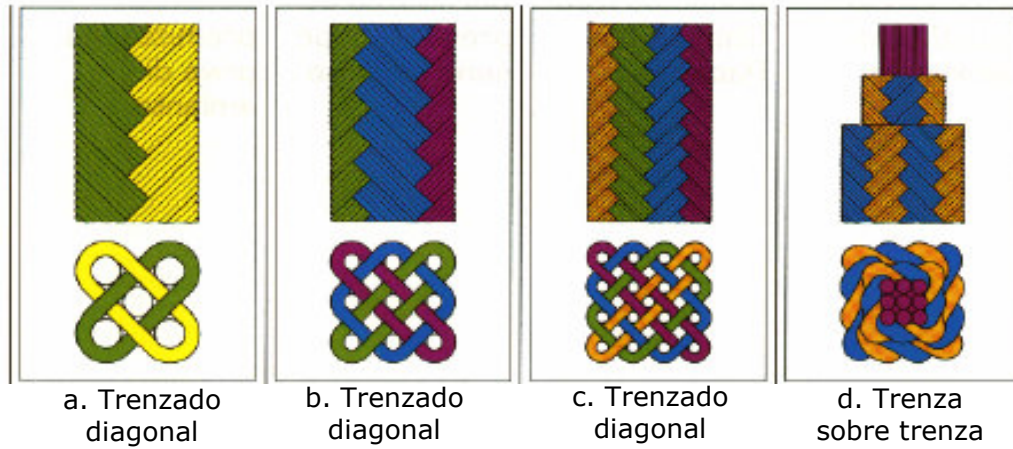


Figura 2.6 – Empaquetaduras Trenzadas

Una característica usada por algunos fabricantes es que mediante un trenzado diagonal, se logra que la empaquetadura sea muy elástica.



Figura 2.7 – Tipos de elaboración de Empaquetaduras

2.2.2 CONSIDERACIONES SOBRE EMPAQUES EN EJES ROTATIVOS

Durante los últimos años las empaquetaduras y sus respectivas cajas de empaques usados como sellos en ejes rotativos, han venido siendo sustituidas por sellos mecánicos.

Sin embargo, en aplicaciones con baja velocidad circunferencial o en medios abrasivos las empaquetaduras representan una mejor alternativa tanto técnica como económicamente frente los costosos sellos mecánicos.

Constantes ajustes y reempaques de bombas incrementan las labores de mantenimiento. Además, la frecuencia de tiempo inactivo de bombas que usan empaques es mayor debido a problemas de corrosión, fallas en los rodamientos y reemplazo de ejes y camisas.

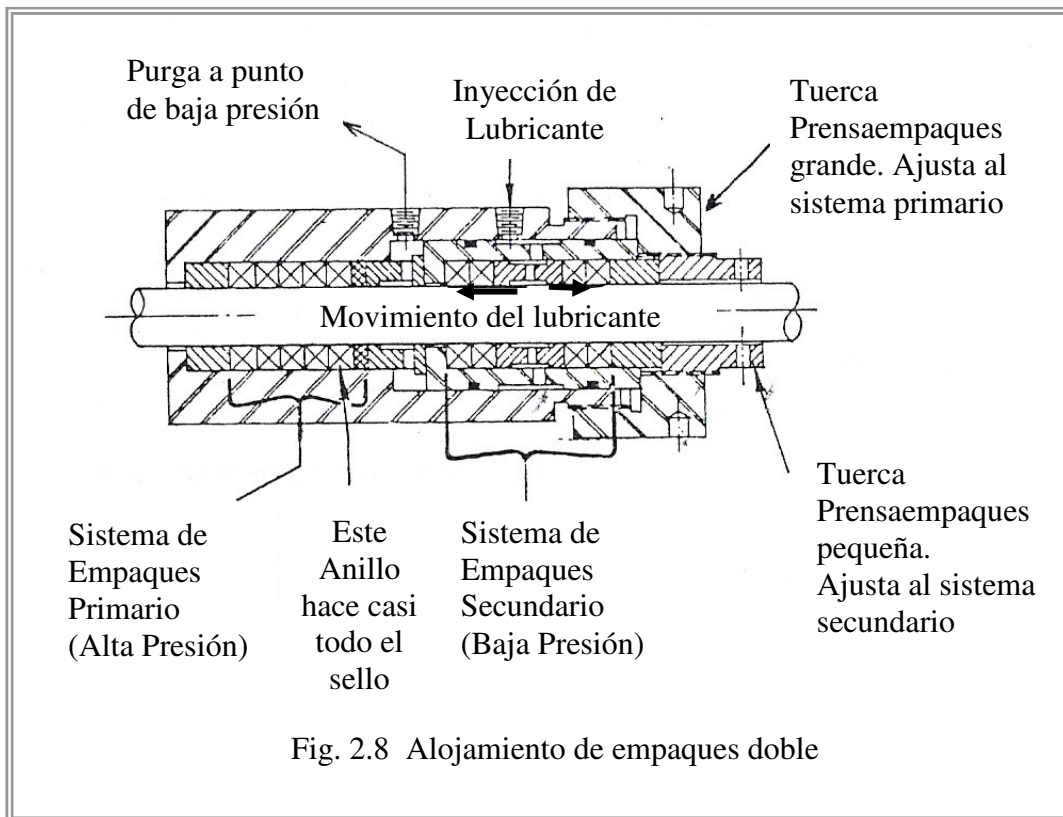
Bombas con empaques colocados incorrectamente pueden consumir considerablemente más energía que bombas que utilizan sellos mecánicos. De hecho, una bomba con empaques puede usar de 2 al 12% de la energía total consumida comparado con la casi despreciable suma de energía usada con sellos mecánicos. (EG&G Sealol, 1991)

Adicionalmente a los costos asociados con los constantes reajustes de los empaques, almacenaje, pérdidas de productos y el consumo adicional de energía, la Agencia de Protección Ambiental (EPA – Environmental Protection Agency) ha establecido regulaciones con respecto a valores de escape o fugas en partes por millón para fluidos comúnmente bombeados.

Los empaques no llegan a cumplir con los valores de estas regulaciones y en consecuencia los sellos mecánicos representan una mejor alternativa para ejes rotativos (Bombas Centrífugas).

2.3 Alojamiento de Empaques de Doble (TWO-GLAND STUFFING BOX)

Si se cuenta con un segundo arreglo de empaques adicional, y este además es ajustable, tendremos una configuración en la cual se incluyen dos prensaempaques, uno dentro del otro. La tuerca prensaempaques más grande, ajusta al conjunto primario o de alta presión. La tuerca prensaempaques pequeña, ajusta el conjunto secundario o empaques de baja presión.



Al examinar este diseño, nos daremos cuenta que tenemos dos, separados y prácticamente independientes, conjuntos de empaques dispuestos en tándem. La carga hidráulica sobre el primer arreglo de empaques, es transmitido al segundo (a través del alojamiento de empaques de baja presión) y hacia la tuerca prensaempaques

grande. La carga hidráulica sobre el segundo arreglo (presión de succión solamente) es transmitida hacia la tuerca pequeña (la cual transmite también a la tuerca grande).

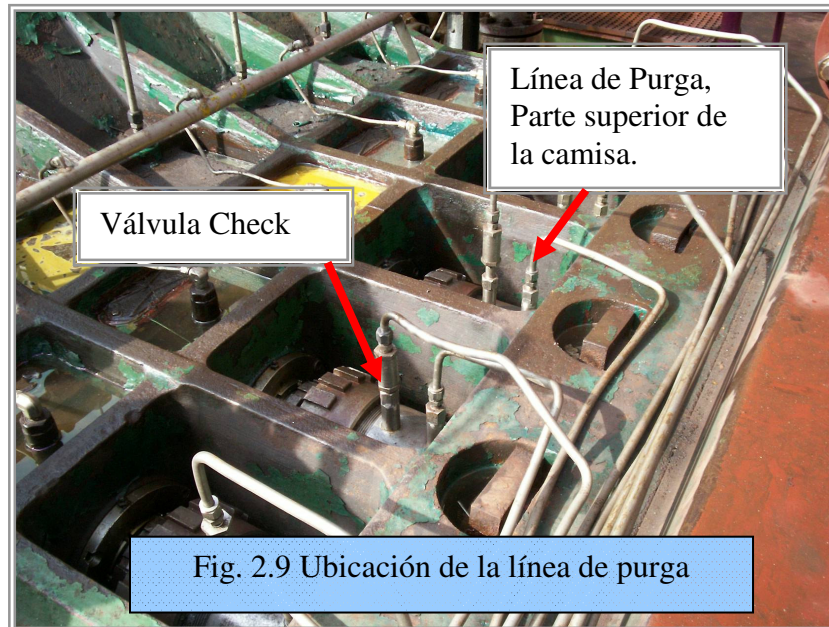
El tipo de empaquetaduras normalmente usada en este tipo de arreglos es Teflón tejido e impregnados con una suspensión de Teflón. Los anillos son completamente densos y duros.

El anillo más externo (más cercano a la tuerca) del conjunto de empaques primario, es el “empaque clave” en este tipo de arreglos, realizando la mayor parte del sello. Si se requiere el ajuste únicamente de los empaques del conjunto de alta presión, solo se necesitará ajustar la tuerca grande. A medida que se aprieta el prensaempaques de alta presión, el conjunto completo secundario (alojamiento de empaques de baja presión, empaquetaduras, anillos y la tuerca pequeña) se desliza hacia adelante, sin alterar el ajuste del sistema secundario. Si se requiere el ajuste únicamente de los empaques del sistema de baja presión, solo se requerirá el apriete de la tuerca pequeña.

El espacio anular, entre el conjunto primario y el secundario, colecta fugas provenientes del sistema de empaques de alta presión y sirve como reservorio para el lubricante que migra hacia adelante desde el sistema de empaques secundario de baja presión. Este espacio es “venteadado” a una presión pequeña, preferiblemente la presión de succión. La línea de purga está normalmente bombeada a la línea de succión. Si el fluido de trabajo de la bomba tiene una gravedad específica menor que la del lubricante, como el caso del amoníaco, la línea de purga deberá estar en la parte superior del alojamiento de empaques (o de la camisa). Si en cambio, el fluido bombeado tiene una gravedad específica mayor que la del lubricante, como el carbamato, la línea de purga deberá estar por debajo del alojamiento de empaques. De esta manera, el lubricante permanece en la región anular permitiendo una adecuada lubricación al anillo más externo, el cual realiza mayor trabajo de sello.

Los empaques del conjunto secundario, solo sellan la baja presión del espacio anular (normalmente a la presión de succión), lo cual es relativamente una tarea fácil debido a que rara vez esta presión excede los 300 psig (21 Kgf/cm²). El conjunto de empaques de baja presión también admite lubricante, el cual es distribuido a lo largo de todo el conjunto secundario, y fluye hacia el espacio anular para la lubricación del conjunto de empaques de alta.

Esto es muy importante, cuando se bombean fluidos volátiles, ya que la presión en el espacio anular no se debe reducir por debajo de la presión de vapor (la cual es solo un poco menor que la presión de succión). Si la presión cae por debajo de la presión de vapor, el producto que fuga a través del empaque “destellará” (efecto “flash”: pasando muy veloz) y enfriará las empaquetaduras. Si estas últimas se enfrían, se encogerán permitiendo mayor fuga, lo cual causaría mayor enfriamiento del empaque. Además el lubricante puede helarse (efecto “curdles”), por lo que no sería efectiva ni la lubricación ni el sellado, y el problema presentado sería como en el caso de los *sistemas de sellos no lubricados*. Si en el espacio anular se mantiene una presión igual o mayor que la de succión, no habrá lugar al enfriamiento del producto que fuga a través del sistema de empaques primario. Lo importante del caso es, que esta área del sistema de sellos, y la línea de purga, deberán estar a una temperatura de 30° a 40° F por encima de la temperatura de bombeo. El monitoreo de esas temperaturas, es uno de los métodos usados para determinar si es necesario el reajuste del prensaempaques primario (tuerca grande).



Cada línea de purga deberá estar provista de una válvula check para prevenir pérdidas de producto desde la línea de succión a la atmósfera en caso de falla del sistema de empaques secundario (aunque no se ha conocido que la ocurrencia de de dicho incidente).

El diseño de sistema de sellos con alojamiento de empaques doble (two-gland stuffing box) ha sido aplicado por décadas en servicios que manejan líquidos volátiles tales como hidrocarburos, amoníaco y carbamato de amonio, a presiones incluso mayores a 6000 psig (421 Kgf/cm²). Este es un excelente diseño, y funciona excelentemente cuando es ajustado adecuadamente. Por ejemplo, en una planta de fertilizantes con un par de bombas triplex (tres pistones) con una carrera de de 5 pulgadas, equipadas con este tipo de sellos, operando a 300rpm, bombeando amoníaco a 4000psig, estuvo operando sin la detección de fuga a la atmósfera durante 2 años de operación continua. Solo se requirieron unos cuantos ajustes menores a los prensaempaques durante ese período. (Gulf Publishing Company, 1984)

CAPÍTULO III

ANÁLISIS SOBRE EL DESEMPEÑO DE SISTEMAS DE EMPAQUETADURAS

3.1 FUNCIONAMIENTO Y DESEMPEÑO

Los empaques de compresión y sellos mecánicos (con caras) son los dos mayores métodos de sellados utilizados.

Los sistemas de empaques son los más antiguos entre ambos, y consisten en un material resistente formado alrededor del eje para crear un sello axial largo. Además tienen aplicación en: bombas centrífugas, bombas reciprocantes y válvulas.

El principio fundamental de las empaquetaduras envuelve el desarrollo de una fuerza de sello radial, a través de una compresión externa, la cual debe ser tan grande como la presión del fluido a sellar. Una tuerca ajustable (prensaempaques) comprime los empaques entre la pared de la caja de empaques y el eje en movimiento. La separación o el claro entre el eje y los empaques se reduce debido a la deformación por el apriete ejercido sobre los mismos por el prensaempaques.

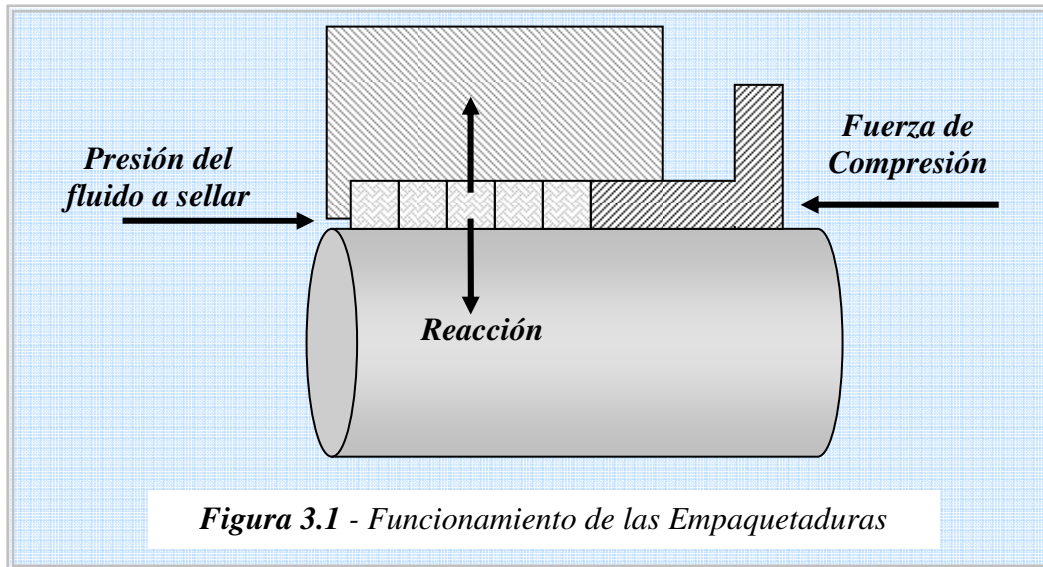


Figura 3.1 - Funcionamiento de las Empaquetaduras

La fricción entre el eje y los empaques genera calor, causando desgaste y originando el rápido deterioro del eje o la camisa. Si se permite un mínimo paso de fluido desde la cámara de los sellos, se pueden lubricar el eje y los empaques, prolongando la vida útil del eje o la camisa.

Según diferentes ensayos, se ha demostrado que tanto en bombas centrífugas como en las de émbolo, el 70% del desgaste ocurre en los dos primeros anillos que también detienen el paso del fluido (NIZZERO, 1997). De esta forma deben existir varios anillos que garanticen sellado cuando fallan uno o más anillos logrando así no detener la máquina.

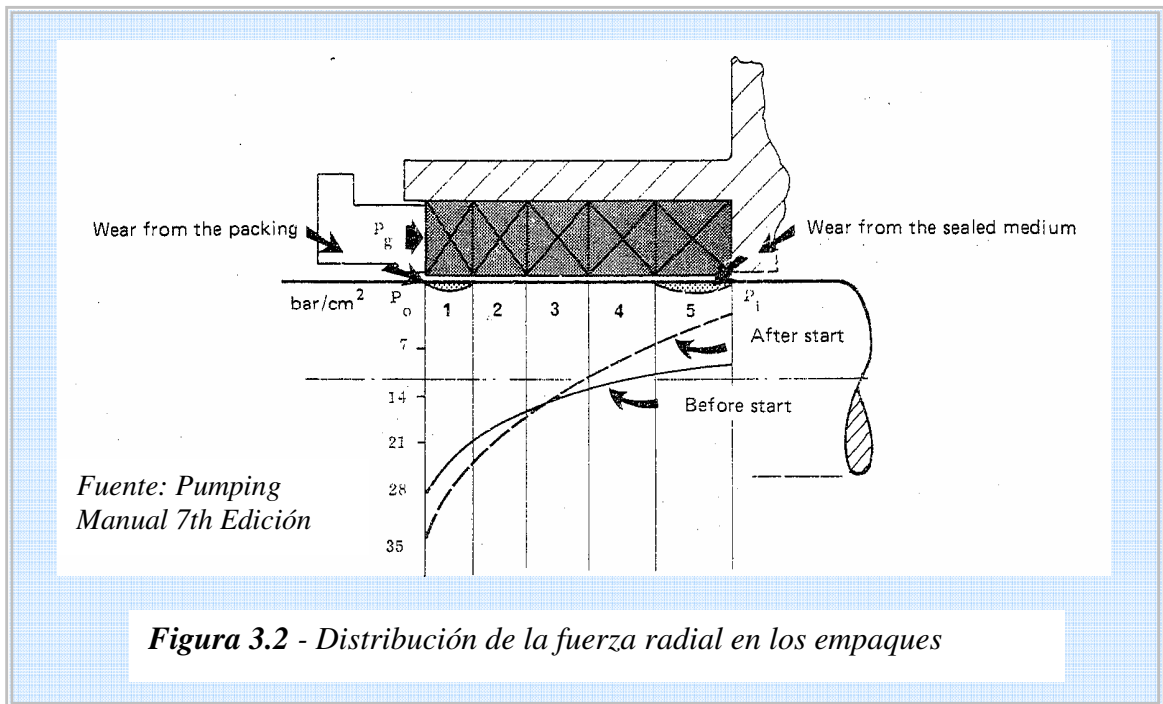


Figura 3.2 - Distribución de la fuerza radial en los empaques

La figura 3.2, muestra la distribución de presión radial de los empaques sobre el eje y se observa que el anillo o empaque que está más cercano a la tuerca prensaestopas, es el que más ejerce sello.

Muy poca fuerza de la empaquetadura se transmite a los anillos internos. Por tanto, el anillo inferior de la empaquetadura se debe asentar con firmeza durante la

instalación, con una varilla de punta plana o una pila de bujes de prensaestopas. Una vez armado el prensaestopas e instalado el émbolo, pero antes de llenar el extremo para líquido, es aconsejable apretar ligeramente la empaquetadura con la llave especial. Si se deja que las empaquetaduras asienten con la carga aplicada, la mayor parte de ellas fluirán y se adaptarán al prensaestopas y al émbolo. Se encontrará que después de unos 10 minutos se puede volver a apretar la empaquetadura. Esto se debe repetir dos o tres veces o hasta que ya no se pueda apretar más el anillo. Después, hay que aflojar por completo la empaquetadura y dejar que se ensanche durante 10 ó 15 minutos y volver a apretarla con los dedos, sin utilizar una llave. Ya se pueden abrir las válvulas de corte y dejar entrar el líquido a la bomba.

La distribución de presiones típicas a través de un sistema de empaquetaduras es como se muestra a continuación en la figura 3.3.

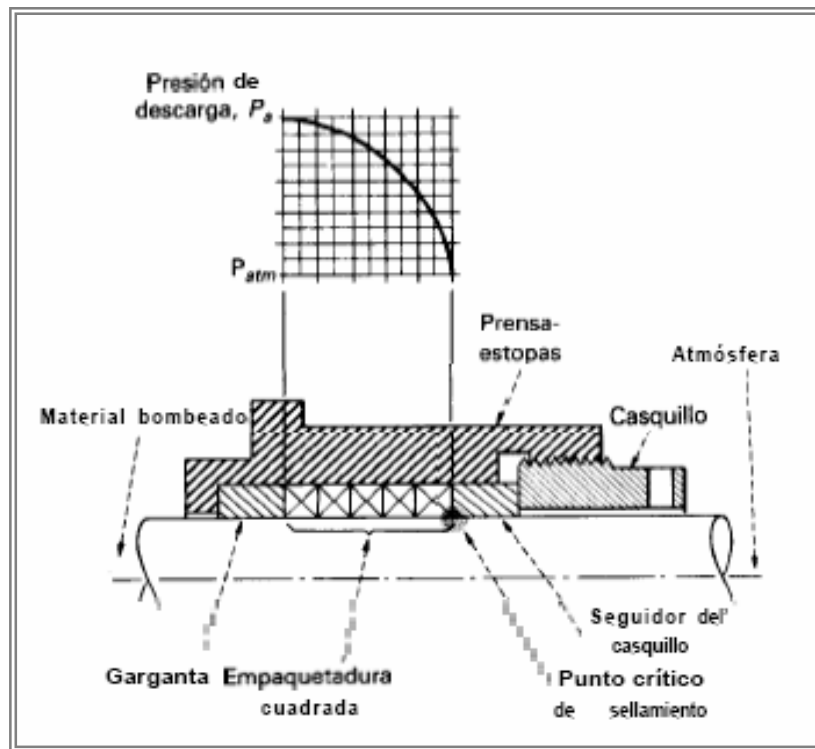


Figura 3.3 – Gradiente de Presión a través de las empaquetaduras

El último anillo de la empaquetadura contiguo prensaempaques es el que tendrá la máxima carga axial, lo cual producirá mayor deformación, sellamiento más hermético y, por ello, la máxima caída de presión. Por tanto, la abertura entre el émbolo y el buje debe ser lo bastante pequeña para evitar la extrusión de la empaquetadura. Este anillo, es el que mejor se adapta a las irregularidades en la cavidad del prensaestopas. Por tanto, cuando se aprieta la empaquetadura, la mayor parte de la fuerza se absorbe en el último anillo con lo cual sella con más fuerza contra el prensaestopas y el vástago. La mayor parte de las fallas de empaquetaduras se originan en este punto crítico del sellamiento.

La corta duración de la empaquetadura se debe al funcionamiento sin lubricación de prensaestopas equipados con anillos de cierre hidráulico, en especial en bombas con carrera corta de 5 cm. El anillo de cierre en el centro de la empaquetadura, a veces, hace que la altura de ella sea mayor que la longitud de la carrera.

Debido a que el último anillo de la empaquetadura es el más crítico, efectúa la mayor parte del sellamiento y genera mucha fricción, requiere más lubricación que los otros. En las empaquetaduras no lubricadas, este anillo necesita la superficie del émbolo para arrastrar parte del líquido bombeado de retorno para tener enfriamiento y lubricación. Para maximizar la duración de la empaquetadura, la altura total de la pila de anillos no debe ser mayor que la longitud de la carrera de la bomba. (Kenneth, 1998). Lubricar desde el lado atmosférico es más eficaz que la inyección de aceite a un anillo de cierre colocado en el centro de la empaquetadura. Se debe tener cuidado de que el lubricante llegue a la superficie del émbolo y lo bastante cerca del último anillo, de modo que la carrera del émbolo arrastre al lubricante debajo del anillo. Si el lubricante gotea hacia el émbolo en el frente de la empaquetadura, quizá la carrera del émbolo no sea suficiente para llevar el lubricante debajo del último anillo.

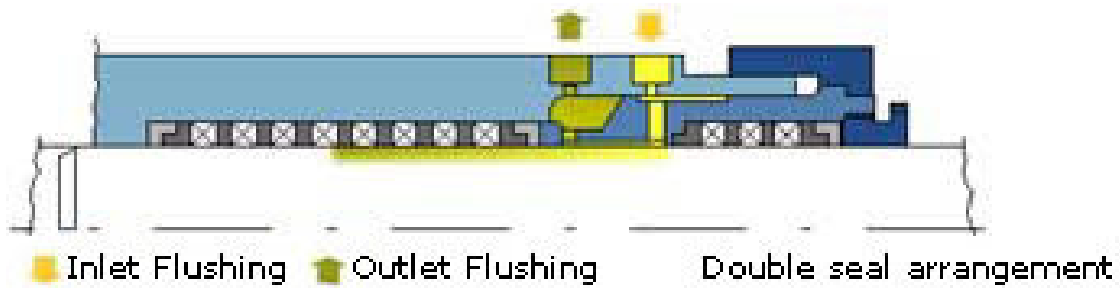


Figura 3.4 – *Sistemas de Inyección de Lubricante (Fuente PERONI PUMPS)*

Si se remoja la empaquetadura en aceite antes de instalarla, se obtendrá mejor asentamiento inicial y mayor duración. Durante las primeras horas de funcionamiento de la bomba después de cambiar la empaquetadura, hay que vigilar la temperatura del prensaestopas. Es normal que algunos funcionen más calientes que otros, hasta 50°F más que la temperatura de bombeo. Sólo si se excede la temperatura máxima especificada para la empaquetadura, habrá que tomar medidas para reducir la temperatura de la caja.

El mejor lubricante en la mayor parte de las instalaciones que tienen lubricadores para el prensaestopas es el aceite para cilindros de vapor, que está compuesto con sebo lo cual le da adherencia en la superficie del émbolo y es ideal para proveer una cuña de lubricante entre el émbolo y la empaquetadura. El concepto de que las altas presiones de descarga requieren más anillos de empaquetadura y que cuando mayor sea el número de ellos más durarán, quizá haya sido válido en máquinas de carrera larga y baja velocidad, pero no es aplicable en algunas bombas de potencia. Salvo que tengan abundante lubricación, un mayor número de anillos produce calor adicional por fricción y arrastra el lubricante de la superficie del émbolo, con lo cual algunos anillos no tienen lubricante. En muchas bombas para inyección de agua salada que trabajaban a presiones mayores de 4000 psig, la duración de la empaquetadura era de sólo dos semanas cuando se instalaban 12 anillos en cada prensaestopas. Con tres anillos en cada prensaestopas, la duración aproximada fue de seis meses.

3.2 CONSIDERACIONES DEL TIPO DE AJUSTE DEL PRENSAEMPAQUES

3.2.1 Antecedentes y justificación

No existe un método general desarrollado para calcular el óptimo apriete de un sistema de empaques, ya que comúnmente se procede de manera empírica.

Para la mayoría de los fluidos, por ejemplo agua, el ajuste del prensaempaques se realiza mediante un “Método de Ajuste por Goteo”, en el cual se aprieta gradualmente mientras se mide la cantidad de fluido que fuga (generalmente en gotas por minuto) hasta que se ubique en un rango permitido. Existen muchos criterios establecidos, pero generalmente para la mayoría de los servicios se tiene permitido entre 10 a 60 gotas por minuto.

Si el fluido a sellar tiene una **presión de vapor por debajo de la presión atmosférica**, o si es **tóxico, no se pueden permitir fugas a la atmósfera**, por lo que el “método de ajuste por goteo” no aplica (también es obvio que debido a la vaporización no se puede realizar una medición directa del caudal de fuga). Si se permite la fuga de un producto con una presión de vapor por debajo de la atmosférica, este vaporizará y se enfriará, causando el enfriamiento (incluso congelamiento) de los empaques (Pumping Manual, 1984). Si los empaques se enfrían, se endurecen y encogen permitiendo más fuga (debido a la reducción de la sección del empaque) lo que causará mayor paso de fluido que vaporizará y en consecuencia se enfriarán aún más los empaques.

Si las empaquetaduras se endurecen, son más difíciles de ajustar, por lo que, aplicando un torque excesivo, el prensaempaques se ajusta suficientemente para lograr el apriete de los empaques y minimizar la fuga, las empaquetaduras comenzaran a calentarse y expandirse prácticamente sin espacio suficiente. La carga radial sobre el pistón aumentará generándose mayor fricción, por lo que ambos elementos se calentarán. Las empaquetaduras intentarán expandirse aún más pero como el prensaempaques está tan ajustado es casi imposible de aflojarse. Si la bomba

no se apaga inmediatamente, la empaquetadura comenzará a desintegrarse y el pistón se marcará. Debido a inconvenientes como este, para fluidos tóxicos o con presiones de vapor por debajo de la atmosférica, se recomienda un sistema de lubricación al sistema de empaquetaduras.

Para el caso estudiado, el fluido de trabajo es **amoníaco**, el cual además de ser tóxico, presenta una presión de vapor aproximadamente igual a la atmosférica (101,3 KPa) a una temperatura de alrededor de -33°C (Lester, H y Gallagher, J.; 1978). Esto implica que claramente el amoníaco vaporiza si la fuga se diera en un ambiente normal a presión atmosférica y temperatura de 25°C .

3.2.2 Parámetros a considerar. Los parámetros que principalmente se deben considerar para estimar la generación de la óptima fuerza radial (producida debido a la deformación en dirección radial) son:

3.2.2.1 Coeficiente de transmisión radial: Uno de los parámetros de diseño más importantes para empaquetaduras es el “*coeficiente lateral de esfuerzos*” o “*coeficiente de transmisión radial*”, el cual es la relación entre la carga radial generada por la empaquetadura al aplicar una carga en dirección axial sobre la misma. (Vologodskii, N; 1970).

$$K = \frac{q_y}{q_x} \quad (3.1)$$

El coeficiente de transmisión radial de las empaquetaduras depende de los materiales utilizados, el tipo de sección transversal (generalmente cuadradas) y del método de trenzado mediante el cual se elabore la misma.

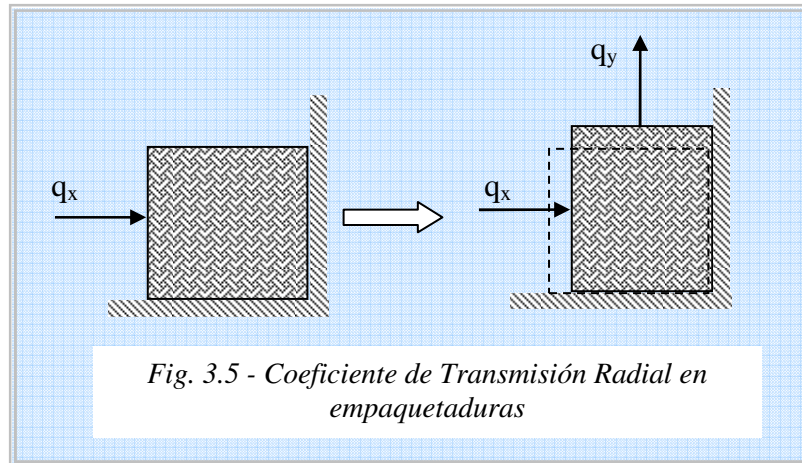


Fig. 3.5 - Coeficiente de Transmisión Radial en empaquetaduras

Relación entre *coeficiente lateral de esfuerzos* y el *coeficiente de poisson*:

La relación entre la deformación en dirección radial y la deformación en dirección axial es lo que define el coeficiente de *poisson*, esto es:

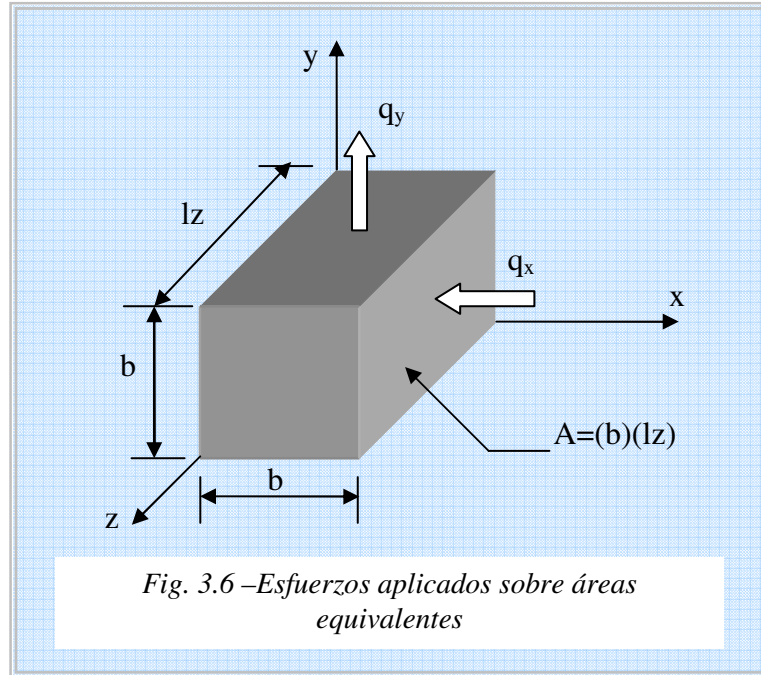
$$poisson = \frac{\epsilon_y}{\epsilon_x} \quad (3.2)$$

Considerando que de acuerdo a la *Ley de Hooke*, para un material isotrópico, las deformaciones (en la zona elástica) se relacionan con los esfuerzos mediante el *módulo de elasticidad* (E), es decir:

$$\sigma_x = E\epsilon_x \quad (3.3)$$

Si se considera que el módulo de elasticidad del material permanece constante y adicionalmente el área transversal al esfuerzo σ_x es equivalente a la cual actúa σ_y , entonces el coeficiente de *poisson* es igual al coeficiente de transmisión lateral. Se recuerda que el esfuerzo viene definido por la cantidad de carga que se aplica sobre cierta área transversal a la dirección en que actúa dicha fuerza.

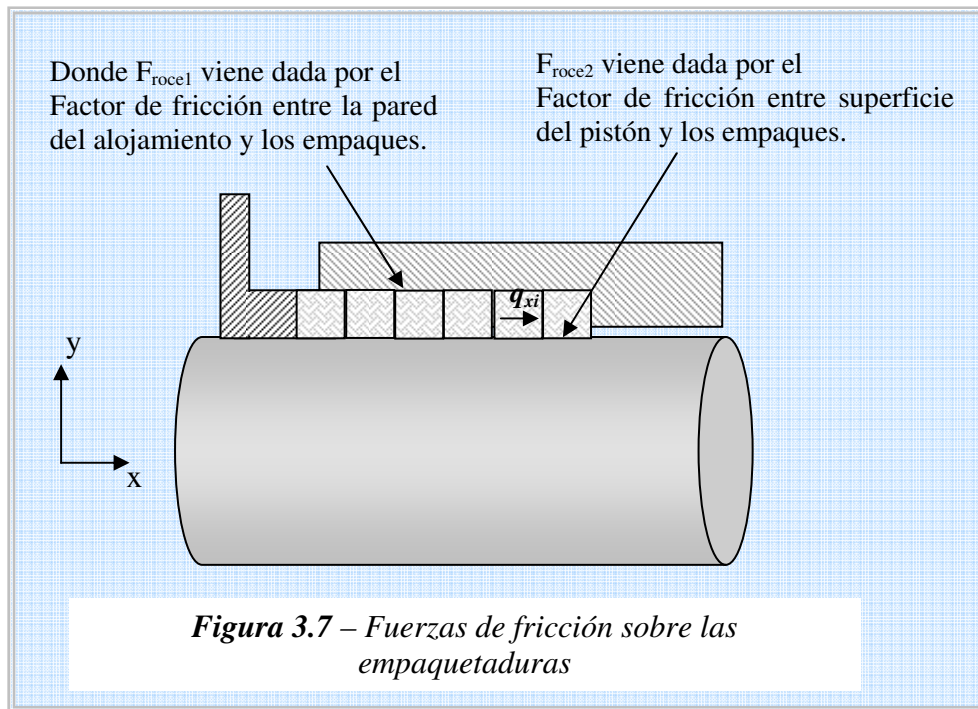
$$poisson = \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} = \frac{\left| \frac{q_y}{EA} \right|}{\left| \frac{q_x}{EA} \right|} = \frac{|q_y|}{|q_x|} = K$$



Para el caso de empaquetaduras de sección rectangular la consideración de que $K=poisson$ no sería valida, ya que los esfuerzos se aplican sobre áreas de diferente magnitud.

Para la mayoría de empaquetaduras de sección cuadrada, el coeficiente de transmisión radial es del orden entre **0,6** y **0,7** (Gulf Publishing Company, 1984). Por ejemplo para una empaquetadura de teflón, con esquinas reforzadas con aramida (kevlar), el valor de K igual a 0,7 (según compañía Latty Internacional, ver anexo 2)

3.2.2.2 Factor de fricción: De acuerdo a la rugosidad de la superficie del eje y la pared interna del alojamiento de empaques, se producirán fuerzas de roce sobre las empaquetaduras. Esto implica que una parte de la fuerza creada por el prensaempaques que no es compensada por estas fuerzas de roce, se transmita hasta el final de los empaques en la zona más cercana donde se presenta la presión del fluido a sellar.



Como la magnitud de la fuerza de fricción viene dada por la relación entre el coeficiente de fricción y la fuerza normal a la superficie, se tiene que esta última (de acuerdo al coeficiente de transmisión lateral) es una reacción de la carga interna en dirección axial.

$$F_{roce} = Kfq_{xi} \quad (3.4)$$

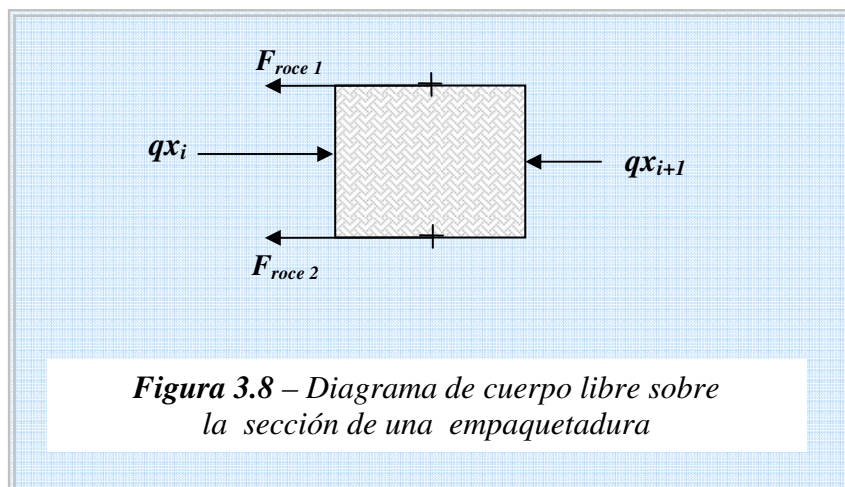
Para el caso de teflón en contacto con acero, se cuenta con valores típicos de factores de fricción, en un rango entre 20 a 200 °C. (Bowden et. al, 1986)

Teflón sobre Teflón	$f=0,04$
Teflón sobre Acero	$f=0,04$
Acero sobre Teflón	$f=0,09$

De acuerdo a Bowden et. al (1986), es muy conocido que la fricción del carbón, especialmente cuando está en forma de grafito, es muy baja. Cuando se considera carbón sobre acero, el factor de fricción es aproximadamente $f = 0,16$. Con el grafito, la fricción es considerablemente menor, $f \approx 0,1$.

Adicionalmente, para lograr estabilidad de los materiales frente a temperaturas extremas, se agrega una estructura laminar procesada de Bisulfuro de Molibdeno (MoS_2) al grafito, y de esa manera se reduce el factor de fricción a $f = 0,05$ sobre superficies metálicas.

3.2.2.3 Transmisión de la fuerza ejercida por el prensaempaques: Cuando se tiene un sistema de varias empaquetaduras en conjunto, se transmite a través de ellas y de manera gradual la fuerza debido al prensaempaques.



Realizando un balance de fuerzas y despreciando el efecto del peso propio de la empaquetadura, se tiene que

$$qx_i = qx_{i+1} + F_{roce1} + F_{roce2} \quad (3.5)$$

Tomando en cuenta el coeficiente de transmisión lateral y considerando que el factor de fricción es igual para ambas superficies de contacto

$$qx_{i+1} = (1 - 2Kf)qx_i \quad (3.6)$$

Si se aproxima la variación de la carga axial a lo largo de los empaques con una función de tipo exponencial se tiene que:

$$q_{(x)} = c \cdot \exp^{ax}$$

Se determina el valor de las constantes "c" y "a", con las siguientes condiciones de borde:

$$x = 0 \rightarrow q_{(0)} = q_p$$

$$x = b \rightarrow q_{(b)} = (1 - 2Kf)q_p$$

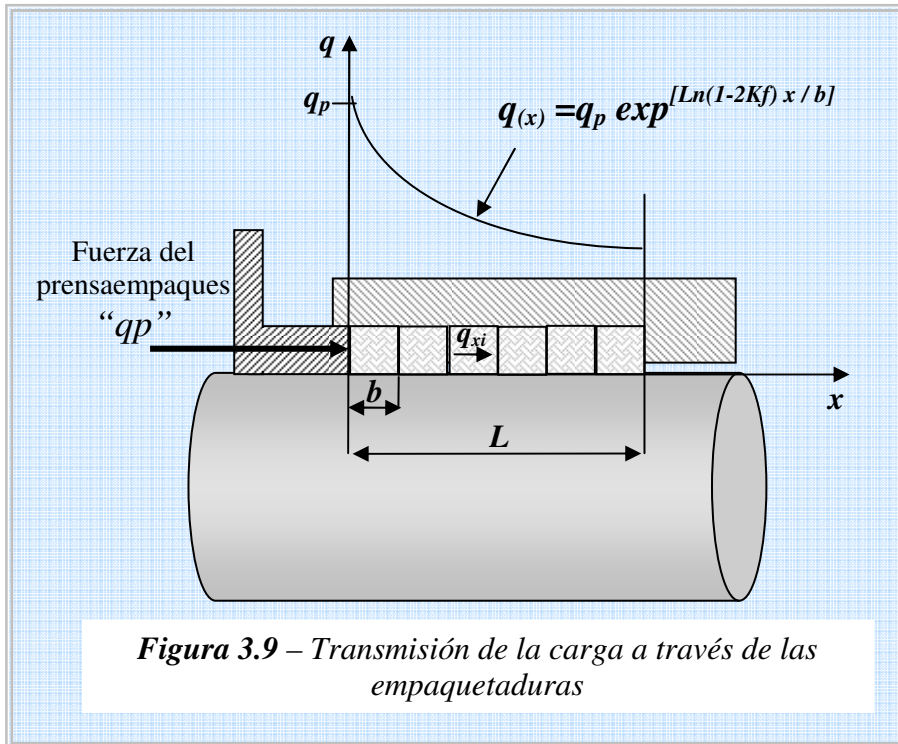
Se resuelve y se obtienen los valores de las constantes:

$$c = q_p \quad a = \frac{1}{b} \ln(1 - 2Kf)$$

Entonces la distribución de la carga interna en dirección axial a lo largo de un sistema de varias empaquetaduras viene dado por:

$$q_{(x)} = q_p \exp \left[\ln(1 - 2Kf) \frac{x}{b} \right] \quad (3.7)$$

Donde q_p es la fuerza ejercida por el prensaempaques, K el coeficiente de transmisión lateral, b es el ancho de cada anillo de empaquetadura y f el factor de fricción entre los empaques, la pared del alojamiento y la superficie del pistón.



De acuerdo a resultados experimentales obtenidos por Prodan et. al (1994), la distribución de cargas a lo largo de las empaquetaduras viene dada por:

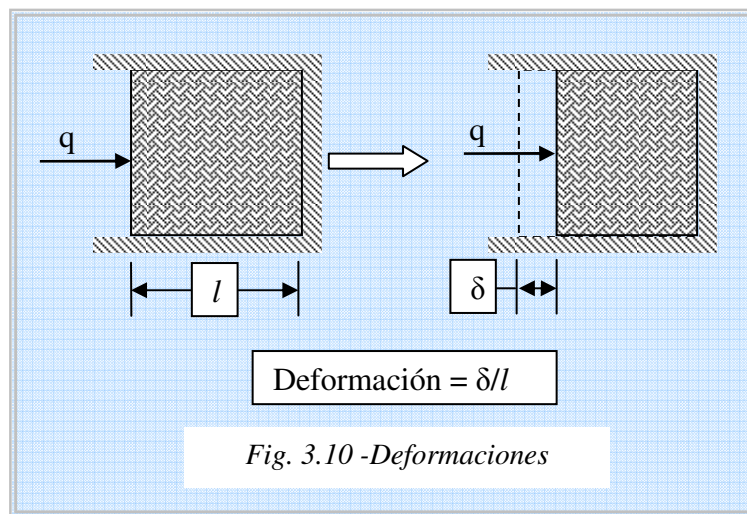
$$q_{(x)} = q_p \exp\left(-\frac{2fk}{b}x\right)$$

La expresión escrita de esta forma es equivalente a la ecuación (3.7) y los resultados obtenidos concuerdan perfectamente utilizando ambas expresiones.

3.3 Deformaciones

La deformación viene dada por la variación de la longitud de un elemento debido a la aplicación de una carga en cierta dirección. Se describe como una relación entre lo que se ha formado y la longitud que tenía originalmente antes de aplicar la carga.

$$\varepsilon = \frac{l - l_{final}}{l} = \frac{\delta}{l} \quad (3.8)$$



Recordando que la deformación se relaciona con los esfuerzos de acuerdo al módulo de elasticidad, se pueden combinar las relaciones y se obtiene:

$$\frac{\delta}{l} = \frac{q}{EA}, \text{ o bien } \delta = \frac{ql}{EA} \quad (3.9)$$

En donde q es la carga aplicada, l la longitud inicial del elemento en la dirección en que se aplica la carga, E es el módulo de elasticidad del material (en el caso de la figura 3.10 se considera el módulo a compresión) y A el área transversal sobre la cual se aplica la carga q .

Para un sistema de empaquetaduras, sobre la cual se la cual se aplique una carga en dirección axial, es posible estimar la deformación del conjunto total, sumando las deformaciones de cada elemento:

$$\delta = \sum_i \frac{q_i l_i}{E_i A_i} \quad (3.10)$$

Por lo tanto se toman en cuenta los siguientes factores:

- a) El área transversal es descrita por la cara del anillo sobre la que se recibe la carga, y a su vez se considera constante en dirección axial.

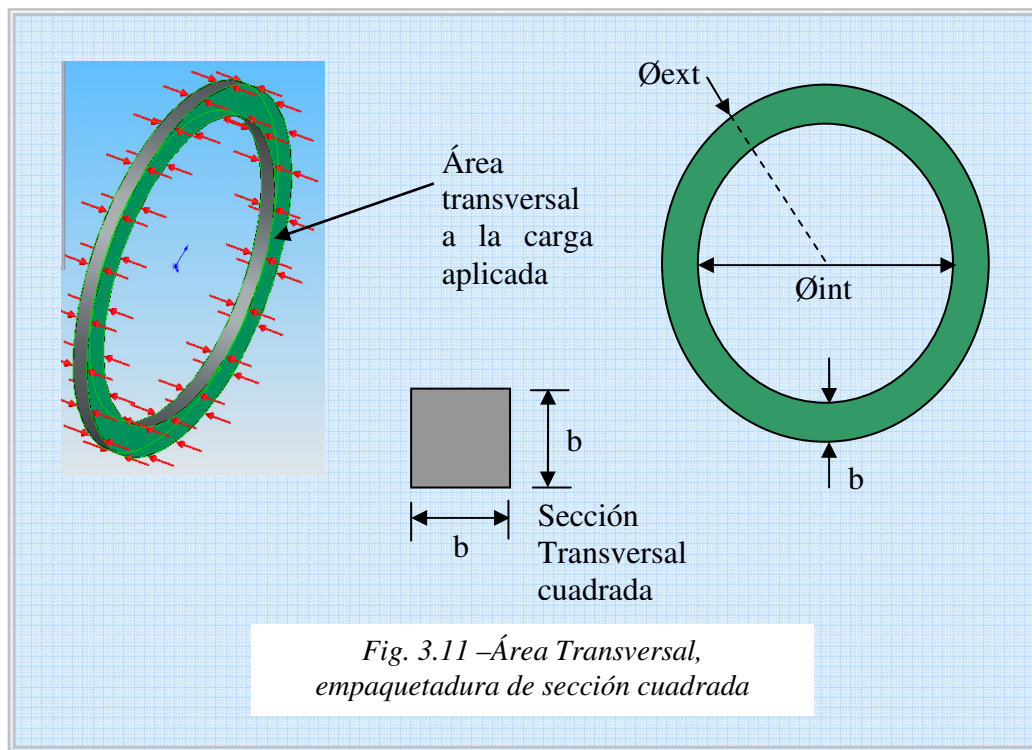


Fig. 3.11 -Área Transversal, empaquetadura de sección cuadrada

$$A = \frac{\pi}{4} (\phi_{ext}^2 - \phi_{int}^2) \quad (3.11)$$

En donde ϕ_{int} es equivalente al diámetro del pistón y el diámetro externo debería corresponder con el diámetro del alojamiento de empaques (stuffing box bore) en función de la sección de la empaquetadura. Sin embargo, para empaquetaduras de sección cuadrada, el diámetro externo se puede calcular como:

$$\phi_{ext} = \phi_{int} + 2b \quad (3.12)$$

En consecuencia la sección transversal será:

$$A = \pi\phi_{pistón} b + \pi b^2 \quad (3.13)$$

b) Como ya se describió anteriormente, la carga en dirección axial varía a lo largo de las empaquetaduras de la siguiente forma, de acuerdo a la ecuación 3.7.

c) Se considera que la longitud inicial de las empaquetaduras, antes de aplicarse la carga del prensaempaques, es el ancho de la sección transversal, es decir, $l=b$.

d) Se considera que el módulo de elasticidad E de la empaquetadura es homogéneo, de manera que permanece constante a lo largo del sistema de empaques. De acuerdo a la configuración en la cual se aplica la carga sobre las empaquetaduras se utiliza el módulo a compresión de las mismas.

Tomando en cuenta estas consideraciones y combinando las ecuaciones (3.7) (3.10) y (3.13), la deformación total en dirección axial del sistema de empaquetaduras se puede estimar como:

$$\delta_{total} = \int_0^L \frac{q_p \exp\left[\frac{\ln(1-2Kf)x}{b}\right]}{E(\pi\phi_{pistón} b + \pi b^2)} dx$$

Si se estudia un sistema de empaquetaduras todas iguales, con el mismo material, las mismas dimensiones, y que el factor de fricción es constante sobre la superficie, entonces K , f , b , E , $\phi_{pistón}$ y q_p se pueden considerar como constantes para efectos de integración por lo que se obtiene que la deformación total en dirección axial de un sistema como este se puede aproximar como:

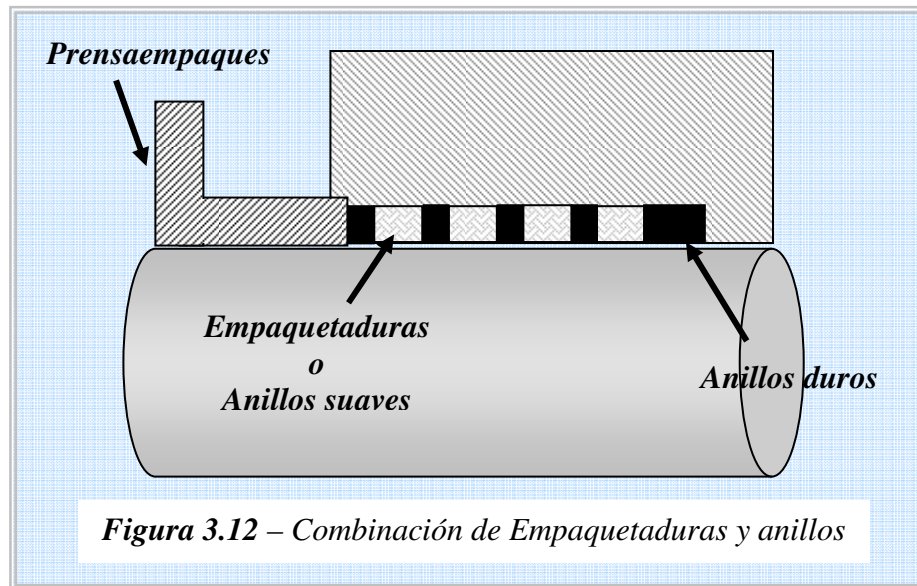
$$\delta_{total} = \frac{q_p b \exp\left[\frac{\ln(1-2Kf)x}{b}\right]}{E(\pi\phi_{pistón} b + \pi b^2) \ln(1-2Kf)} \Bigg|_0^L$$

$$\delta_{total} = \frac{q_p b}{E(\pi\phi_{pistón} b + \pi b^2) \ln(1-2Kf)} \left[\exp\left[\frac{\ln(1-2Kf)L}{b}\right] - 1 \right] \quad (3.14)$$

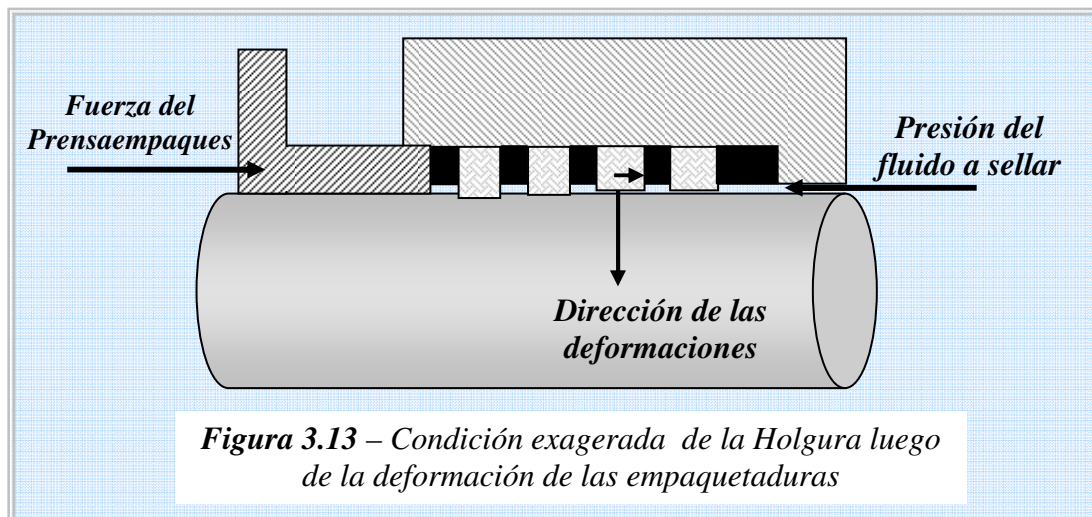
La longitud inicial total del conjunto de anillos L , también puede ser expresada en función del número de anillos de ancho b , por ejemplo, si se tienen 7 anillos seguidos uno de otro, entonces $L=7b$ y el término dentro de la función exponencial será descrito entonces por el número de anillos del sistema. La estimación de la deformación total del conjunto, puede ser asociada con el desplazamiento de la tuerca prensaempaques para lograr el ajuste adecuado. Esto podría ser un método alternativo para sustituir el cálculo y la medición del torque sobre el prensaempaques.

3.4 Combinaciones de anillos duros con anillos suaves.

En algunas configuraciones de sistemas de sellos, se puede tener uno o más tipos de anillos o empaques. Por ejemplo una combinación de “anillos duros” y “anillos suaves” (empaquetaduras) puede ser usada de tal forma que los anillos suaves o empaquetaduras ejerzan efectivamente el sellado mientras que los anillos duros sirven de soporte para las empaquetaduras. (Gulf Publishing Company, 1984). Se tendría un esquema como el siguiente:



Considerando que los anillos “duros” o de grafito no se deforman notablemente, luego de que las empaquetaduras son sometidas a la presión del fluido y se transmite a través de ellas la fuerza ejercida por el prensaempaques, se producirá una reducción de la holgura o el claro sobre el pistón generándose una fuerza radial de sello y fricción con los empaques.



Para este caso, en donde hay una combinación de anillos de diferentes materiales, es necesario evaluar la deformación de cada elemento de manera individual y luego sumarlas.

CAPÍTULO IV

DINÁMICA DEL FLUJO AXIAL A TRAVÉS DE LA HOLGURA SOBRE PISTONES EN BOMBAS RECIPROCANTES MEDIANTE MODELOS DE NAVIER - STOKES

4.1.1 Consideraciones Previas y Limitaciones:

Como se ha descrito anteriormente, el sistema de sellos funciona correctamente si, se impide el paso del fluido a través de los anillos en función de la deformación de cada empaquetadura y de la reacción radial generada por las mismas sobre el pistón. Este contacto, produce fricción y de esa manera no hay claro u holgura a través del cual pueda fugar fluido.

Sin embargo debido a influencia de ciertos parámetros, esta condición de holgura "nula" se pierde cuando por ejemplo no se ajusta el prensaempaques suficientemente para que las empaquetaduras se deformen o que las mismas tiendan a encogerse debido a enfriamientos por la vaporización del amoníaco. En estos casos ya se empieza a generar fuga y se produce el paso de fluido a través de una sección anular.

En base a la comparación con modelos ya desarrollados a partir de las ecuaciones de *Navier-Stokes*, como por ejemplo *Flujo de Poiseuille* y *Flujo de Couette*, es posible aplicar un enfoque de mecánica de fluidos en holguras de bombas reciprocantes, y así lograr una estimación del caudal de fuga y la generación de esfuerzos cortantes.

En este caso de estudio, la diferencia de presión en los extremos de las placas varía respecto al tiempo ya que depende del recorrido del pistón. De la misma manera, el régimen del flujo puede variar de laminar a turbulento y viceversa

dependiendo del instante durante cada carrera, por lo cual las relaciones de Navier – Stokes pueden quedar limitadas para obtener una aproximación certera para el cálculo de esfuerzos cortantes. Debido a estos factores, se estudiarán casos o instantes determinados principalmente los más críticos en donde el flujo, la velocidad y los esfuerzos cortantes sean máximos.

Objetivos del Análisis:

Mediante las herramientas y métodos de estudio desarrollados en mecánica de fluidos, es posible crear un modelo para describir el comportamiento del flujo entre el pistón y los empaques. De esta manera es posible determinar:

- 1.- La influencia de la variación en ciertos parámetros, específicamente la holgura y el diferencial de presión en la estimación del caudal de fuga. En base a estos resultados se obtienen,
- 2.-Esfuerzos cortantes sobre los elementos (anillos, empaquetaduras) como referencia para determinar su influencia sobre el desempeño de los mismos.

Cabe destacar que, aunque las empaquetaduras son una configuración de fibras tejidas, se consideran prácticamente impermeables (Prodan et. Al, 1994) por lo que es válido despreciar la posible filtración de flujo a través de las mismas.

4.1.2 Bases Teóricas:

Mecánica de Fluidos – Flujos Internos

Ecuaciones de NAVIER – STOKES

$$\bar{a} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \bar{G} + \nu \nabla^2 \bar{u} + \frac{1}{3} \nu \nabla (\nabla \cdot \bar{u}) \quad (4.1)$$

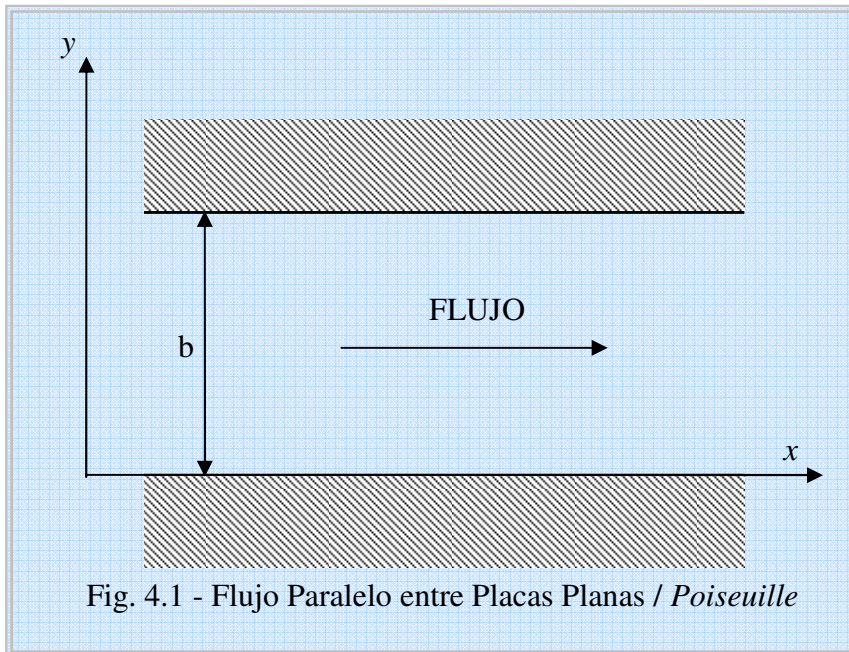
Para cada dirección de este sistema de coordenadas se tiene:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad \text{Dirección } x \quad (4.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad \text{Dirección } y \quad (4.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad \text{Dirección } z \quad (4.4)$$

Uno de los casos de estudio es Flujo Plano entre láminas paralelas o **FLUJO DE POISEUILLE**. Se suponen placas de extensión infinita y que existe un gradiente de presión no nulo que mantiene el líquido en flujo permanente.



4.1.3 Flujo entre Placas Planas

En este caso, si se considera que:

$$u = u(x, y) , v=0, w=0, g_y = -g , g_z = 0, g_x = 0, \text{ las ecuaciones de Navier -}$$

Stokes se reducen a:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)$$

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} - g$$

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z}$$

Si definimos el instante y la posición específica en donde se evalúen las relaciones, se realiza un estudio discreto. De esa manera, se evaluarían valores locales en un instante de tiempo específico, por lo que:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial t} = 0$$

Lo que implica que

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{d^2 u}{dy^2} \right)$$

$$\left(\frac{d^2 u}{dy^2} \right) = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x}$$

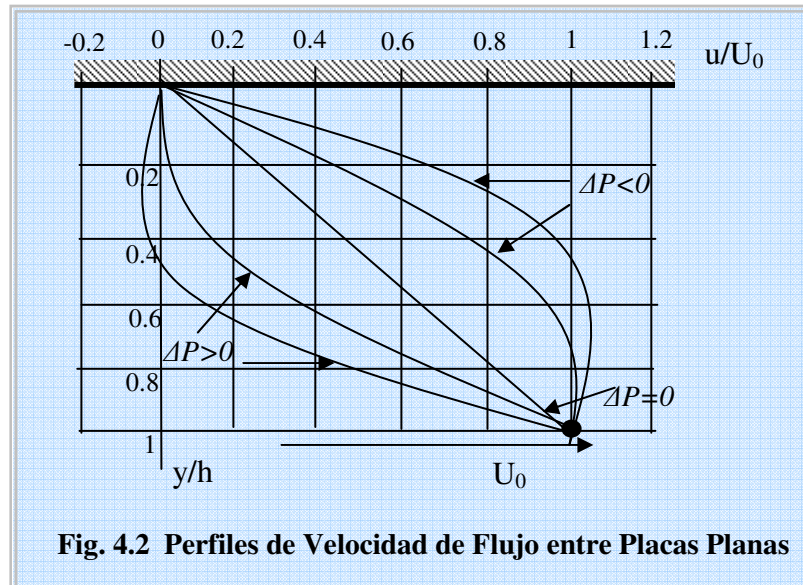
Resolviendo la ecuación diferencial, integrando dos veces consecutivas respecto a “y” se tiene una relación general para flujo entre placas planas:

$$\mu \frac{d^2 u}{dy^2} = \frac{\partial P}{\partial x}$$

$$\mu \frac{du}{dy} = \frac{\partial P}{\partial x} y + C_1$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y^2 + \frac{C_1}{\mu} y + C_2$$

(4.5)



En el caso a estudiar, la placa inferior se mueve con velocidad U_0 y la placa superior está fija por lo que se crea un perfil de velocidades del flujo dentro de las placas. Esto determina las “condiciones de borde” del flujo y de esa manera se puede obtener $u_{(x,y)}$ mediante la determinación de las constantes C_1 y C_2 .

Las condiciones de borde serían:

$$\begin{array}{l} y = 0 \rightarrow u = U_0 \\ y = h \rightarrow u = 0 \end{array}$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y^2 + \frac{C_1}{\mu} y + C_2$$

$$U_0 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (0)^2 + \frac{C_1}{\mu} (0) + C_2, \text{ de donde se obtiene que } C_2 = U_0$$

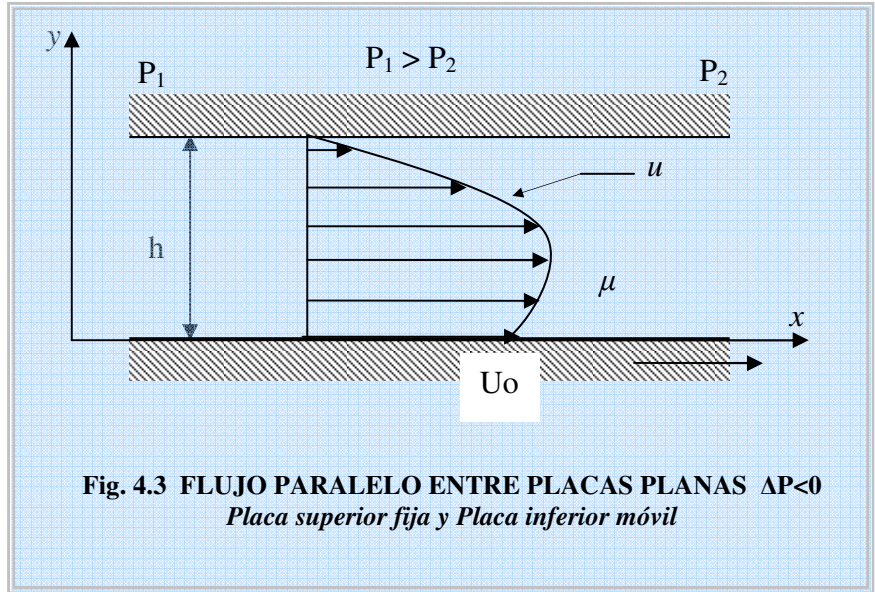
$$0 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (h)^2 + \frac{C_1}{\mu} h + U_0$$

$$C_1 = -\frac{1}{h} \left[\frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial x} (h)^2 + \mu U_0 \right]$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y^2 - \frac{1}{\mu h} \left[\frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial x} (h)^2 + \mu U_0 \right] y + U_0$$

Se agrupan los términos y se obtiene el perfil para flujo entre placas planas con velocidad relativa entre las mismas:

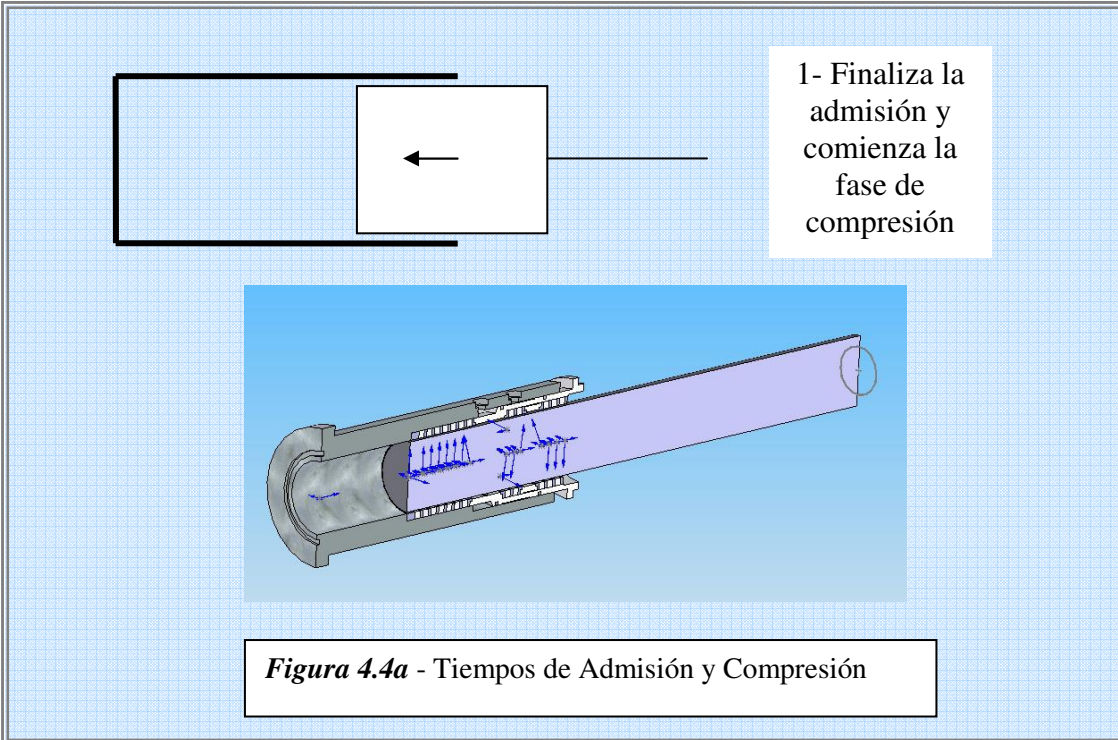
$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y^2 - hy) + \left(1 - \frac{y}{h} \right) U_0 \quad (4.6)$$

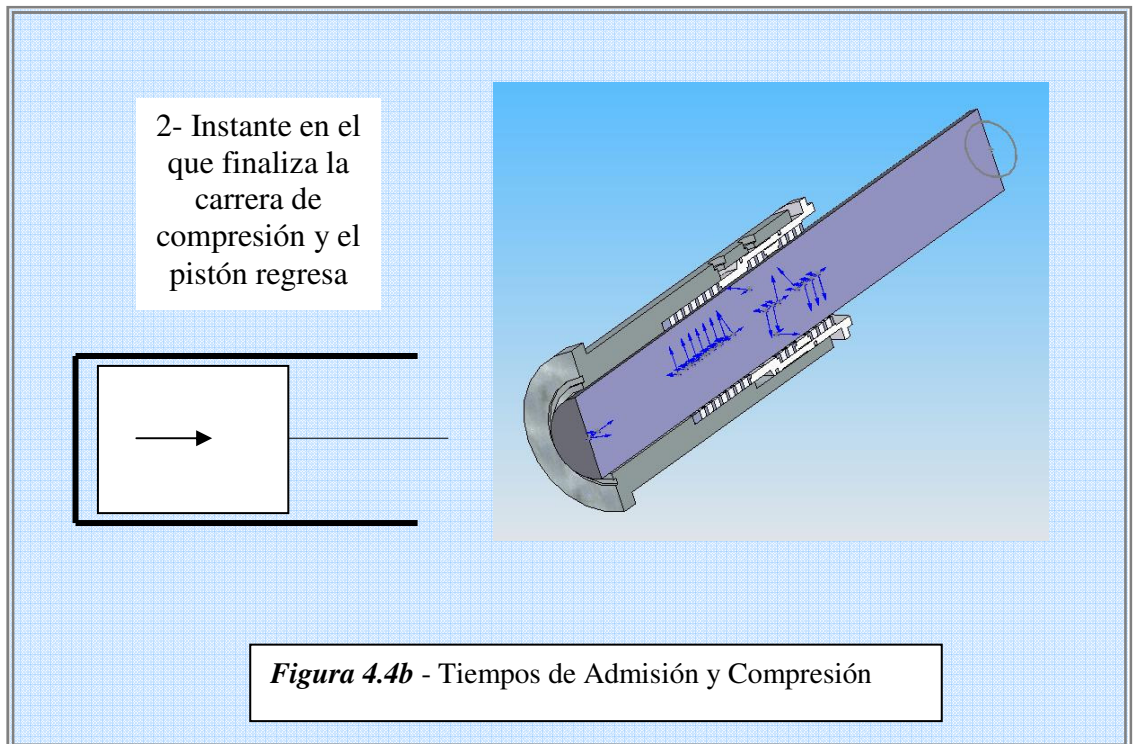


4.2 Determinación de los datos característicos

Se obtienen los datos necesarios para aplicar la ecuación (4.6).

4.2.1 Instante a considerar





Se considera principalmente el estudio en el 2do. instante descrito (ver figura 4.4b) debido a:

- 1) Se presentan los mayores niveles de presión dentro del cilindro.
- 2) El fluido tiende a ser arrastrado por el pistón a través de la holgura.

4.2.2 Velocidad del Pistón

$$V_p = 2sn \quad (4.7)$$

s (stroke o carrera) = 190 mm
n (r.p.m.) = 107 r.p.m.

$$V_p = 2(0,190m)(107rpm) = 40m / \text{min}$$

$$V_p = U_o = 40m/\text{min} \text{ (0.67 m/s)}$$

Tabla 4.1 – Velocidades Máximas Permisibles para Bombas de Potencia en servicio continuo. (Fuente API Standard 674)

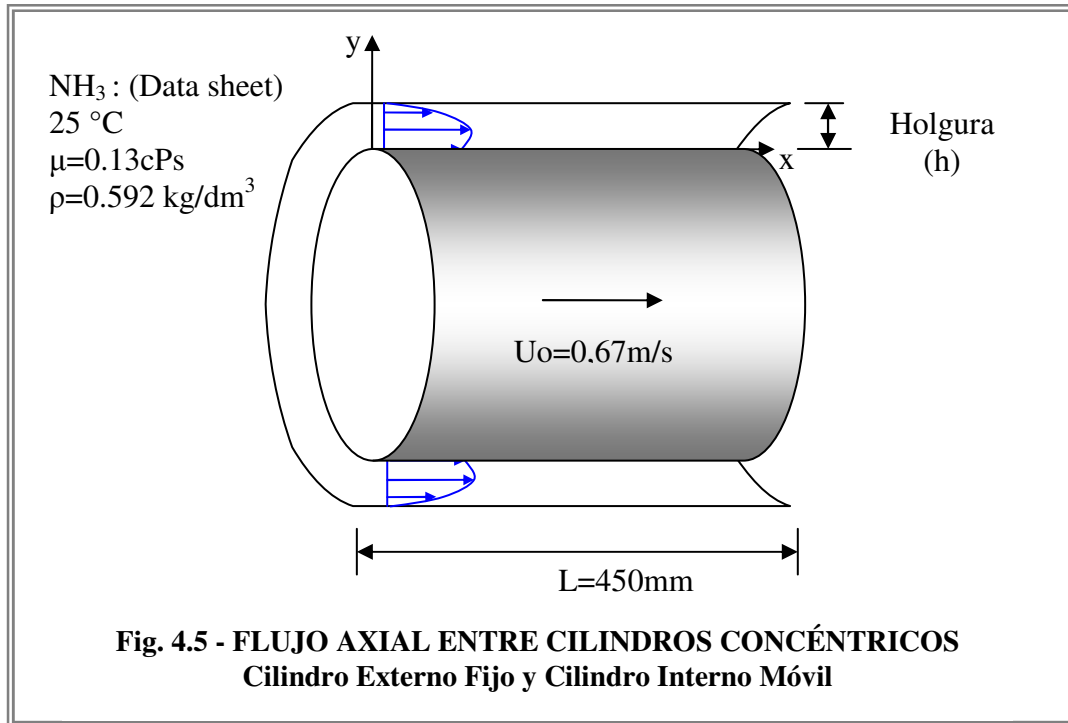
Stroke Length		Single-Acting Plunger-Type Pumps			Double-Acting Piston-Type Pumps		
		Revolutions per Minute	Meters per Minute	Feet per Minute	Revolutions per Minute	Meters per Minute	Feet per Minute
(mm)	(in)						
50	2	450	45	150	140	14	46.5
75	3	400	60	200	—	—	—
100	4	350	71	233	116	23	77
125	5	310	73	258	—	—	—
150	6	270	82	270	100	30	100
175	7	240	85	280	—	—	—
200	8	210	85	280	—	—	—
250	10	—	—	—	83	42	138
300	12	—	—	—	78	48	156
350	14	—	—	—	74	53	173
400	16	—	—	—	70	57	186

Se observa que de acuerdo a lo establecido en la Norma API 674, los valores de operación de las PA-2 (carrera = 190 mm) se encuentran por debajo de los límites máximos permisibles, específicamente:

107 r.p.m. (PA-2) < 210 r.p.m. (límite máximo permitido)

0.69 m/s (velocidad del pistón) < 1.41 m/s (85m/min.) máx. permitido

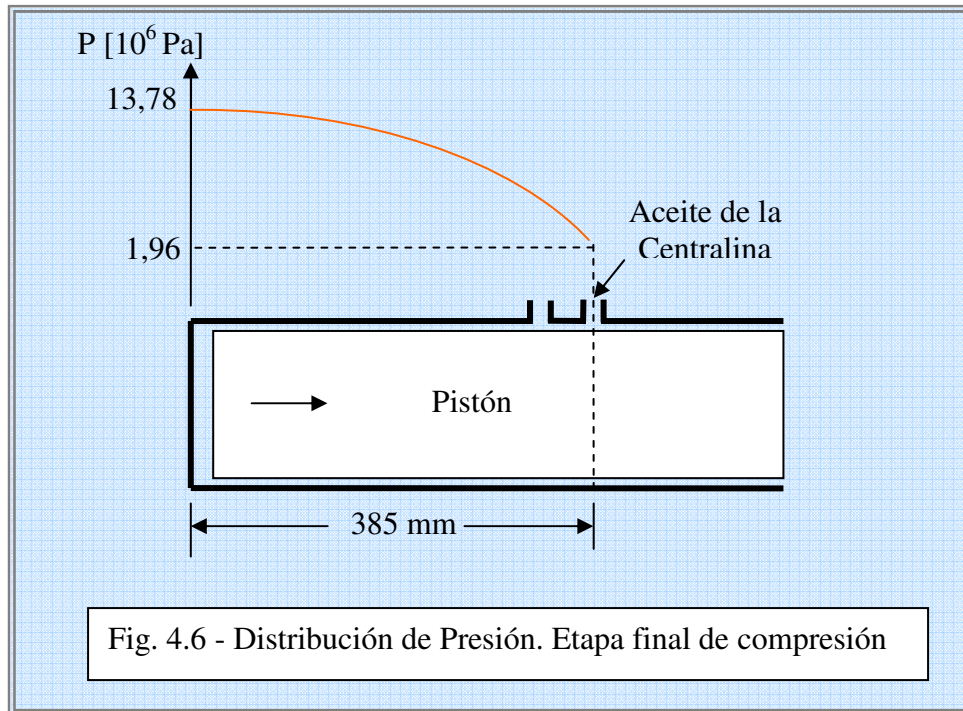
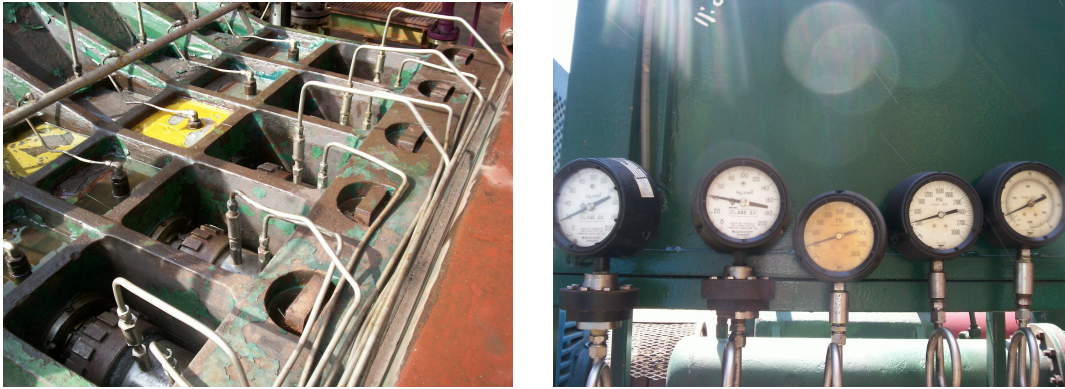
4.2.3 Aproximación de $\frac{\partial P}{\partial x}$



Para la determinación de $\frac{\partial P}{\partial x}$, se parte de data experimental tomada directamente en el equipo en funcionamiento con los valores de presión de descarga y la graduación de la presión en el sistema de lubricación a los empaques ("centralina"). Se toman las siguientes consideraciones:

- 1) Se desprecian las pérdidas a través de la válvula de descarga y desde el tubo múltiple (manifold) hasta el manómetro por lo cual se considera que la presión de descarga es equivalente a la presión sobre la cara del pistón.
- 2) La presión en la región anular entre el sistemas de empaques primario y el sistema de empaques secundario, está asociada directamente con la presión de regulación de la centralina.
- 3) Se estudia la distribución de presiones manométricas.
- 4) La viscosidad del fluido es constante.
- 5) Se desprecia el "volumen muerto" en el cilindro.

Las presiones registradas para la descarga de la bomba, 2000 psi (13,78 MPa), y para la zona de inyección de aceite de inyección de aceite a los empaques, 20 kgf/cm² (1,96 MPa), fueron leídas directamente de los manómetros, con el equipo en operación.



Aunque la Presión de descarga de la bomba depende tanto de la posición de la posición y del instante de tiempo estudiado, es decir, $P = P(x,t)$ se aproxima a una “distribución parabólica” con respecto al eje x justo en el instante en el que el finaliza la carrera de compresión.

$$P(x) = ax^2 + b$$

Las condiciones de borde para determinar las constantes a y b son

$$x = 0 \rightarrow P_{(0)} = 13,78MPa$$

$$x = 0,385 \rightarrow P_{(0)} = 1,96MPa$$

Se resuelve y se obtienen los valores de las constantes:

$$a = -7,97.10^7 Pa/m^2 \qquad b = 13,78MPa$$

$$P(x) = -(7,97.10^7)x^2 + 13,78.10^6 \quad [Pa] \qquad (4.8)$$

$$\frac{\partial P_{(x)}}{\partial x} = 2(-7,97.10^7)x = -1,59.10^8 x$$

Este perfil obtenido para la variación de la presión a lo largo de los empaques, concuerda con lo descrito en la fig 3.3 y justifica el hecho de que en las empaquetaduras más cercanas al prensaempaques, la caída de presión es mayor debido a que ejercen más fuerza radial sobre el pistón.

De acuerdo a los perfiles de velocidad típicos observados, cuando existe diferencia de presión, la máxima velocidad del fluido se presenta alrededor de la mitad de la holgura, es decir, para la Línea de Corriente en $y=h/2$.

De igual forma, se puede derivar la ecuación para la velocidad y al igualar a cero se obtienen los máximos y los mínimos.

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y^2 - hy) + \left(1 - \frac{y}{h}\right) U_0 \right]$$

$$u' = \frac{\partial \left[\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y^2 - hy) \right]}{\partial y} + \frac{\partial \left[\left(1 - \frac{y}{h}\right) U_0 \right]}{\partial y} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (2y - h) - \frac{U_0}{h} \quad (4.9)$$

4.2.4 Velocidad Máxima del Flujo

Igualando a cero la ecuación (4.9) para determinar los máximos y mínimos se obtiene posición en donde se alcanza la *Velocidad Máxima* del Flujo a través de la holgura:

$$\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (2y - h) = \frac{U_0}{h}$$

$$y = \frac{h}{2} + \frac{\mu U_0}{h \frac{\partial P}{\partial x}} \quad (4.10)$$

Con los valores $U_0 = 0,67 \text{ m/s}$, $\mu = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$, y evaluando para la posición del último anillo del sistema de empaques primario ($x=0,3$) en donde

$$\frac{\partial P_{(0,3)}}{\partial x} = -1,59 \cdot 10^8 (0,3) = -4,77 \cdot 10^7, \text{ se tiene:}$$

$$y = \frac{h}{2} + \frac{(1,3 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s})(0,67 \text{ m/s})}{(-4,77 \cdot 10^7 \text{ Pa/m})h}$$

$$y = \frac{h}{2} + \frac{1,82 \cdot 10^{-12}}{h} \approx \frac{h}{2}$$

4.3 CASO #1 (h=0,01 mm)

4.3.1 Velocidad Máxima en la posición del último anillo del sistema de empaques primario, el más cercano el prensaempaques, para el cual $x=0,3$. Realizando el análisis en función de una holgura radial mínima de 1 centésima de milímetro o bien $h=0,01\text{mm}$, se evalúa para u para $y=h/2$.

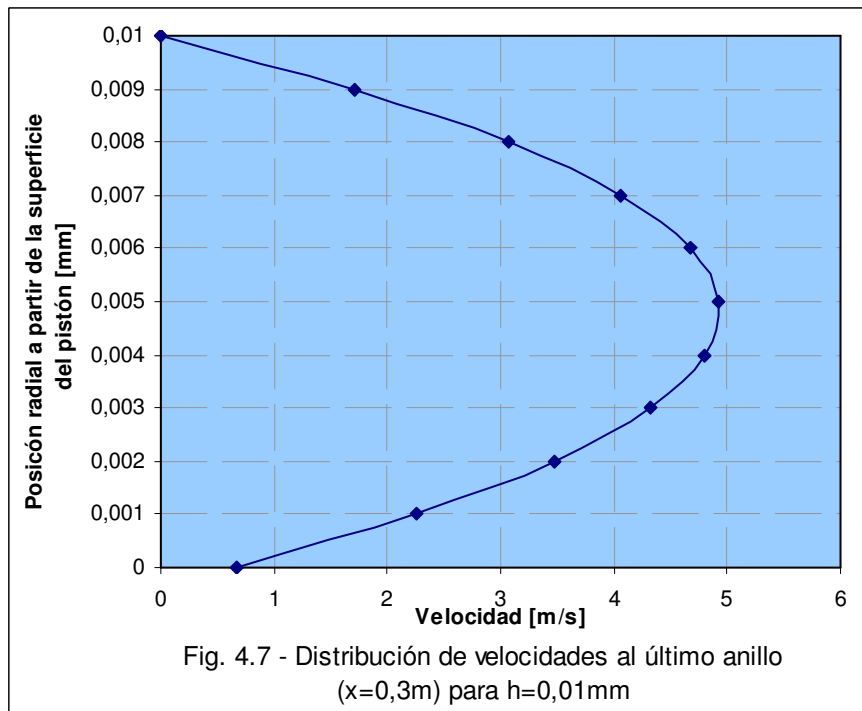
$$u\left(\frac{h}{2}\right) = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \left(\frac{h^2}{4} - \frac{h^2}{2} \right) + \left(1 - \frac{h}{2h} \right) U_0$$

$$u\left(\frac{h}{2}\right) = -\frac{h^2}{8\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{U_0}{2}$$

$$0.13\text{cPs} = 1.3 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}, \quad U_0 = 0.67 \text{ m/s}$$

$$u\left(\frac{h}{2}\right) = -\frac{h^2}{8\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{U_0}{2} = -\frac{(10^{-5} \text{ m})^2}{8(1,3 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s})} (-4,77 \cdot 10^7 \text{ Pa/m}) + \frac{0.67 \text{ m/s}}{2}$$

$$u\left(\frac{h}{2}\right) = 4,92 \text{ m/s}$$



4.3.2 Estimación del Caudal de Fuga

Se estima el Flujo Teórico Instantáneo Máximo que puede escapar a través de la Holgura [Q]: (Leakage Flow Rate)

Datos:

- 1) Las características del fluido son: Amoníaco Líquido a 25°C, $\mu = 1,3 \cdot 10^{-4}$ N.s/m² (viscosidad dinámica), $\rho = 0,592 \text{ kg/dm}^3 = 592 \text{ kg/m}^3$

El área transversal al flujo es descrita por un anillo entre ambos cilindros. El diámetro interno "D", es igual al diámetro del pistón.

$$dA = 2\pi r dr$$

$$A = \int_{D/2}^{D/2+h} 2\pi r dr$$

$$\text{Área}_{\text{transv}} = 2\pi \left[\frac{r^2}{2} \right]_{D/2}^{D/2+h}$$

$$\text{Área}_{\text{transv}} = \pi \left[\left(\frac{D}{2} + h \right)^2 - \left(\frac{D}{2} \right)^2 \right] = \pi \left[\frac{D^2}{4} + Dh + h^2 - \frac{D^2}{4} \right]$$

$$\text{Área}_{\text{transv}} = \pi Dh + \pi h^2 \quad (4.11)$$

$$\text{Area}_{\text{TRANSV}} = \pi(0.1\text{m})(10^{-5}\text{m}) + \pi(10^{-5}\text{m})^2$$

$$\text{Area}_{\text{TRANSV}} = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 + 3,14 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2$$

$$\text{Area}_{\text{TRANSV}} \approx 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

Como $h \ll D$, el flujo se puede evaluar para flujo entre placas planas paralelas entre si.

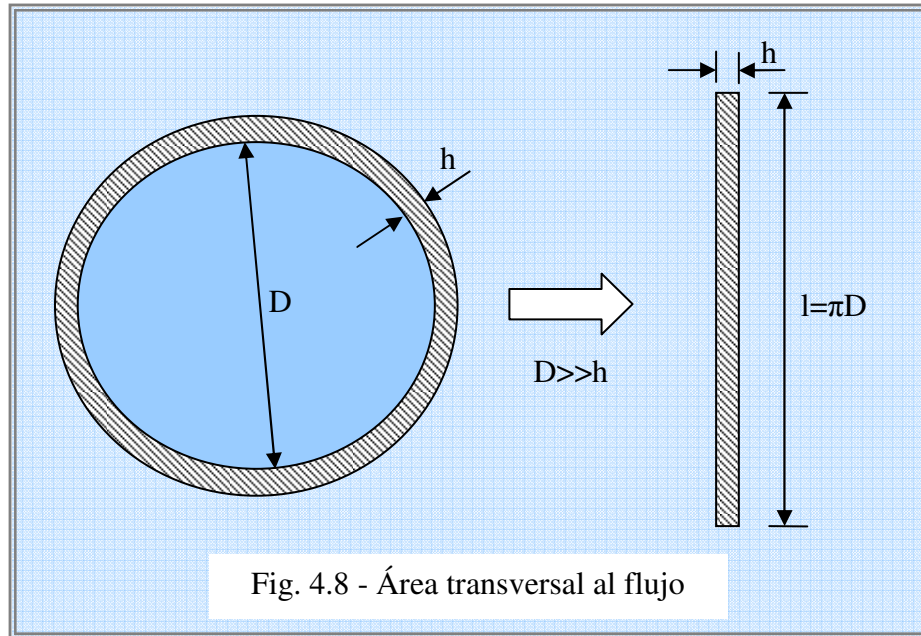


Fig. 4.8 - Área transversal al flujo

El flujo volumétrico total se puede calcular como

$$\dot{V} = \int_0^h u_x dy$$

$$\dot{V} = \int_0^h \left[\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y^2 - hy) + \left(1 - \frac{y}{h}\right) U_0 \right] dy$$

$$\dot{V} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \left[\frac{y^3}{3} - \frac{hy^2}{2} \right]_0^h + U_0 \left[y - \frac{y^2}{2h} \right]_0^h$$

$$\dot{V} = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{U_0 h}{2}, \text{ o bien } \frac{Q}{l} = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{U_0 h}{2}$$

Para esta configuración $l = \pi D$, entonces

$$Q = -\frac{\pi h^3 D}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\pi h U_0 D}{2} \quad (4.12)$$

Observaciones:

Los términos D, μ, U_0 son aproximadamente constantes, por lo que la variación de caudal dependerá solamente de $\frac{\partial P}{\partial x}$ y h . Adicionalmente entre estos últimos dos parámetros, la holgura se presenta elevada a la tercera potencia por lo que su influencia sobre la determinación del caudal es sin duda alguna predominante.

Sin embargo, al tratarse de equipos recíprocos, la relación $\frac{\partial P}{\partial x}$ varía con el tiempo en función de la carrera del pistón. Si se estudia para instantes determinados en donde se conoce la distribución de presión y la posición del pistón, es posible estimar el **CAUDAL INSTANTÁNEO**. En el instante estudiada en donde finaliza la carrera de compresión y se alcanzan las presiones más altas (ver fig. 4.4b), se puede calcular entonces en **caudal instantáneo teórico máximo local**, a nivel del último anillo del sistema de empaques de alta presión ($x=0,3$).

$$Q_{inst\ máx} = -\frac{\pi(10^{-5} m)^3 (0,1m)}{12(1,3 \cdot 10^{-4} N \cdot s / m^2)} (-4,77 \cdot 10^7 Pa / m) + \frac{\pi(10^{-5} m)(0,67 m / s)(0,1m)}{2}$$

$$Q_{inst\ máx} = 1,07 \cdot 10^{-5} m^3 / s \quad (3,83 \cdot 10^{-2} m^3 / h)$$

Otra forma de interpretar este resultado es, que si ese caudal se mantuviera por 15 minutos de operación de la bomba, se estarían fugando alrededor de 10 litros de amoníaco. Sin embargo, como el caudal manejado por la bomba es de alrededor de 40 m³/h, esto solo representaría menos del 1% del total. Cabe destacar que si se considera un valor de holgura en el último anillo de empaquetadura, los anillos anteriores a este ya habrán alcanzado e incluso superado dicho valor.

4.3.3 Comprobación del Número de Reynolds

Determinación del régimen del flujo mediante la comprobación del Número de Reynolds (Re) máximo:

Físicamente lo que ocurre es que, partiendo de un flujo laminar y aumentando paulatinamente su velocidad, se alcanza un estado de inestabilidad dinámica. Las partículas ya no son estables en su trayectoria, y, tal como ocurre en otros campos de la dinámica, cualquier perturbación las aparta, en forma creciente con el tiempo, de su trayectoria prevista. El parámetro que determina cuando esa condición de inestabilidad se produce se llama *número de Reynolds*, si la inestabilidad es producida por las fuerzas de viscosidad.

Régimen Laminar $Re < 2300$

$$\boxed{Re = \frac{\rho \bar{V} h}{\mu}} \quad (4.13)$$

En donde la viscosidad cinemática (ν) por la densidad (ρ) es igual a la viscosidad dinámica o total (μ).

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} \quad (4.14)$$

$$\bar{V}_{m\acute{a}x}^{inst} = \frac{Q_{m\acute{a}x}^{inst}}{A} = \frac{1,07 \cdot 10^{-5} m^3 / s}{3,14 \cdot 10^{-6} m^2}$$

$$\bar{V}_{m\acute{a}x}^{inst} = 3,39 m / s$$

$$\boxed{\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,3 \cdot 10^{-4} N \cdot s / m^2}{592 kg / m^3} = 2,2 \cdot 10^{-7} m^2 / s \text{ (viscosidad cinemática)}} \quad (4.15)$$

$$\boxed{Re_{m\acute{a}x}^{inst} = \frac{(3,39 m / s)(10^{-5} m)}{2,2 \cdot 10^{-7} m^2 / s} = 154 \leq 2300 \text{ (flujo laminar)}}$$

4.3.4 Esfuerzo Cortante

$$\tau = -\mu \frac{du}{dy} \quad (4.16)$$

Partiendo de que para el cálculo del punto de velocidad máxima ya se tiene la ecuación (4.9)

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (2y - h) - \frac{U_0}{h}$$

$$\tau = -\frac{1}{2} \frac{\partial P}{\partial x} (2y - h) + \mu \frac{U_0}{h} \quad (4.17)$$

Como para evaluar sobre los empaques es el caso donde $y=h$, entonces el esfuerzo cortante sobre los mismos se puede calcular como:

$$\tau_{(empaques)} = -\frac{h}{2} \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \frac{U_0}{h}$$

El **esfuerzo cortante máximo instantáneo** sobre el último anillo de empaquetadura ($x=0.3$), se obtiene cuando se alcanzan los valores más altos de presión.

$$\tau_{(empaques)} = -\frac{10^{-5} m}{2} (-4,77 \cdot 10^7 Pa/m) + (1,3 \cdot 10^{-4} Pa.s) \frac{0,67 m/s}{10^{-5} m}$$

$$\tau_{empaques} = 247 Pa$$

De igual forma pero ahora evaluando para $y=0$ se determina el esfuerzo cortante sobre el pistón y se obtiene el mismo valor anterior pero con signo contrario $\tau = -247 Pa$. La magnitud de estos esfuerzos cortantes comparados con los niveles de presión al que se encuentran sometidas las empaquetaduras (entre 13,78 a 1,96 MPa) resulta despreciable.

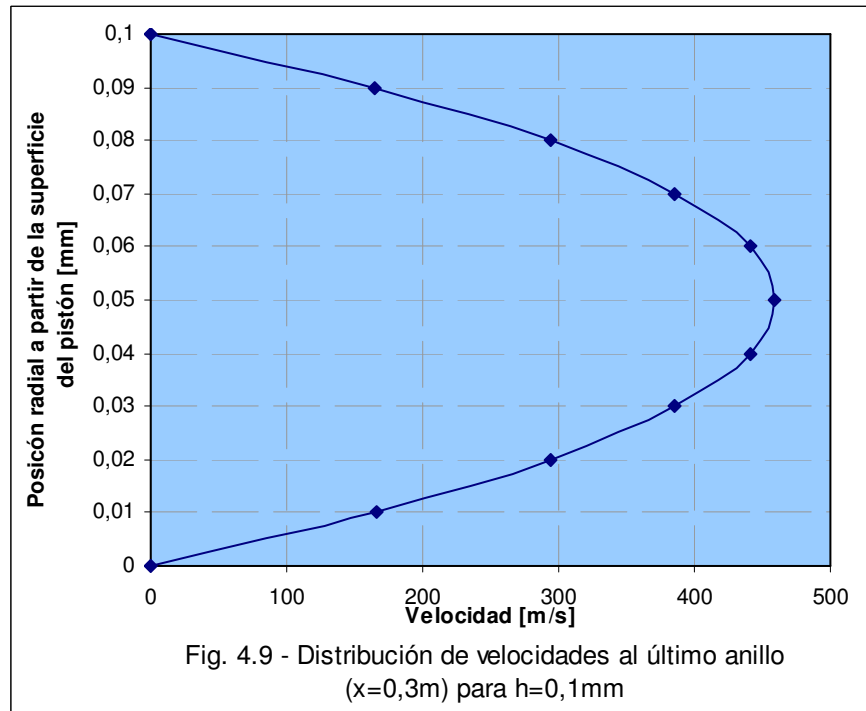
4.4 CASO #2 (h=0,1mm)

Ahora bien, tomando en cuenta que los anillos de grafito presentan una holgura diametral de 0,2mm con respecto al pistón, se puede considerar el caso en el que las empaquetaduras ya hayan deformado hasta ese nivel, y se presente un valor de holgura prácticamente uniforme y equivalente a una décima de milímetro, es decir, **h=0,1mm**. Se procede de la misma forma y se calculan los factores:

4.4.1 Velocidad Máxima: Al aumentar la holgura, aumenta notablemente la velocidad en una medida exagerada.

$$u\left(\frac{h}{2}\right) = -\frac{h^2}{8\mu} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{U_0}{2} = -\frac{(10^{-4} m)^2}{8(1,3 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s)} (-4,77 \cdot 10^7 Pa/m) + \frac{0,67 m/s}{2}$$

$$u\left(\frac{h}{2}\right) = 458,98 m/s$$



4.4.2 El caudal instantáneo máximo local, será:

Al aumentar la holgura, la región anular transversal al flujo también aumenta por lo que se tiene que:

$$Area_{TRANSV} = \pi(0,1m)(10^{-4}m) + \pi(10^{-4}m)^2$$

$$Area_{TRANSV} \approx 3,14 \cdot 10^{-5} m^2$$

$$Q_{\text{máx}}^{\text{inst}} = -\frac{\pi(10^{-4}m)^3(0,1m)}{12(1,3 \cdot 10^{-4} N \cdot s / m^2)}(-4,77 \cdot 10^7 Pa / m) + \frac{\pi(10^{-4}m)(0,67m / s)(0,1m)}{2}$$

$$Q_{\text{máx}}^{\text{inst}} = 9,62 \cdot 10^{-3} m^3 / s \quad (34,63 m^3 / h)$$

Aunque este caudal sea alcanzado en un instante de tiempo y no se mantenga por un tiempo considerable, de igual forma resulta muy exagerado.

4.4.3 Comprobación del Número de Reynolds:

$$\bar{V}_{\text{máx}}^{\text{inst}} = \frac{Q_{\text{máx}}^{\text{inst}}}{A} = \frac{9,62 \cdot 10^{-3} m^3 / s}{3,14 \cdot 10^{-5} m^2}$$

$$\bar{V}_{\text{máx}}^{\text{inst}} = 306 m / s$$

$$Re_{\text{máx}}^{\text{inst}} = \frac{(306 m / s)(10^{-4} m)}{2,2 \cdot 10^{-7} m^2 / s} = 1,39 \cdot 10^5 > 2300 \quad (\text{flujo turbulento})$$

Debido a que en este instante el régimen del flujo es turbulento, la determinación del esfuerzo cortante requiere una mejor aproximación.

4.4.4 Esfuerzo Cortante Total

Cada componente de velocidad y de presión en este régimen presenta fluctuaciones aleatorias, por lo cual es difícil obtener un análisis exacto mediante las relaciones de Navier – Stokes directamente. El método de análisis consiste en separar las cantidades en valores medios o promedio en el tiempo y en partes fluctuantes. En este desarrollo se introducen los términos $-\overline{\rho u'^2}$, $-\overline{\rho u'v'}$ y $-\overline{\rho u'w'}$ los cuales tienen el mismo efecto que los esfuerzos cortantes viscosos medios. Son en realidad términos de aceleración convectiva, pero como matemáticamente proporcionan un efecto análogo al esfuerzo se identifican con los esfuerzos de Reynolds.

En flujo unidimensional en la dirección x el esfuerzo turbulento $-\overline{\rho u'v'}$ es el más importante y luego de resolver de nuevo las relaciones se obtiene que el esfuerzo cortante total es:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} - \overline{\rho u'v'} \quad (4.21)$$

Se observa que el primer término de esta relación está asociado al esfuerzo cortante laminar y ya se calculó por lo que solo falta resolver el segundo término asociado al esfuerzo cortante turbulento.

$$\tau_{turb} = -\overline{\rho u'v'} = \rho l^2 \left(\frac{du}{dy} \right)^2 \quad (4.22)$$

Donde la “longitud de mezclado” l se obtiene a partir de la relación de Kármán:

$$l = 0,4 \frac{du/dy}{du^2/dy^2} \quad (4.23)$$

$$\frac{du}{dy} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (2y - h) - \frac{U_0}{h}$$

$$\frac{du^2}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x}$$

Para el cálculo sobre los empaques cuando $y=h$:

$$\frac{du}{dy} = \frac{1}{2(1,3 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s)} (-4,77 \cdot 10^7 Pa/m)(10^{-4} m) - \frac{0,67 m/s}{10^{-4} m}$$

$$\frac{du}{dy} = -1,83 \cdot 10^7 s^{-1}$$

$$\tau_{lam} = -\mu \frac{du}{dy} = -(1,3 \cdot 10^{-4})(-1,83 \cdot 10^7) = 2390 Pa$$

$$\frac{du^2}{dy^2} = \frac{1}{(1,3 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s)} (-4,77 \cdot 10^7 Pa/m)$$

$$\frac{du^2}{dy^2} = -3,66 \cdot 10^{11} (m \cdot s)^{-1}$$

Entonces $l = 2 \cdot 10^{-5} m$

$$\tau_{turb} = (592 kg/m^3)(2 \cdot 10^{-5} m)^2 (-1,83 \cdot 10^7 s^{-1})^2 = 79 MPa$$

ESFUERZO CORTANTE TOTAL INSTANTÁNEO MÁXIMO SOBRE LAS EMPAQUETADURAS Y ANILLOS

$$\tau_{total} = \tau_{laminar} + \tau_{turbulento} \quad (4.24)$$

$$\tau_{total} = (2,39 \cdot 10^{-3} + 79) MPa$$

$$\tau_{total} = 79 MPa$$

empaques

4.5 RESULTADOS

Tabla 4.2 - Resultados para h= 0,01mm. (Caso #1)

$\delta P/ \delta x$ [Pa/m]	$u_{\text{máx}}$ [m/s]	Q [m ³ /s]	u_{avg} [m/s]	Re	τ [Pa]
-7,31.10 ⁷	7,36	1,58.10 ⁻⁵	5,02	228	374
-6,36.10 ⁷	6,45	1,39.10 ⁻⁵	4,41	200	327
-5,88.10 ⁷	5,99	1,29.10 ⁻⁵	4,10	186	303
-4,77.10 ⁷	4,92	1,07.10 ⁻⁵	3,39	154	247
-3,98.10 ⁷	4,15	9,06.10 ⁻⁶	2,88	131	207
-3,02.10 ⁷	3,23	7,13.10 ⁻⁶	2,27	103	159
-1,59.10 ⁷	1,86	4,25.10 ⁻⁶	1,35	61	88
-1,59.10 ⁶	0,67	1,37.10 ⁻⁶	0,43	20	16

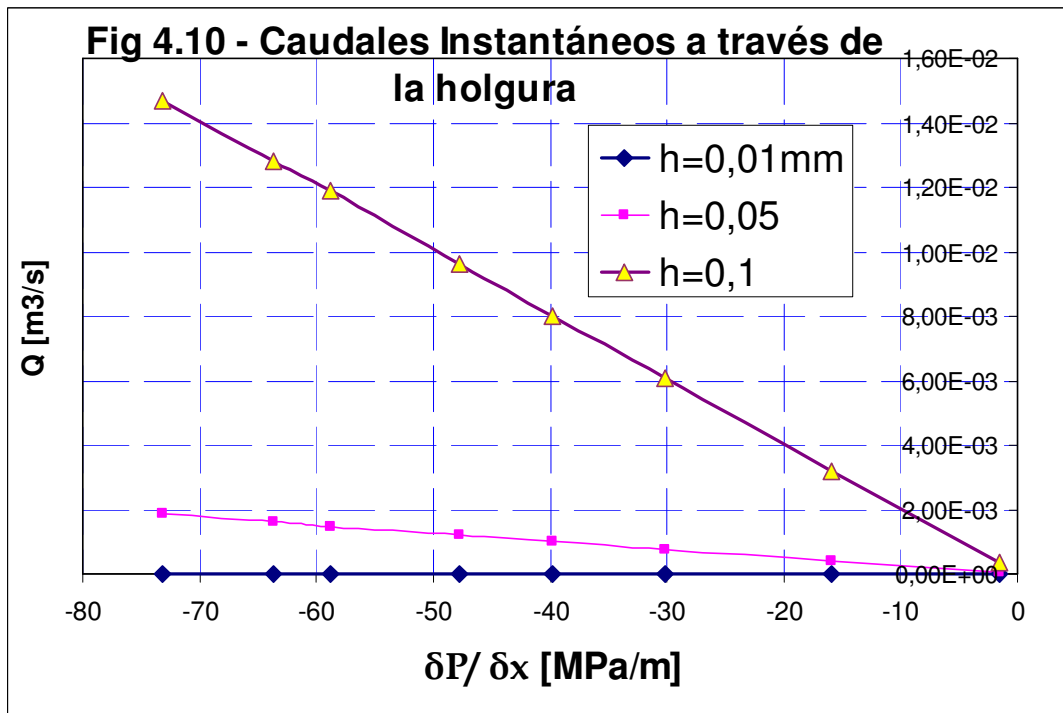
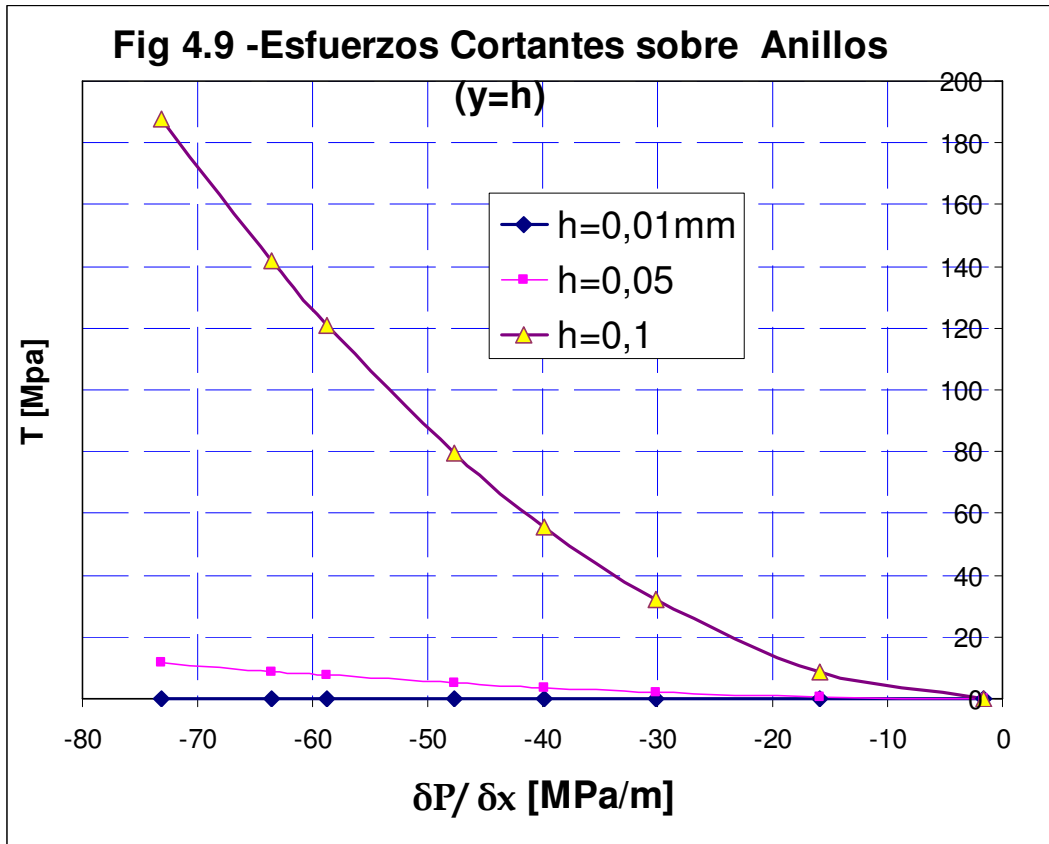
Tabla 4.3 – Resultados para h= 0,05mm.

$\delta P/ \delta x$ [Pa/m]	$u_{\text{máx}}$ [m/s]	Q [m ³ /s]	u_{avg} [m/s]	Re	τ [Pa]
-7,31.10 ⁷	176,15	1,85.10 ⁻³	117,54	26715	1,18.10 ⁷
-6,36.10 ⁷	153,21	1,61.10 ⁻³	102,25	23240	8,90.10 ⁶
-5,88.10 ⁷	141,75	1,49.10 ⁻³	94,61	21503	7,61.10 ⁶
-4,77.10 ⁷	114,99	1,21.10 ⁻³	76,77	17449	5,01.10 ⁶
-3,98.10 ⁷	95,88	1,01.10 ⁻³	64,03	14553	3,48.10 ⁶
-3,02.10 ⁷	72,95	7,66.10 ⁻⁴	48,74	11079	2,02.10 ⁶
-1,59.10 ⁷	38,55	4,06.10 ⁻⁴	25,81	5867	5,64.10 ⁵
-1,59.10 ⁶	4,15	4,53.10 ⁻⁵	2,88	655	41

Tabla 4.4 - Resultados para h= 0,1mm (Caso #2).

$\delta P / \delta x$ [Pa/m]	$u_{\text{máx}}$ [m/s]	Q [m ³ /s]	u_{avg} [m/s]	Re	τ [Pa]
$-7,31 \cdot 10^7$	703,60	$1,47 \cdot 10^{-2}$	469,18	213264	$1,88 \cdot 10^8$
$-6,36 \cdot 10^7$	611,87	$1,28 \cdot 10^{-2}$	408,02	185466	$1,42 \cdot 10^8$
$-5,88 \cdot 10^7$	566,00	$1,19 \cdot 10^{-2}$	377,45	171568	$1,21 \cdot 10^8$
$-4,77 \cdot 10^7$	458,98	$9,62 \cdot 10^{-3}$	306,10	139138	$7,98 \cdot 10^7$
$-3,98 \cdot 10^7$	382,54	$8,02 \cdot 10^{-3}$	255,14	115973	$5,54 \cdot 10^7$
$-3,02 \cdot 10^7$	290,71	$6,09 \cdot 10^{-3}$	193,98	88176	$3,20 \cdot 10^7$
$-1,59 \cdot 10^7$	153,21	$3,21 \cdot 10^{-3}$	102,25	46480	$8,90 \cdot 10^6$
$-1,59 \cdot 10^6$	15,62	$3,31 \cdot 10^{-4}$	10,52	4785	$9,26 \cdot 10^4$

4.6 GRAFICAS DE RESULTADOS



4.7 ANÁLISIS DE RESULTADOS Y OBSERVACIONES

- Se observa que una pequeña variación en la holgura afecta enormemente la generación de esfuerzos cortantes y caudales instantáneos locales.
- Para el cálculo de velocidades la viscosidad influye de manera inversa, es decir, que para un fluido muy viscoso se obtendrán velocidades pequeñas. Esto se debe en gran parte, a que los esfuerzos cortantes son mayores y por tanto no se tendrá libre movimiento entre las capas del fluido.
- En el instante más crítico estudiado para $h=0,1\text{mm}$, cuando la presión de descarga es máxima (13,78MPa), junto con que se cuenta con un fluido de una viscosidad baja ($1,3 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$) se obtienen valores de velocidad muy altos.
- Solo para el valor más bajo estudiado de holgura ($h=0,01\text{mm}$), se obtienen valores de números de Reynolds característicos de flujo laminar. Sin embargo para la gran mayoría de los resultados obtenidos, el flujo se caracterizaría como turbulento.
- Mediante la relaciones obtenidas al derivar la función velocidad y observando los perfiles de velocidades obtenidos para los casos #1 y #2, se tiene que el valor de velocidad máxima se alcanza alrededor del punto medio de la holgura.
- Si el valor de la holgura es mayor se alcanzarán grandes velocidades, las cuales pueden ser altas en comparación con la velocidad de la placa móvil la cual quedaría casi despreciable. Para el caso #2, se llegaron a obtener velocidades máximas de alrededor de 450m/s (para $h=0,1\text{mm}$) frente a la velocidad del pistón de 0,67 m/s. En este caso el perfil obtenido se aproxima al de flujo entre dos placas fijas. **No obstante, es más probable que el fluido**

vaporice antes de alcanzar esos valores de velocidad tan altos.

Adicionalmente los caudales a través del último anillo serían muy grandes por lo que se justifica que el diseño adecuado sea el de doble alojamiento, con un sistema de lubricación, con el cual se evite la fuga del amoníaco, que pasa por el último anillo, a la atmósfera.

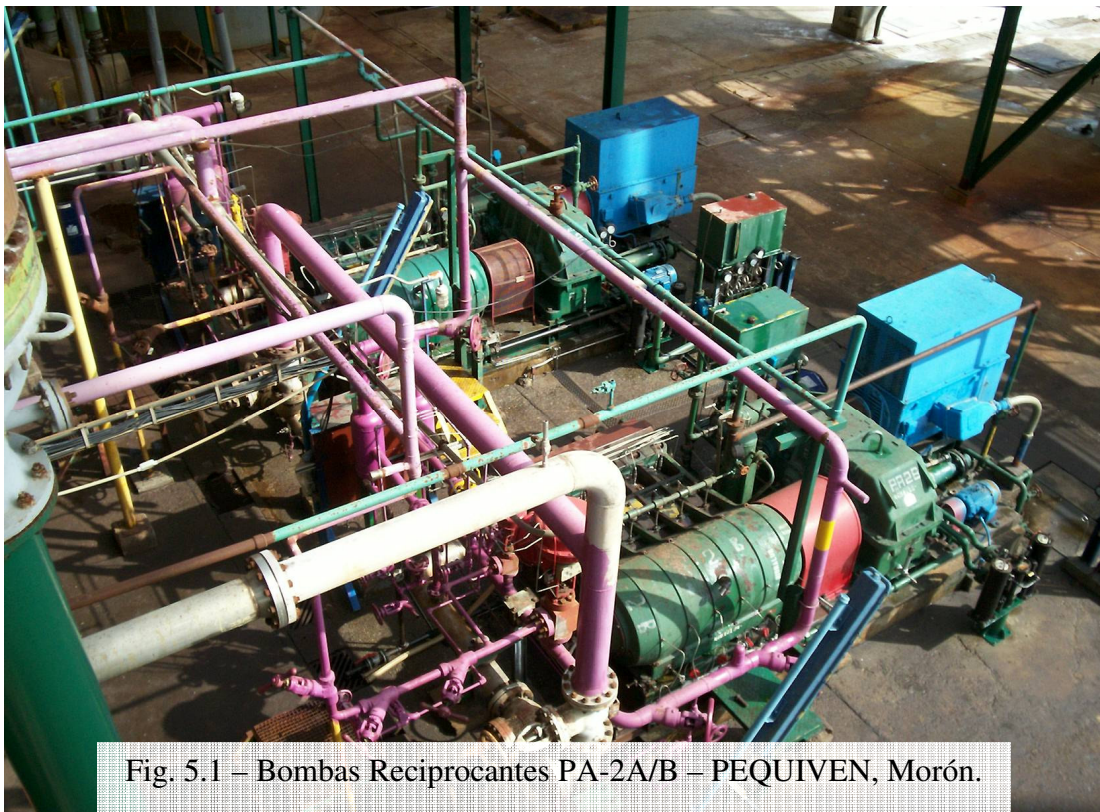
- Si la velocidad de la placa móvil, en este caso el pistón, también fuera nula, la estimación del esfuerzo cortante laminar no dependiera de la viscosidad del fluido.
- La determinación de flujo dentro de placas planas o cilindros concéntricos se complica cuando la diferencia de presión en los extremos, varía en el tiempo. Para equipos reciprocantes, se presenta este caso y por lo tanto es muy adecuado estudiar solo instantes en los cuales se cuente con la data necesaria para realizar los cálculos. Sin embargo para poder establecer una conclusión más completa, es necesario estudiar todos los instantes posibles.
- Se observa que con altos valores de holgura se generan esfuerzos cortantes de mayor magnitud y su vez el flujo que puede escapar a través de la misma puede llegar a ser muy elevado. Idealmente, se buscaría lograr un valor de holgura cero, al menos con los anillos duros que no se deformen como las empaquetaduras, solo que en las rutinas de ensamble del pistón sobre la camisa ya preparada con los anillos, el pistón no entraría con tanta facilidad.

CAPÍTULO V

EVALUACIÓN DE LAS BOMBAS ALTERNATIVAS PA-2A Y PA-2B DE LA PLANTA DE UREA EN EL COMPLEJO PETROQUÍMICO MORÓN

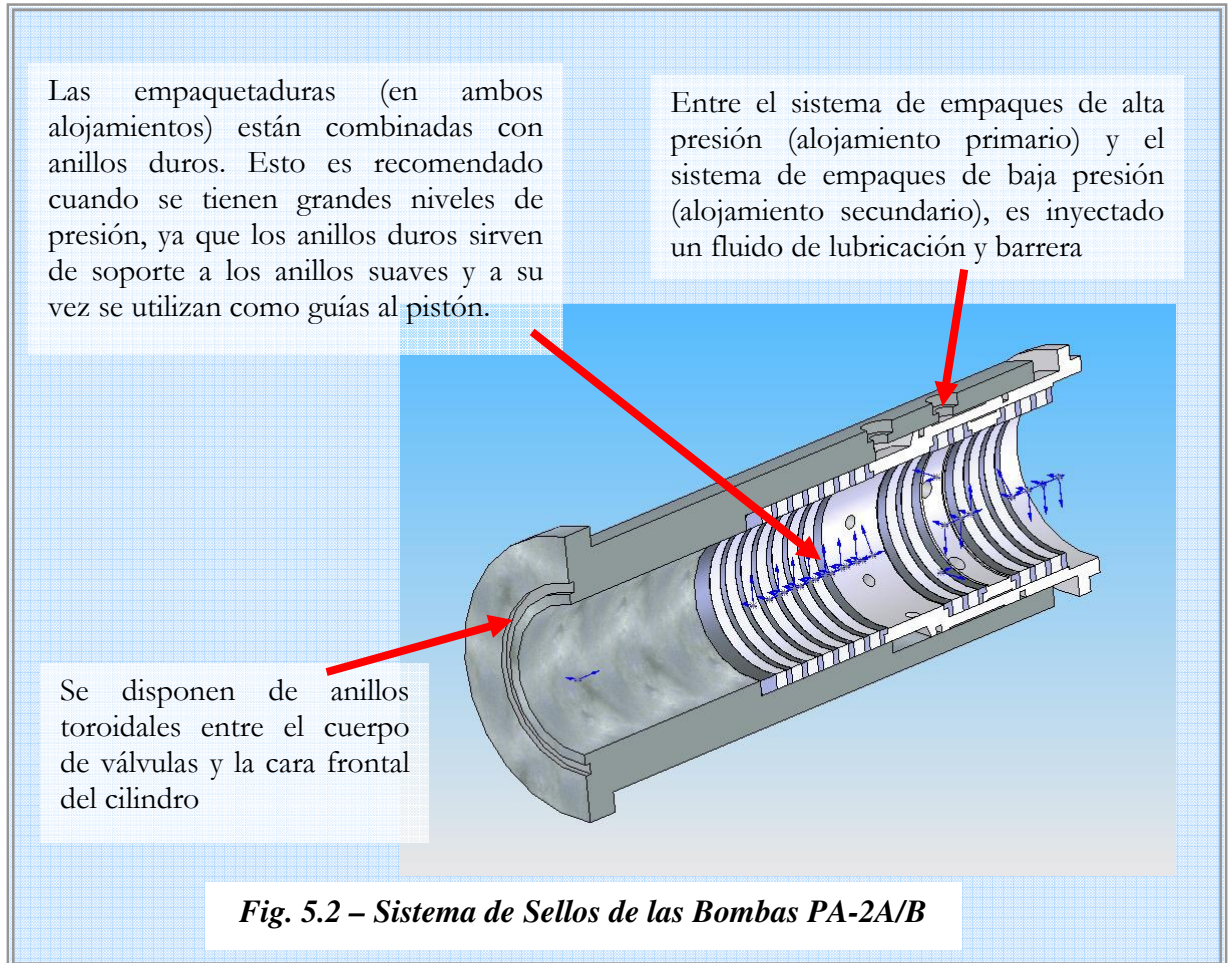
5.1 DESCRIPCIÓN DE LAS BOMBAS

Las Bombas Alternativas PA-2A y PA-2B fueron fabricadas por la compañía italiana PERONI en 1969 dentro de la serie PQO 100x190. Cada una de ellas está provista de 5 (cinco) pistones dispuestos en posición horizontal con movimiento reciprocante dentro de sus respectivos cilindros.



Estos equipos están diseñados para manejar hasta 43 m³/h de Amoníaco Líquido de alta presión (20 - 25 MPa) el cual es dirigido hacia un Reactor (A1) en donde se inicia el proceso de Síntesis de UREA. (ver sección 1.5)

Estas bombas cuentan con un diseño de sistemas de sellos, con **DOBLE ALOJAMIENTO DE EMPAQUES** (*two gland stuffing box*) como se describe en la sección 2.3.



El enfoque del estudio es directamente sobre el sistema y los elementos de sellos descritos, específicamente: empaquetaduras, anillos toroidales y sistema de lubricación a los empaques.

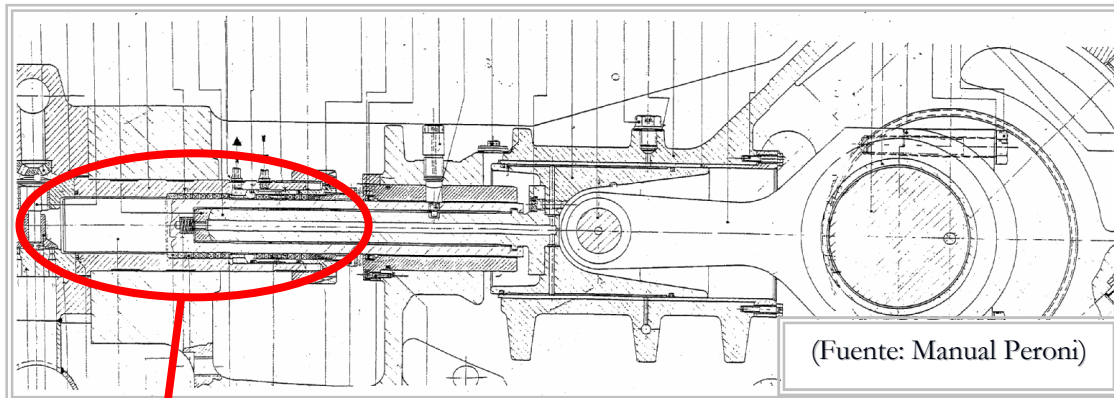
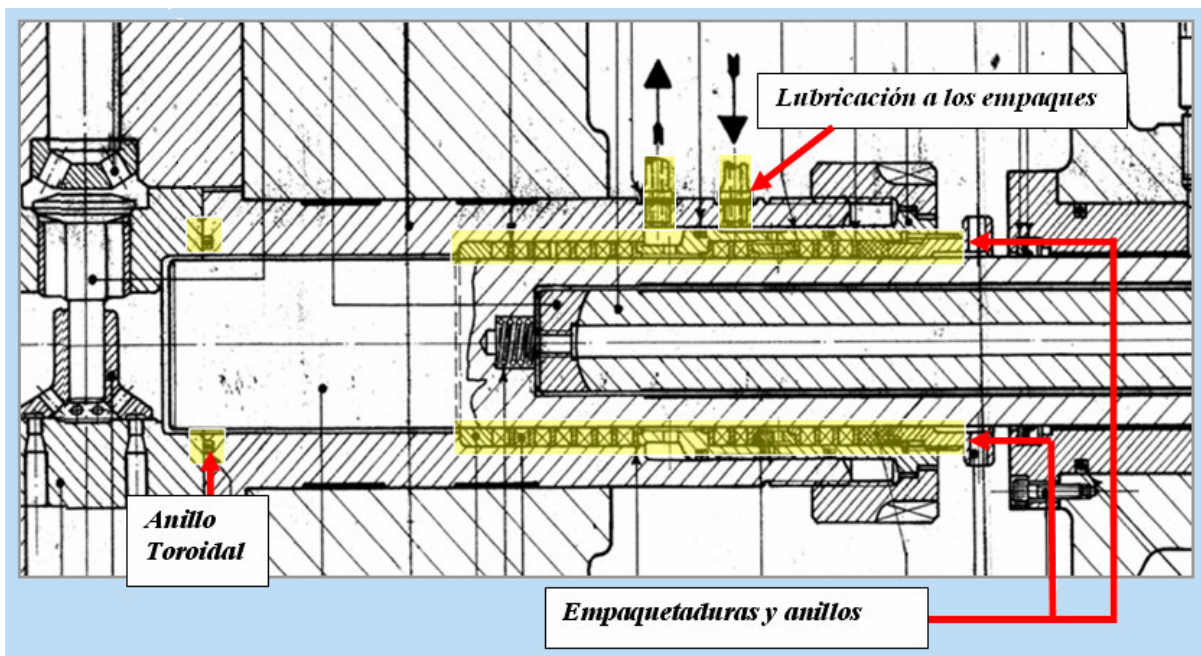


Fig. 5.3 ELEMENTOS DE EVALUACIÓN



5.2 EVALUACIÓN DE LAS EMPAQUETADURAS

5.2.1 Parámetros de diseño Original: Datos del Fabricante - Manual PERONI Baderna MERKEL 621 10x10mm, material: Amianto Teflonado

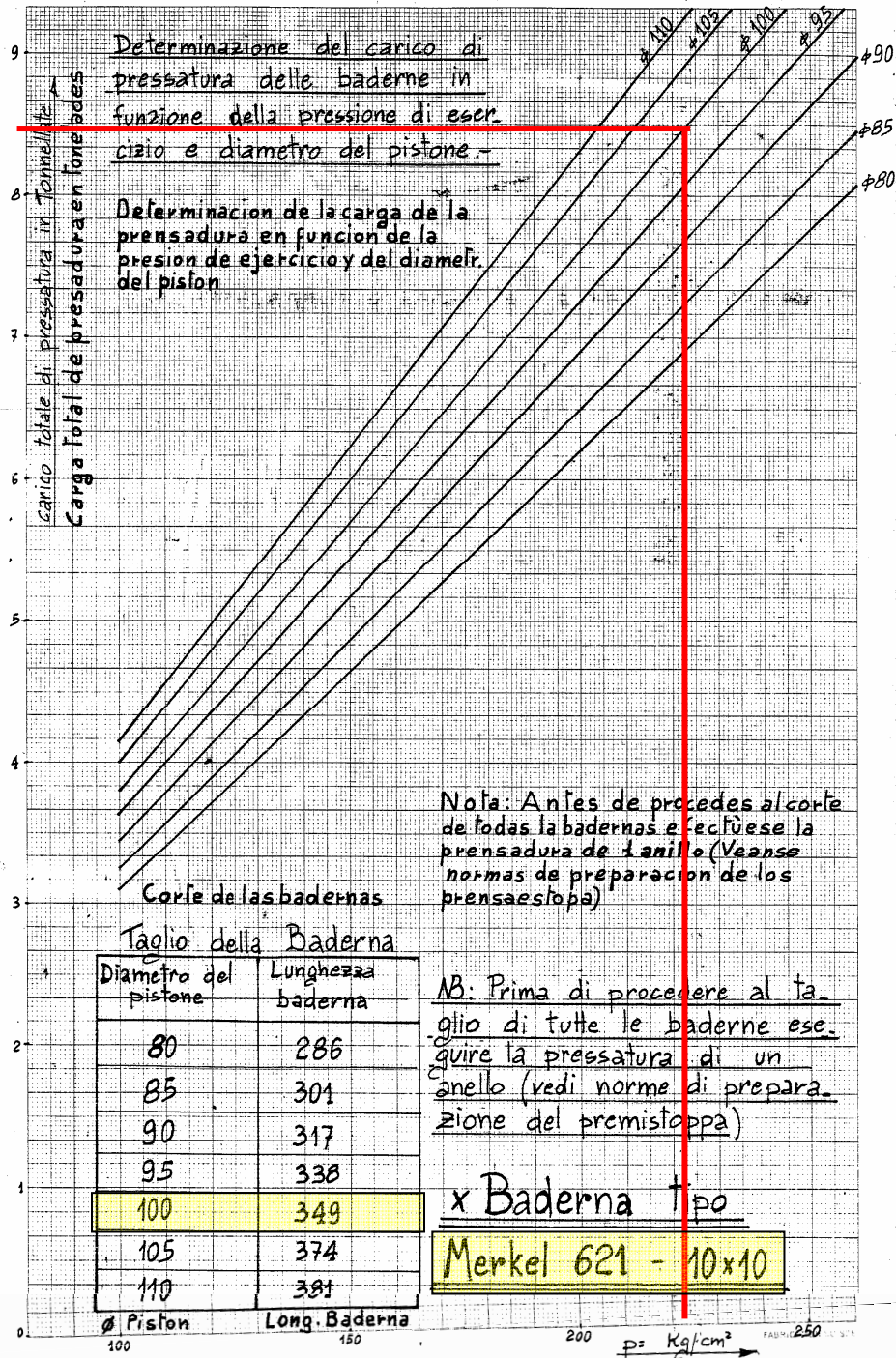


Fig.5.4 - Precompresión de las Empaquetaduras (Fuente Manual Peroni)

5.2.2 NIVELES DE PRESIÓN

De una manera directa la selección de las empaquetaduras puede estar basada en que la presión de diseño debe ser igual o mayor que la presión de operación dentro del equipo. Sin embargo, como se ha mostrado la distribución de presiones a través de los empaques varía en función de la fuerza radial ejercida por los mismos sobre el eje y de la caída de presión del fluido de trabajo a medida que pasa a través de la holgura. Aunque el primer anillo está sometido prácticamente a la presión de operación, hay una variación notable y se puede obtener un valor promedio a través del alojamiento. (ver figura 3.3)

De acuerdo a lo que establece *THE FLUID SEALING ASSOCIATION* la presión promedio estimada en el alojamiento de empaques (stuffing box pressure) es igual a la presión de succión más el 25% de la presión diferencial total.

$$\textit{Stuffing Box pressure} = P_{suct} + 0.25(P_{dif})$$

Con los datos de diseño de la bomba se tiene:

- Presión de Succión (normal) = 256 psig (18 Kgf/cm²)
- Presión de Descarga = 3556 psig (250 Kgf/cm²)
- Presión Diferencial= (3556-256)psig = 3300 psig (232 atm)

$$\textit{Stuffing Box pressure} = (256 \textit{psi}) + 0.25(3300 \textit{psi})$$

$$\textit{Stuffing Box pressure} = 1081 \textit{psi} (76 \textit{Kgf / cm}^2)$$

De esta manera se tiene otro valor de referencia **mínimo** al cual estarán sometidos los elementos dentro del alojamiento.

Las empaquetaduras utilizadas actualmente (MM 5314) están diseñadas para un rango de presión de hasta 900 psi, por lo tanto no cumplen con los requerimientos del equipo, al menos en la primera sección de empaques (Camisa de alta).



Fig. 5.5 Empaquetaduras de PTFE con inserciones de Kevlar

5.2.3 DIMENSIONES DE LAS EMPAQUETADURAS

Longitud

De acuerdo a lo que recomienda el fabricante la longitud de de corte de las empaquetaduras debe ser:

$$L = \pi \left[\frac{\phi_{\text{pistón}} + \phi_{\text{alojamiento}}}{2} \right] + 3\text{mm}$$

$$\phi_{\text{pistón}} = 100\text{mm}$$

$$\phi_{\text{alojamiento}} = 120\text{mm (Stuffing Box Bore)}$$

$$L = \pi \left[\frac{100 + 120}{2} \text{mm} \right] + 3\text{mm} = 349 \text{ mm}$$

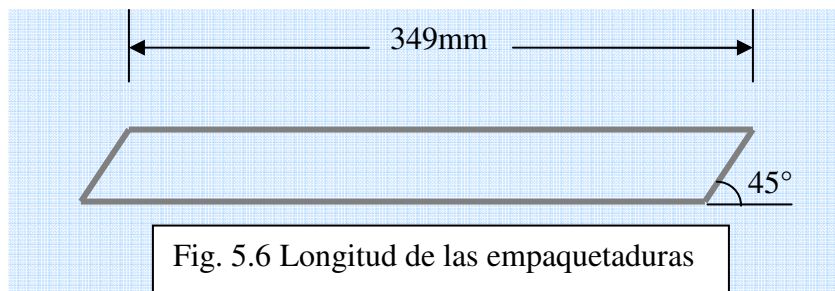
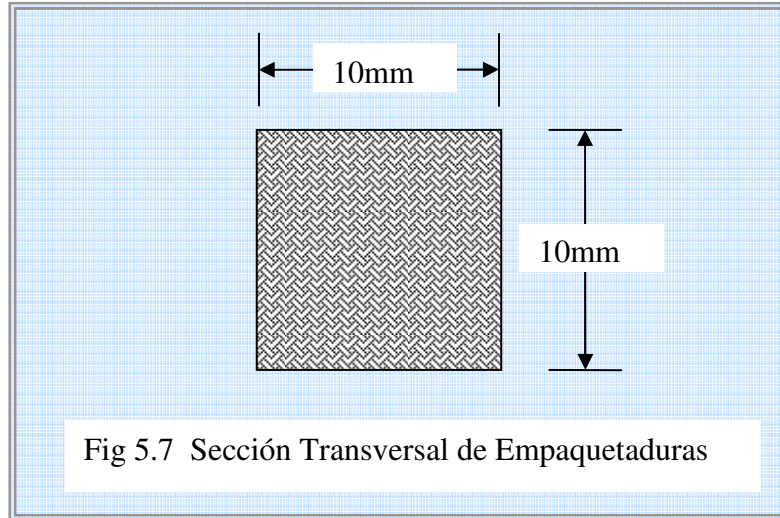


Fig. 5.6 Longitud de las empaquetaduras

En donde se debe tener cuidado que dichos cortes se realicen bajo un ángulo de 45°.

Evaluación de la Sección Transversal de las Empaquetaduras



La sección transversal de guarda una íntima relación con las dimensiones del eje. Las empaquetaduras son generalmente de sección cuadrada y son hechas en medidas estándar que van desde 6mm (1/4 pulg) en adelante.

Con referencia al diámetro del pistón igual 100mm, se pueden evaluar criterios de referencia para hacer una evaluación a la sección actualmente utilizada de 10x10mm. De esa manera se determina que, para estas características la sección de la empaquetaduras **debería ser de al menos 12.5x12.5mm**, de acuerdo al criterio de Karassik et.al (2001) en el Pump Handbook, Capítulo2- Pump Packing. Sin embargo en el *anexo 10* se pueden consultar otros criterios adicionales, que también indican que la sección debería ser mayor a 10x10mm.

Shaft (or sleeve) Diameter, in (mm)	Packing size, in (mm)
$\frac{3}{8}$ to $1\frac{1}{2}$ (15 to 30)	$\frac{1}{4}$ (6.3)
$1\frac{1}{8}$ to $1\frac{7}{8}$ (30 to 50)	$\frac{5}{16}$ (8)
$1\frac{7}{8}$ to 3 (50 to 75)	$\frac{3}{8}$ (10)
3 to $4\frac{3}{4}$ (75 to 120)	$\frac{1}{2}$ (12.5)
$4\frac{3}{4}$ to 12 (120 to 305)	$\frac{5}{8}$ (16)

Fig. 5.8 -Sección recomendada para las empaquetaduras. Criterio de Karassik et.al

5.2.4 Pre – Compresión de las Empaquetaduras

De acuerdo a lo consultado en el manual POMPE PERONI MILANO para Normas de preparación de montaje del Prensaestopa, se tiene que la duración del paquete se debe al cuidado que se pone en su preparación, en el montaje y en las sucesivas reparaciones; por lo tanto es necesario cumplir escrupulosamente con las normas siguientes:

La baderna empleada consta de una trenza de amianto o de teflón empapado hilo por hilo; de P.T.F.E y recubierta de dos medias tejidas con hilos de teflón puro.

Ella, como todas las badernas, es relativamente posible de comprimir y por consiguiente si fuese montada en la cámara prensaestopa sin una preventiva preparación en la prensa de cada uno de los anillos, sería necesario obtener su compresión durante el funcionamiento, operando sobre la abrazadera de regulación del prensaestopa. De esta manera se agotaría en corto tiempo la parte de fileteado reservada a la regulación, y además la carga necesaria para comprimir los anillos de fondo debería ser transmitida a través de todos los anillos que están detrás con un consiguiente desgaste por todos los mas cerca a la abrazadera de regulación.

Algunos usuarios establecen que para el óptimo funcionamiento, la presión usada para moldear cada anillo de empaquetadura debiera ser al menos igual a la presión de descarga de la bomba. Se tiene entonces que con un pistón de 100mm dentro de un alojamiento de empaques de 120mm de diámetro operando a 20,6 MPa (210 Kgf/cm²), la fuerza utilizada para pre-comprimir las empaquetaduras es:

$$F_{pre-comp} = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{120}{1000} \right)^2 - \left(\frac{100}{1000} \right)^2 \right] (20,6 MPa) = 71190 \text{ N}$$

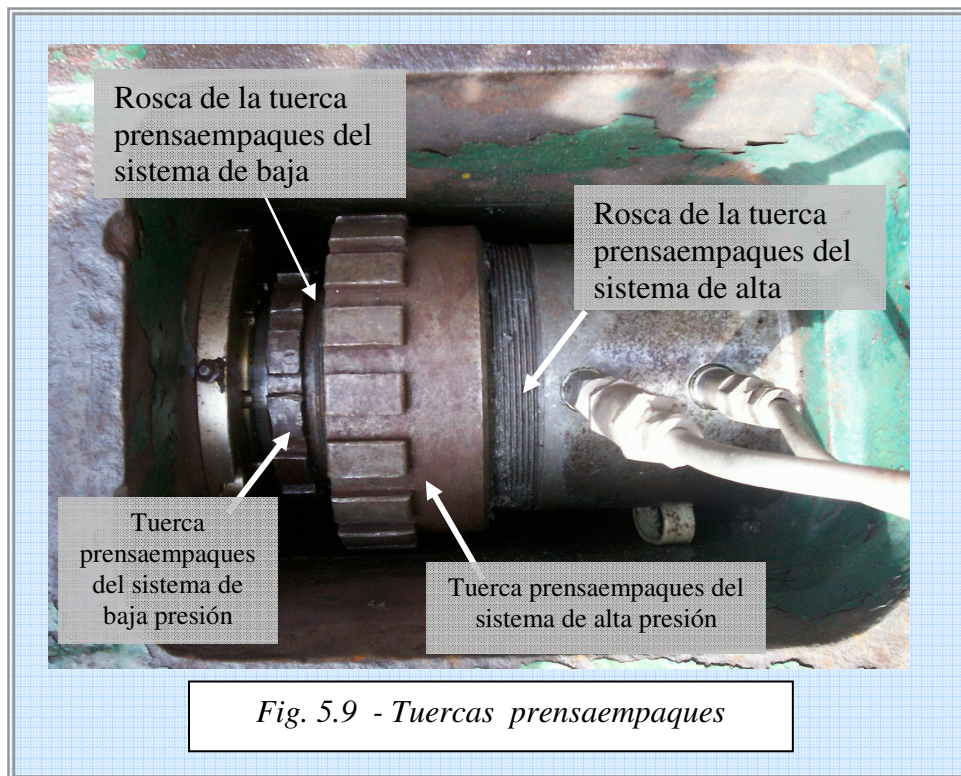
La aplicación de una fuerza **mayor a 7 TON**, debería ser usada para precomprimir cada empaque (*ver apéndice 4*). Este valor coincide satisfactoriamente con lo recomendado por el fabricante (*ver fig.5.4*).

5.2.5 Determinación del ajuste del prensaempaques

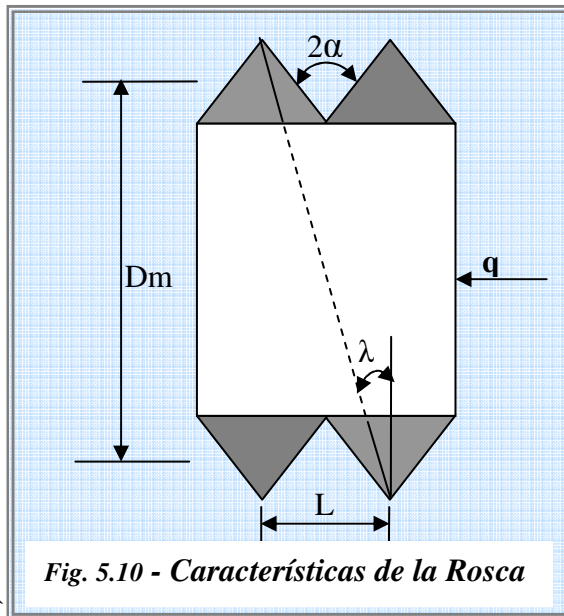
Para ejercer la adecuada fuerza axial sobre el paquete de empaques, hay que tener en cuenta las consideraciones desarrolladas la *sección 3.2*. Básicamente lo que se realizaría para determinar el adecuado ajuste del prensaempaques, es considerar que la carga transmitida al primer anillo (más lejano al prensaempaques) deba ser igual la carga que ejerce la presión del fluido de trabajo. Debería existir este equilibrio, ya que en caso contrario se tendrían los siguientes casos:

a) Prensaempaques muy apretado: Con prensaempaques ajustables, un exagerado apriete causaría fricción excesiva entre el empaque y el pistón, resultando en altas temperaturas, deterioro del empaque y rayadura del pistón.

b) Prensaempaques muy suelto: Si el prensaempaques está muy suelto o sin apriete, el empaque puede desplazarse hacia atrás y hacia delante dentro del alojamiento, produciendo desgaste entre el diámetro externo del empaque y la pared del alojamiento.



Como los prensaempaques, son tuercas con tipos de roscas definidos, la relación entre la fuerza axial ($q_p=W$) y el torque (T) necesario en la tuerca es la siguiente:



$$T = W \frac{D_m}{2} \left(\frac{f\pi D_m + L \cos \phi_n}{\pi D_m \cos \phi_n - fL} \right)$$

Para la camisa de alta (Tuerca más grande sobre las camisas)

Para estimar la fuerza o carga óptima, que el prensaempaques debe ejercer sobre el conjunto de empaquetaduras y anillos, se aplican las relaciones obtenidas en la sección 3.2. De esta forma se obtiene que la carga en el prensaempaques ($q_p=W$), es equivalente a: **75600N** (ver apéndice 2). De igual forma se tiene que la tuerca debe desplazar aproximadamente 20mm, lo que equivale a **6 vueltas y media** de ajuste luego de que la tuerca haga contacto con el conjunto.

Diámetro medio rosca: 164mm

L (avance): 3 mm (9 hilos por pulgada)

f (factor de fricción): 0.18 (ver Anexo V)

$\alpha = 30^\circ$, $\tan \lambda = L/(\pi D_m)$

$\tan \phi_n = \tan \alpha \cdot \cos \lambda$, $\phi_n = 30^\circ$

$$T = \frac{0,164m}{2} \left(\frac{0,18\pi(0,164) + 0,003 \cos(30)}{\pi(0,164)\cos(30) - (0,18)(0,003)} \right) W$$

$$T = (1,75 \cdot 10^{-2} m) W$$

$$T_{\text{Camisa Alta}} = 1323 \text{ N.m (975 lbf/ft)}$$

Para la camisa de baja (Tuerca más pequeña dentro de las linternas)



En el *apéndice 2*, se obtiene que la carga en el prensaempaques ($q_p=W$), es equivalente a: **8700N**. De igual forma se tiene que la tuerca debe desplazar aproximadamente 0,8mm, lo que equivale a entre **3/8 a 1/2 vuelta**.

Diámetro medio rosca: 123mm

L (avance): 2 mm (12 hilos por pulgada)

$\theta_n=30^\circ$

f (factor de fricción): 0.18

$W=q_p=6911N$ (ver apéndice 2)

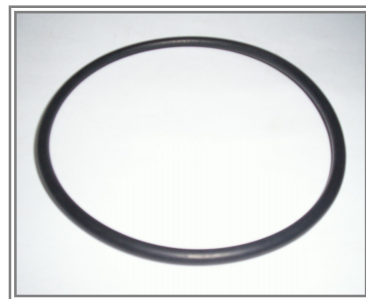
$$T = (6911N) \frac{0,123m}{2} \left(\frac{0,18\pi(0,123) + 0,002 \cos 30}{\pi(0,123) \cos 30 - (0,18)(0,002)} \right)$$

$$\mathbf{T_{Camisa Baja} = 81 N.m (60 lbf/ft)}$$

5.3 EVALUACIÓN DE LOS ANILLOS TOROIDALES

O-RINGS (Cara Frontal Camisas) utilizados:

- EPR (Etileno Propileno / EPDM P.C) dureza 90.
- Dimensiones: O-Ring 2-350 ($\text{Øint} = 116.84\text{mm}$, $\text{Øsecc. Transversal} = 5.33\text{mm}$).



Para determinar las condiciones de operación de estos O-Rings, se evalúan principalmente los siguientes parámetros: Compatibilidad con el fluido de trabajo, dureza, dimensiones.



Fig. 5.12 - Falla Típica de los O-Rings.

5.3.1 Compatibilidad con fluido de trabajo: Aunque el fluido de trabajo es amoníaco líquido, los antecedentes muestran que también se pueden presentar cantidades de aceite mineral provenientes de los sistemas de lubricación y de ciertos sellos en la planta de amoníaco. Por lo tanto se toma en cuenta la compatibilidad con respecto a 2 fluidos: Amoníaco Líquido y Aceite Mineral. Se determina que el EPDM

(actualmente usado) es recomendado para amoníaco (compatibilidad 1) pero es entre los materiales estudiados el que presenta peor comportamiento con el aceite mineral (marginal = 3). Asimismo se observa que el material que presenta las mejores prestaciones es el Perfluoro Elastómero cuyo nombre comercial es KALREZ®. (Ver Figura de Compatibilidad)

1 = Recommended 2 = Probably Satisfactory 3 = Marginal 4 = Not Recommended

Chemical/Media	Perfluoro-elastomer	Viton® ETP	Aflas® TFE/P	Viton® FKM	EPDM P.C.	Buna-N NBR	Silicone	Fluoro-silicone
Abietic Acid	1	-	-	-	-	-	-	-
Acetaldehyde	2	4	4	4	2	4	2	4
Ammonia + Lithium Metal Solution	4	4	4	4	2	4	4	4
Ammonia Gas, Cold	1	4	1	4	1	1	1	4
Ammonia Gas, Hot	1	4	2	4	2	4	1	4
Ammonia, Liquid	1	4	3	4	1	2	2	4
Ammonium Acetate	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Arsenate	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Benzoate	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Bicarbonate	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Bifluoride	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Bromide	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Carbamate	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Sulfate	1	1	1	1	1	1	-	-
Ammonium Sulfide	1	1	1	1	1	1	-	-
Ammonium Sulfite	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Thiocyanate	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Thioglycollate	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Thiosulfate	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Tungstate	1	-	-	-	-	-	-	-
Ammonium Valerate	1	-	-	-	-	-	-	-
MIL-T-5624 (JP-3, JP-4, JP-5)	1	1	2	1	4	1	4	2
MIL-T-83133 (JP-8)	1	1	2	1	4	1	4	2
Milk	1	1	1	1	1	1	1	1
Mineral Oil	1	1	1	1	3	1	2	1
Mixed Acid Etchants	1	2	3	3	4	4	4	4
MLO-7277, 7557	1	1	1	1	4	3	4	3

Fig. 5.13 – Compatibilidad química de O-rings y diversos fluidos

Ahora se evalúan los materiales y la dureza de acuerdo a los niveles de esfuerzos a los cuales estarán sometidos los O-rings. Los niveles de presión de descarga de la bomba están en el orden de 13 a 20 MPa. El Etileno Propileno ya queda descartado por no compatibilidad química con aceite, adicionalmente el Nitrilo no es compatible con amoníaco, por lo que el material adecuado es entonces Perfluoro Elastómero con una dureza de alrededor de **80 Shore A**.

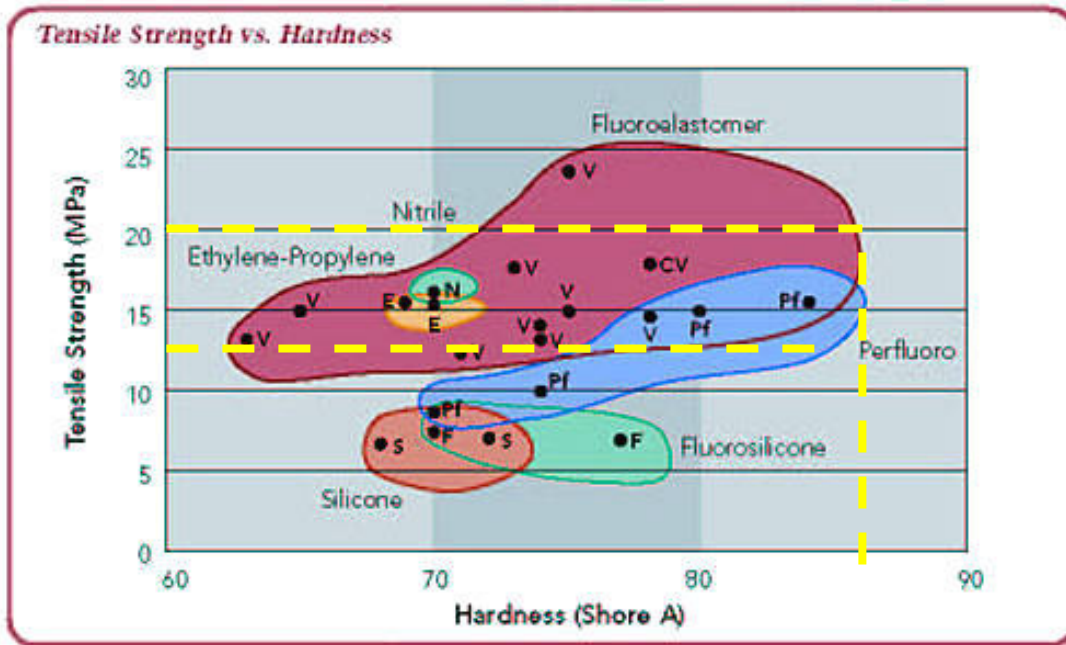


Fig. 5.14 – Esfuerzos vs Dureza en Elastómeros

La temperatura promedio del fluido de trabajo es 25°C, y en ese rango el **KALREZ 1050LF** presenta los niveles de dureza adecuados. Se considera también que eventualmente se realizan practicas de operación, mediante lavados con agua a una temperatura de alrededor de 100°C lo cual es desfavorable para el comportamiento del O-ring

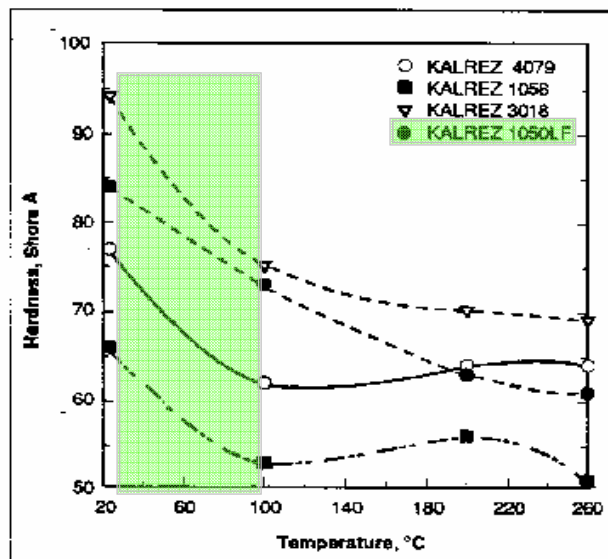


Fig. 5.15 – Variedades de Kalrez, Dureza vs Temp.(por ASTM 1415)

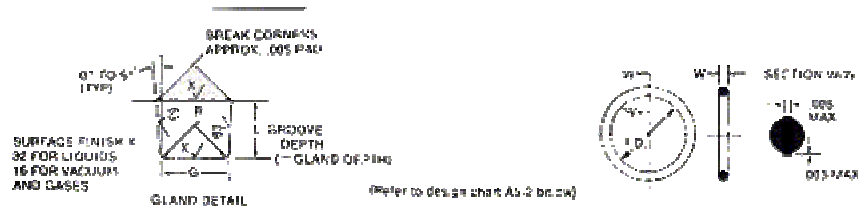
5.3.2 Dimensiones entre los Anillos Toroidales y sus respectivos grooves:

Los O-rings utilizados actualmente son productos de la compañía PARKER, dimensionados bajo las normas **AS 568A** dentro de la serie **2-350**, con Øsecc. Transversal (W)= 5.33mm y Øinterno (ID)=116,84mm.

TABLE B6 Parker Series 2-xxx O-Rings Size Cross Reference Table

1	2	3			4			5	6				
	Size Only	NOMINAL SIZE (Inches)			STANDARD O-RING SIZE (Units Are In Inches)			Basic Volume	METRIC O-RING SIZE (Units Are In Millimeters)				
PARKER SIZE NO.	AS 568A Uniform	(REF. ONLY)			(REF. ONLY)				Actual (b) Per AS 568A				
(a)	Dash No.	ID	O.D.	W	ID	Tol +	W	Tol +	Cu. In.	ID	Tol +	W	Tol +
2-348	-348	4 3/8	4 3/4	3/16	4.350	.030	.210	.005	4.962	110.49	0.76	5.53	0.13
2-349	-349	4 1/2	4 7/8	3/16	4.475	.030	.210	.005	5.098	113.67	0.76	5.33	0.13
2-350	-350	4 5/8	5	3/16	4.600	.030	.210	.005	5.234	116.84	0.76	5.33	0.13
2-351	-351	4 3/4	5 1/8	3/16	4.725	.030	.210	.005	5.370	120.02	0.76	5.33	0.13
2-352	-352	4 7/8	5 1/4	3/16	4.850	.030	.210	.005	5.506	123.19	0.76	5.33	0.13

Para esta serie las dimensiones recomendadas del canal no son compatibles con las ranuras de las camisas de las PA-2A/B, con **4.5mm (0,177pulg) de profundidad**, por lo que en este caso el O-Ring no presenta el apriete adecuado.



DESIGN CHART AS-2

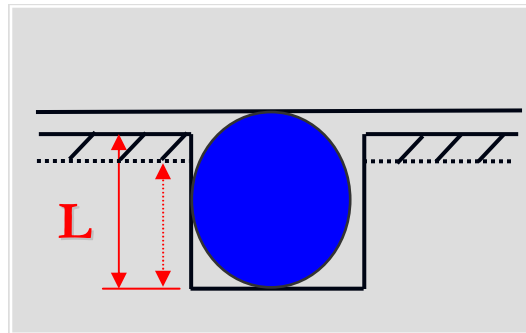
FOR O-RING FACE SEAL GLANDS

These dimensions are intended primarily for face type seals and low temperature applications.

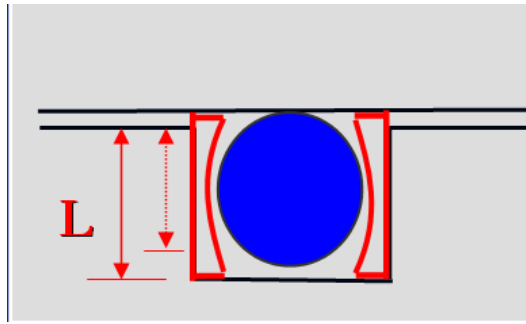
O-RING SIZE PARKER NO. 2	W		L	SQUEEZE		G		R
	CROSS SECTION			GLAND DEPTH	ACTUAL	%	GROOVE WIDTH	
	NOMINAL	ACTUAL	LIQUIDS				VACUUM AND GASES	GROOVE RADIUS
004 through 050	1/16	.070 ±.003	.050 to .054	.012 to .023	19 to 32	.101 to .107	.084 to .099	.005 to .014
102 through 178	3/32	.105 ±.003	.074 to .080	.020 to .032	20 to 30	.136 to .142	.120 to .125	.005 to .015
201 through 284	1/8	.139 ±.004	.101 to .107	.020 to .042	20 to 30	.177 to .187	.158 to .164	.010 to .024
309 through 395	3/16	.210 ±.005	.152 to .162	.043 to .063	21 to 30	.270 to .290	.239 to .244	.020 to .035
425 through 476	1/4	.275 ±.006	.201 to .211	.058 to .080	21 to 28	.342 to .382	.309 to .314	.030 to .035

Se presentan 3 alternativas para esta situación:

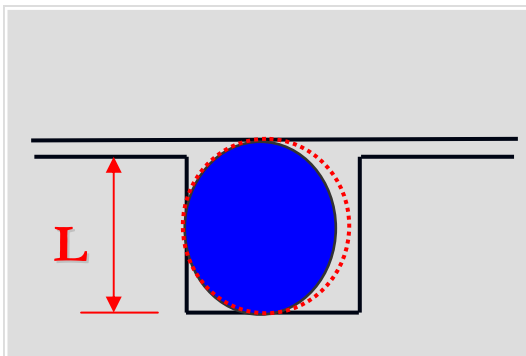
a) Refrentar las caras de las camisas para disminuir la altura “L”. Sin embargo hay que considerar que la camisa quedará desplazada. Esto permitiría al pistón sobresalir más en cada carrera y se puede presentar impacto con el cuerpo de válvulas.



b) Utilizar Back-up Rings:



c) Seleccionar un O-Ring de mayor sección transversal:



Desarrollando la alternativa “c”, que implica seleccionar otro O-ring de mayor dimensión, se determina que, bajo las mismas normas de fabricación (ASA 568) al seleccionar el modelo con el mismo diámetro interno pero con mayor sección transversal, la serie 2-426, el aumento es demasiado grande (de 5.33 a 6.99 mm) y el apriete sería excesivo (35%). El canal recomendado para esta serie (2-425 hasta 2-475) es aún menos compatible con lo que originalmente tienen las camisas.

Apriete O-Rings actuales:

$$\% \text{Apriete} = \frac{5.33 - 4.5}{5.33} \times 100 = 15.5\%$$

Lo cual está por debajo de los valores recomendado de entre 21 a 30% (Ver “% Squeeze” Design Chart A5-2)

TABLE B6 Parker Series 2-xxx O-Rings Size Cross Reference Table

1 PARKER SIZE NO. (a)	2 Size Only AS 568A Uniform Dash No.		3 NOMINAL SIZE (Inches) (REF. ONLY)			4 STANDARD O-RING SIZE (Units Are In Inches) Actual (b) Per AS 568A (REF. ONLY)				5 Basic Volume Cu. In.	6 METRIC O-RING SIZE (Units Are In Millimeters) Actual (b) Per AS 568A		
	I.D.	O.D.	W.	ID	Tol ±	W	Tol ±	I.D.	Tol ±		W	Tol ±	
2-395	-395	26	26 3/8	3/16	25.940	.120	.210	.005	2.8454	658.88	3.05	5.33	0.13
2-425	-425	4 1/2	5	1/4	4.475	.033	.275	.006	.8863	113.67	0.84	6.99	0.15
2-426	-426	4 5/8	5 1/8	1/4	4.600	.033	.275	.006	.9097	116.84	0.84	6.99	0.15
2-427	-427	4 3/4	5 1/4	1/4	4.725	.033	.275	.006	.9330	120.02	0.84	6.99	0.15

Los anillos toroidales en general, pueden ser fabricados bajo los criterios de las siguientes normas:

- a) ASA 568 (Estándar Americano)
- b) JIS B2401 (Estándar Japonés)
- c) ISO 3601 (Estándar Internacional)
- d) BS 4518 (Estándar Inglés)
- e) DIN 3771 (Estándar Alemán)
- f) AFNOR 47501 (Estándar Francés)

Evaluando las diferentes normas, se determina que el O-ring adecuado para las dimensiones de las ranuras en las camisas, y sin tener que realizar ningún tipo de maquinado, corresponden a lo que se indica bajo las normas **BS 4518** para el modelo **1143-57*114.3**. Satisfactoriamente, los valores de profundidad del canal (4.5mm) con que originalmente vienen las camisas desde la fabrica PERONI, coinciden con los valores recomendados para este O-ring.

James Walker Number	DIAMETERS			FLANGE GROOVE DIAMETERS			
	Inside Dia. B	C, T	Cyl. D	Internal Pressure		External Pressure	
				V max	W (H11)	V (h11)	W min
5.7 ±0.12mm Diameter Section A							
72-0543-57*	54.3 ±0.40	55	65	51	65	55	69
" 0553-57*	55.3 "	56	66	52	66	56	70
" 0593-57*	59.3 "	60	70	56	70	60	74
" 0623-57*	62.3 "	63	73	59	73	63	77
" 0643-57*	64.3 "	65	75	61	75	65	79
" 0693-57*	69.3 "	70	80	66	80	70	84
" 0743-57*	74.3 "	75	85	71	85	75	89
" 0793-57*	79.3 "	80	90	76	90	80	94
" 0843-57*	84.3 ±0.50	85	95	81	95	85	99
" 0893-57*	89.3 "	90	100	86	100	90	104
" 0943-57*	94.3 "	95	105	91	105	95	109
" 0993-57*	99.3 "	100	110	96	110	100	114
" 1043-57*104.3	"	105	115	101	115	105	119
" 1093-57*109.3	"	110	120	106	120	110	124
" 1143-57*114.3	"	115	125	111	125	115	129
" 1193-57*119.3	"	120	130	116	130	120	134
" 1243-57*124.3 ±0.60	"	125	135	121	135	125	139
" 1293-57*129.3	"	130	140	126	140	130	144
" 1343-57*134.3	"	135	145	131	145	135	149
" 1393-57*139.3	"	140	150	136	150	140	154

5.4 Evaluación al Sistema de Lubricación a los empaques

El sistema de inyección de aceite a los empaques, cumple una función primordial de lubricar al último anillo del sistema de empaques de alta presión, en el cual se genera más fricción debido a que la fuerza radial de sello es mayor (ver sección 2.3 y 3.1). Adicionalmente, el fluido que pueda pasar a través de la holgura y cruzar el último anillo, es mezclado con este aceite de lubricación y dirigido a través de la línea de purga (ver fig. 3.4). Como el peso específico del lubricante utilizado es mayor que la de del fluido bombeado, dicha línea de purga está correctamente ubicada en la parte superior de la camisa (ver fig. 2.9, sección 2.3). El lubricante utilizado es **PDV FRILUB 46**, el cual es apropiado para esta función (ver anexo 11).

Para estimar la presión de inyección del aceite al sistema de empaques, se tiene en cuenta que la misma, no debería ser menor a la presión de vapor del amoníaco bombeado (17 Kgf/cm^2 , ver anexo 8) para evitar que se produzca vaporización. La presión en el sistema de empaques de baja presión, es aproximadamente igual a la presión de succión (ver sección 2.3), la cual, de acuerdo a la descarga de la bombas PC-5A/B, alcanza un máximo valor de 25 Kgf/cm^2 (despreciando las pérdidas en el tramo entre ambas bombas). La presión de inyección de aceite de lubricación deberá ser entre 1 a 2 Kgf/cm^2 mayor que la presión en esta zona. Entonces

$$17 < P_{\text{sistema lubricación}} < 26 \text{ Kgf/cm}^2$$

Este rango está en acuerdo con lo que se recomienda en el manual de la bomba, para el sistema de lubricación a los empaques (ver anexo 11).

Adicionalmente, en la sección 4.2.3 se cuenta con referencia experimental del valor de la presión, en la región anular entre el sistema de empaques de baja y el sistema de empaques de baja, que es aproximadamente 20 Kgf/cm^2 .

De esta manera, para las condiciones de funcionamiento actual, se recomienda una presión de inyección de aproximadamente: **21 Kgf/cm^2 (300 psig)**.

CONCLUSIONES

- 1) Los elementos más críticos del sistema de sellos en las bombas PA-2A/B en la Planta de Urea del Complejo Petroquímico Morón, son el O-ring de la cara frontal de la camisa y el sistema de empaquetaduras. Se determina que las fallas en estos elementos son principalmente causadas por incorrecta selección de las empaquetaduras para los niveles de presión manejados, inadecuado ajuste de los prensaempaques, no compatibilidad de las dimensiones de los O-rings con sus respectivas ranuras y vulnerabilidad de dichos elastómeros con los fluidos manejados.
- 2) Para bombas reciprocantes, bombas centrífugas y válvulas, los sistemas de sellos más comunes son las empaquetaduras, y mientras con los avances de la tecnología se sigan desarrollando materiales (fibras, polímeros) con mejores prestaciones, este método de sellado seguirá prevaleciendo.
- 3) La reducción de la holgura entre el eje (o pistón) y los anillos de empaquetaduras, debido a la generación de una reacción en dirección radial, es la clave del sello en un sistema de empaquetaduras, siendo el ajuste del prensaempaques el factor determinante para lograr esta condición. Sin embargo debido a influencia de ciertos parámetros, esta condición de holgura "nula" se pierde cuando por ejemplo no se ajusta el prensaempaques suficientemente para que las empaquetaduras se deformen o que las mismas tiendan a encogerse debido a enfriamientos por la vaporización del amoníaco.
- 4) Para equipos reciprocantes que manejen fluidos tóxicos, o con una presión de vapor por debajo de la atmosférica, el sistema de sellos con *Doble Alojamiento de Empaques* (two-gland stuffing box) con inyección de lubricante a los empaques, es el diseño más recomendado.

- 5) Al estimar la distribución de carga en dirección axial a lo largo del conjunto de anillos, es posible determinar la fuerza que debe ejercer el prensaempaques, y así lograr el óptimo ajuste del mismo. Para esto, se deben considerar diversos parámetros como el coeficiente de transmisión radial en empaquetaduras y fuerzas de fricción.
- 6) La estimación de la deformación total en dirección axial del conjunto de anillos, puede ser asociada con el desplazamiento de la tuerca prensaempaques para lograr el ajuste adecuado, lo cual representa un método, para sustituir el cálculo y la medición del torque sobre el prensaempaques.
- 7) Es necesario evaluar la presión de diseño máxima que soportan las empaquetaduras, para determinar si son adecuadas para los niveles dentro del equipo donde se van a utilizar. Aunque la presión sobre las mismas va disminuyendo gradualmente, al menos el primer empaque está expuesto a la presión del fluido a sellar. Para el caso de arreglos de cajas de alojamientos múltiples (y con inyección intermedia de fluido de barrera), como el caso estudiado (*doble alojamiento de empaques*), la sección de empaques de baja presión, prácticamente no está sometida a grandes sollicitaciones y por lo tanto las empaquetaduras a utilizar en esa zona presentan menores requerimientos.
- 8) Para el buen funcionamiento de O-rings es necesario que exista congruencia con las dimensiones de las ranuras (groove) según las especificaciones de diseño que provee cada norma de fabricación de los mismos. De acuerdo a cada caso deberá evaluarse que alternativa es más provechosa: modificar la ranura o utilizar un O-ring con otras dimensiones.
- 9) La preparación previa de los empaques influye de gran manera en el posterior desempeño y en la adecuada deformación de los mismos, por lo que hay que tomar en cuenta la óptima pre-compresión de las empaquetaduras y su modo de corte.

10) Se observa que con altos valores de holgura se generan esfuerzos cortantes de mayor magnitud y su vez el flujo que puede escapar a través de la misma puede llegar a ser muy elevado. Idealmente se buscaría lograr un valor de holgura cero, al menos con los anillos duros que no se deformen como las empaquetaduras, solo que en las rutinas de ensamble del pistón sobre la camisa ya preparada con los anillos, el pistón no entraría con tanta facilidad.

11) Cuando se bombean fluidos tóxicos o con presiones de vapor por debajo de la atmosférica, no basta con asegurar que los equipos desarrollan los mejores niveles de presión y caudal con las mayores eficiencias posibles, es necesario garantizar la confiabilidad de un sistema de sellos seguro ya que se involucran otros factores como salud de personal, contaminación ambiental y pérdidas económicas asociadas a fugas.

12) La ocurrencia de eventualidades como recirculación de fluido bombeado por fallas en las válvulas en el manifold, despresurizaciones bruscas y fallas en la apertura de válvulas en las líneas de descarga traen consecuencias desfavorables en los elementos de sellos, en donde, específicamente los O-Rings pueden llegar a sufrir el fenómeno de “Descompresión Explosiva”.

13) Aunque no se tiene un criterio estándar para las dimensiones adecuadas de la sección transversal (cuadrada) de empaquetaduras, en la mayoría de las referencias consultadas para el caso estudiado de un pistón de 100mm de diámetro las empaquetaduras usadas actualmente de 10x10mm están por debajo de las dimensiones recomendadas y deberían ser un poco mayor, al menos de 12,5x12,5mm. Sin embargo esto implicaría realizar una modificación en las camisas en donde no solo el diámetro del alojamiento debe aumentar sino que todos los elementos quedan desplazados en dirección axial.

RECOMENDACIONES

- 1) Como el material Etileno Propileno (EPR), del cual están compuestos los anillos toroidales (O-rings) utilizados en la cara frontal de las camisas, es vulnerable al contacto con aceite mineral, se recomiendan elementos de Perfluoro Elastómero preferiblemente **Kalrez 1050LF**, dimensionados bajo las normas **BS 4518** específicamente el modelo **1143-57*114.3** para lograr un adecuado apriete. Debido a que este material es mucho más costoso, el valor inicial de estos O-rings es mayor, sin embargo a largo plazo resultan económicamente la mejor alternativa debido a la disminución de la frecuencia de fallas.
- 2) Debido a factores como costos y tiempo de entrega principalmente, no es factible adquirir empaquetaduras originales MERKEL 6211, las cuales representan la mejor opción para el desempeño del equipo. Sin embargo el modelo **MM-5315** de la marca MAMUSA presenta ventajas frente a las empaquetaduras usadas actualmente debido a un rango de presión más alto (2200 psi) y núcleo de Kevlar sin inserciones en las esquinas lo cual es favorable para evitar desgaste del pistón. Adicionalmente cuidar que para la combinación de las empaquetaduras con los anillos de grafito, que estos últimos presenten como máximo (en su diámetro interno) **0.2mm** por encima de la medida del diámetro del pistón para que se presenten valores óptimos de holgura.
- 3) La presión del sistema de inyección de aceite a los empaques (**centralina**), debe estar regulado a una valor entre **20 a 22 Kgf/cm² (≈ 300 psig)**. De igual forma se debe estudiar la adecuación de un sistema de recuperación de aceite a través de la línea de purga, el cual aunque ya previamente existe como proyecto, no ha sido puesto en marcha.
- 4) Para el ajuste de las tuercas prensaempaques se recomiendan los valores obtenidos en la **sección 5.2.5**. Adicionalmente, se debe crear una rutina de re-ajuste del sistema de empaques, con intervalos de tiempo adecuados, sobre todo en la puesta en marcha ya que las empaquetaduras aunque son sometidas a una pre-compresión todavía se encuentran en período de deformación.

GLOSARIO

Aramids: Pertenecen a una familia de nylons, incluyendo el **Nomex** y el **Kevlar**. El Kevlar se utiliza para hacer chalecos a prueba de balas y neumáticos de bicicleta resistentes a las pinchaduras. Las mezclas de Nomex y de Kevlar se utilizan para hacer ropas antinflama.

- El Kevlar es un polímero altamente cristalino. Llevó tiempo encontrar una aplicación útil para el Kevlar, dado que no era soluble en ningún solvente. Por lo tanto, su procesado en solución estaba descartado. No se fundía por debajo de 500 °C

Biuret: Es un producto que resulta de la unión de dos moléculas de urea con pérdida de una molécula de amoníaco. Se trata de una sustancia altamente tóxica para las plantas, por lo cual su concentración en la urea debe ser muy baja, menor al 0,4%.

Babbitt: Aleación metálica compuesto por diversos elementos con excelentes prestaciones frente al desgaste.

Cañamo (Hemp): Planta o cultivo que proporciona una excelente fibra textil. Es una variedad del *cannabis sativa*, de la que se obtiene el hachís y la marihuana.

Centralina: Designación propia utilizada para referirse al sistema de lubricación a los prensaestopas con aceite, en las bombas alternativas PA-2.

Elastómero: Polímero natural o sintético que presenta propiedades elásticas.

Empírico: Que se apoya exclusivamente en la experiencia y en la observación, y no en la teoría.

Erogación: distribución, gasto.

Fertilizantes: Son productos químicos naturales o industrializados que se administran a las plantas con la intención de optimizar su crecimiento y desarrollo de su perfil o potencial genético.

Polímero: La palabra polímero es formada a partir de las palabras en griego: "poly" que significa muchos, y "mer" que se refiere a pequeñas partes. Polímeros son ciertamente conjuntos de pequeñas partes o unidades repetidas de átomos unidas para formar una molécula.

Reología: Es el estudio de las relaciones *esfuerzos-deformaciones*.

Rumiante: Suborden de mamíferos que almacenan en el estómago la hierba no masticada y la regurgitan para dar lugar a la digestión, como por ejemplo: buey, cordero, cabra etc.

Tóxico: Cualquier sustancia que aplicada o introducida en el organismo produce alteraciones sobre el mismo.

Tribología: Es el nombre dado a la ciencia y tecnología de las fuerzas que interactúan entre superficies en movimiento relativo. Estas aplicaciones abarcan principalmente los campos de fricción, lubricación y desgaste.

Urea: Fertilizante nitrogenado que se obtiene a partir de una reacción química entre amoníaco y dióxido de carbono, y es muy aplicado en la producción agrícola.

Viscosidad: Es la medida de la resistencia (interna o intermolecular) de un fluido a un esfuerzo cortante.

Vulcanización: Es el proceso irreversible de entrecruzamiento de las moléculas de caucho por medio de "puentes de enlace". A través de la vulcanización, el caucho pasa de la fase plástica a la fase elástica.

REFERENCIAS

- American Petroleum Institute (1995). API Standard 674 – *Positive Displacement Pumps Reciprocating*. Segunda Edición. Washington D.C.
- Arends, C. (1996). *Polymer toughening*. New York. Marcel Dekker Inc.
- ASM Handbook. *Composites*. Materials Information Society. Vol. 21, ASM Internacional. Cleveland (Ohio)
- Beer, F. y Johnston R. (1993). *Mecánica de materiales*. México. Mc-Graw Hill.
- Bowden, F. y Tabor D. (1986) *The friction and lubrication of solids*. Oxford. Clarendon Press, Oxford Science Publications.
- Buchter, H. (1979). *Industrial Sealing Technology*. New York. John Wiley & Sons.
- BURGMANN (1985). *Stuffing Box Packings*. Catalogue E3 – 2nd Edition. Londres
- Charrier, J. (1990). *Polymeric materials and processing*. New York. Hanser Publishers.
- Chichinadze, A. (1984). *Polymers on friction assemblies of machines and devices: A Handbook*. New York. Allerton Press Inc.
- Daniels, C. (1989). *Polymers: structure and properties*. Lancaster. Technomic Publishing Company.
- EG&G Sealol (1991). *Seal & Survive – Seal Handbook*. Cranston (Rhode Island).
- Fluid Sealing Association (2005). *Sealing Sense*. Pumps and systems. (S.P.I).
- Fox, R.; McDonald, A. (1983). *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. Segunda Edición. México. Nueva Editorial Interamericana.

Gulf Publishing Company (1984). *Pumping Manual*. 7th Edition, Houston, Texas.

HECKER WERKE (2004). *Stopfbuchspackungen*. Packungskatalog, Packung Deutsch, 16. Auflage 11/2004.

HECKER WERKE (2006). *PTFE-Graphite Packings*. Disponible: http://www.heckerwerke.de/english/fre_blue.html [Consulta: 2006, septiembre].

Hunter, R. (1959). *Advanced Mechanics of Fluids*. New York. John Wiley & Sons.

Instituto de Ingeniería Mecánica y Producción Industrial - IIMPI (SF). *Tornillos de Potencia*. Trabajo no publicado, Departamento de Diseño Mecánico, Montevideo.

Karassik, I.; Heald, C. (2001). *Centrifugal Pumps: Major Components*. Pump Handbook. New York. McGraw-Hill.

Kenneth, J. (1998). *Bombas. Selección, uso y mantenimiento*. México. McGraw-Hill

Lester, H. y Gallagher, J. (1978). *Journal of Physical and Chemical Referent Data*. Vol. 7.

Marín, A.; Paredes A. (1993). *Empaquetaduras y Sellos Mecánicos*. CIED-CEPET., Tamare (Zulia).

Mark, J. (1999). *Polymer Data Handbook*. Oxford. Oxford University Press.

Mark, J. (2004). *Physical properties of polymers*. American Chemical Society. 3ra Edición. Cambridge. Cambridge University Press.

Matthews, F.(1994). *Composite Materials: Engineering and Science*. New York. Chapman & Hall.

MATWEB (2007). *Material Property Data*. [Página web en línea]. Disponible: <http://www.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=PDAIK102> [Consulta: 2007, Febrero]

McCreight, L. (1968). *Ceramic fibers and fibrous composite materials*. Vol.3, Academic Press.

Mikaty, M.; Padrón, M. y Figuera, L. (2005). *Instructivo para la presentación de Tesis de Pregrado, Postgrado, Doctorado y Trabajos de Ascenso*. U.C.V, Caracas.

Miller, R. (1989). *Flow Measurement Engineering Handbook*. Second Edition. McGraw-Hill.

Netzel, J. (2001). *Centrifugal Pump Packing*. Pump Handbook. New York. McGraw- Hill.

NIZZERO (1997). *Empacaduras, Empaquetaduras, Cordones y Cintas*. Manual. (S.P.I.)

PERONI POMPE (2007). *Reciprocating Pumps - PTO/PQO/PSO Series - Sealing Systems*. [Página web en línea]. Disponible: <http://www.peronipompe.com/ptosealing.htm> [Consulta: 2006, Junio]

Potter, M.; Wiggert, D. (1997). *Mecánica de Fluidos*. 2da. Edición. México. Prentice Hall

Precision Rubber Products LTD (1980). *O-Ring Handbook*. Canada.

- Prodan, V.; Bozhko, G. y Kalabekov, I. (1994). *Determining the Lateral Stress Coefficient for a Teflon Gland Packing*. Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 30.
- Roca Vila, R (1998). *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. México. Editorial Limusa.
- Schulz, H; Fuchslocher (1964). *Bombas, funcionamiento, cálculo y construcción*. 10ma. Edición. Barcelona. Editorial Labor.
- SEALOL Inc., *Selle y Produzca. Principios básicos, instalación y mantenimiento de empaaduras y sellos mecánicos*. Curso Nro. 100. (S.P.I)
- Shames, I. (1995). *Mecánica de Fluidos*. 3ra. Edición. México. Mc-Graw Hill.
- Shigley, E. (1979). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México. McGraw-Hill.
- SIMRIT® (2007). *Merkel Stopfbuchspackungen*. [Página web en línea]. Disponible: <http://www.simrit.de/D/start.htm> [Consulta: 2006, Julio 04]
- Streeter, V.; Wylie B. (1987). *Fundamentos de Mecánica de Fluidos*. 8va. Edición. México. Mc-Graw Hill
- Tyler Hicks (1960). *Bombas, su selección y aplicación*. México. Editorial CECSA.
- Vinogradov, G. y Mallkin, A. (1980). *Rheology of Polymers*. Moscú. Mir Publishers.
- Vologodskii, N. (1970). *How to determine the lateral pressure and shrinkage coefficient of soft gland packings*. Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 6.

ANEXOS

[Apéndice 1 – Justificación Económica]

Antecedentes:

- Eventualmente se han presentado fugas de Amoníaco en las Bombas PA-2A/B.
- La frecuencia de reparaciones debido a fallas en los sellos ha llegado a ser de 2 veces al mes.
- En cada reparación de las bombas, por cambio de sellos se invierten aproximadamente Bs. 1 Millón/camisa.
- Cada intervención se ejecuta en un lapso de alrededor de 4* hr de trabajo requiriendo mínimo 2 personas.



Considerando el efecto sumado de todos estos factores en la producción, se estima que las pérdidas asociadas a estas fallas pueden llegar a alcanzar:

(14 Millones Bs./Falla) x (2 Falla/mes) x (12 mes/año) = **336 Millones Bs./año**

Para la estimación de los costos asociados por falla se tienen en cuenta el aporte de los siguientes factores (con referencia de precios al período Julio – Noviembre de 2006):

a) Costo de Repuestos (por cada camisa):

Material	#SAP	Costo Unitario	Cantidad	Sub-Total [Bs.]
Juego de O-Rings	8075	186.392,5 Bs./jgo	1 jgo/camisa	186.392,5
Empaquetadura Kevlar + Teflón 10x10mm	45010	475.184,2 Bs./Kg	(12emp/camisa).(0,0548Kg/emp)= 0,658 Kg	312.671,2
Juego de Anillos Grafito	8043	593.327,1 Bs./jgo	1 jgo/camisa	593.327,1
			TOTAL	1.092.390,8 Bs.

b) Costos de Producción de UREA por cada hora:

$(349.000 \text{ Bs./TM})(750 \text{ TM/día})/(24 \text{ h/día})=10.906.250 \text{ Bs./h}$

c) Costos TM amoníaco

Se toma en cuenta la densidad (592 Kg./m³) y por cada que se fugue se tiene:
 $(516.000 \text{ Bs./TM})(0,592 \text{ TM/m}^3)(1 \text{ m}^3)= 305.472 \text{ Bs.}$

Cabe destacar que hay involucrado un impacto ambiental y este valor estimado no representa en su totalidad los verdaderos costos del amoníaco fugado

d) **Otros Costos:** Aquí se incluyen factores como costos de personal, aceite de la centralina, costos de SHA etc., en alrededor de un 20% de una hora de producción: **2.000.000 Bs.**

Cuando exista una fuga, por cada hora de parada de producción, por cada camisa que falle y en base a cada m³ de amoníaco que se pierdan, el valor estimado de las pérdidas será:

(Costo Repuestos) + (Costo TM amoníaco que se fugan) + (Costos asociados a horas de producción de Urea en el caso que la planta se pare) + (Otros Costos) = _____ **Bs/falla**

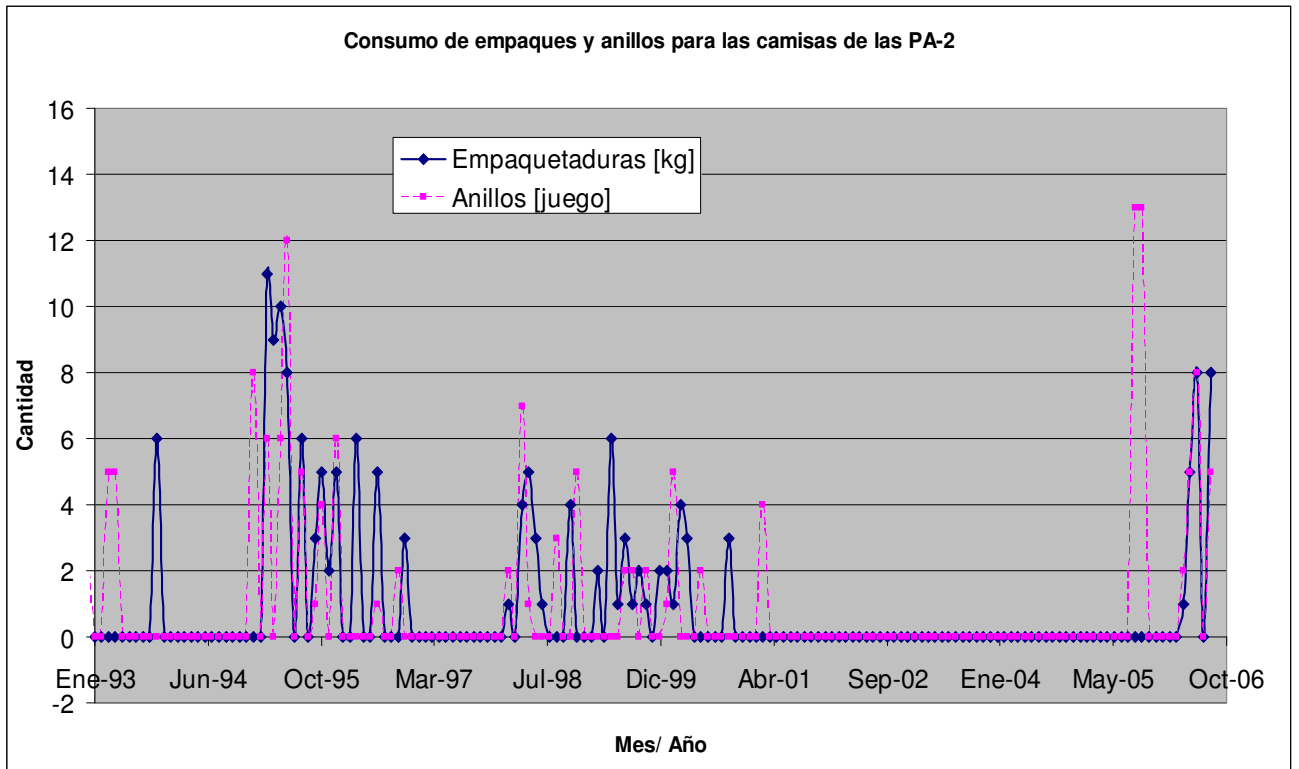
(1.092.390,8 Bs) + (305.472 Bs) + (10.906.250 Bs) + (2.000.000 Bs) ≈ **14 millones Bs/falla**

Si las horas de parada de producción se extienden, si fallan o se reemplaza más de una camisa y si se fuga más de un m³ de amoníaco, estos costos aumentarán notablemente.

En acuerdo con el manual de PERONI, esta actividad se debe realizar con un mínimo de 2 personas con 4 horas de trabajo y el reemplazo de sellos debería tener una frecuencia de 1 vez cada 12 meses.

PREVENTIVE MAINTENANCE PROGRAM - SUMMARIZING SCHEDULE				POMPE PERONI MILANO	
<p>MONTHLY FREQUENCIES</p> <p>OPERATIONS POS.</p>					
POS.	DESCRIPTION	Working hours	Persons No.	QUALIFICATION	
1	OIL CONTROL (Level and quality)	0.5	1	ASSEMBLER	
2	VALVE INSPECTION AND OR REPLACEMENT	2 2	1 1	ASSEMBLER ASSISTANT	
3	CHECK OF MAIN SEALINGS PLUNGER CHECK	2 2	1 1	ASSEMBLER ASSISTANT	
4	REPLACEMENT OF SEALINGS PLUNGERS ETC...	4 4	1 1	ASSEMBLER ASSISTANT	
5	GENERAL CONTROL AND EXAMINATION OF CRANKMECHANISM CLEARANCES UNIT CONTROL- REDUCER-TORQUE CONVERTER ETC..	8 8	1 1	ASSEMBLER ASSISTANT	
6	NON-DESTRUCTIVE INSPECTIONS VALVE BODIES AND CYLINDERS	/	/	SPECIALIST	
7	NON-DESTRUCTIVE INSPECTIONS TIE RODS AND NUTS	/	/	SPECIALIST	

De acuerdo al registros en SAP de Consumos de material evaluados desde enero de 1993 hasta Julio de 2006 se observa que estimar un promedio de fallas global no es confiable sobre todo existe la necesidad de comparar con el historial de fallas, órdenes y reparaciones para aplicar la estadística necesaria. Sin embargo en el período de Junio – Agosto 2006 la frecuencia de fallas es de **2 veces al mes** y en cada una de ellas se involucran de **2 a 3 camisas.**



Visualización de Elementos de Sellos para la Estimación de Costos

Empaquetaduras

Material: 45010 EMPAQUETADURA KEVLAR+TEFLON 10X10MM
Centro: 0500 MORON CENTRO PRINCIPAL

Datos generales

Unidad medida base	KG	Kilogramo	Tipo de valoración	C
Moneda	VEB		Lfd. Periode	08 2006
Sector	10		Determ.precio	<input type="checkbox"/> LM act.

Valoración actual

Categoría valoración	1000	Cat/ValStockPProyecto	
Catg/ValStkPedCliente		Cantidad base	100
Control de precios	V	Precio estándar	0
Precio variable	47.518.420	Valor total	9.503.684
Stock total	20	<input type="checkbox"/> UM valorada	
Precio futuro	0	Válido de	
Precio anterior	0	Últ.modif.precio	

Periodo/año ant. Cálculo coste plan

Juego de Anillos

SAP Material Visualizar material 8043 (REPUESTOS)

Datos adicionales Niveles organización

Dat.ce./Almacenam.2 Contabilidad 1 Contabilidad 2 Stock de centro

Material: 8043 PERONI RING 651711-S-C
 Centro: D500 MORON CENTRO PRINCIPAL

Datos generales

Unidad medida base	J60	JUEGO	Tipo de valoración	C
Moneda	VEB		Lfd. Periode	08 2006
Sector	10		Determ.precio	<input type="checkbox"/> LM act.

Valoración actual

Categoría valoración		Cat/ValStockPProyecto	
Catg/ValStkPedCliente		Cantidad base	100
Control de precios	V	Precio estándar	0
Precio variable	59.332.717	Valor total	7.119.926
Stock total	12	<input type="checkbox"/> UM valorada	
Precio futuro	0	Válido de	
Precio anterior	0	Últ.modif.precio	

Periodo/año ant. Cálculo coste plan

Set de O-rings

SAP Material Visualizar material 8075 (REPUESTOS)

Datos adicionales Niveles organización

Dat.ce./Almacenam.2 Contabilidad 1 Contabilidad 2 Stock de centro

Material: 8075 PERONI O-RING SET
 Centro: D500 MORON CENTRO PRINCIPAL

Datos generales

Unidad medida base	J60	JUEGO	Tipo de valoración	C
Moneda	VEB		Lfd. Periode	08 2006
Sector	10		Determ.precio	<input type="checkbox"/> LM act.

Valoración actual

Categoría valoración	1000	Cat/ValStockPProyecto	
Catg/ValStkPedCliente		Cantidad base	100
Control de precios	V	Precio estándar	0
Precio variable	18.639.257	Valor total	16.216.154
Stock total	87	<input type="checkbox"/> UM valorada	
Precio futuro	0	Válido de	
Precio anterior	0	Últ.modif.precio	

Periodo/año ant. Cálculo coste plan

[APÉNDICE 2 – Estimación del Ajuste del Prensaempaques]

En base a las relaciones descritas en el Capítulo III, se procede a estimar ajuste del prensaempaques. Se debe establecer al menos un equilibrio entre la presión que ejerce el fluido sobre el primer anillo (más lejano al prensaempaques) y la fuerza que se transmite desde el prensaempaques hasta este anillo.

Área sobre la que se recibe la presión del fluido:

$$\begin{aligned} \text{area} &= \pi \cdot \phi_{\text{piston}} \cdot h + \pi \cdot \phi h^2 \\ \text{area} &= \pi \cdot (0,1m)(0,01mm) + \pi \cdot (0,01mm)^2 = 3,45 \cdot 10^{-3} m^2 \end{aligned}$$

Presión a nivel del anillo más lejano al prensaempaques:

Se considera que este anillo, deberá soportar la presión del fluido, la cual es máxima para el valor de presión de descarga de la bomba. En la sección 4.2.3 se tiene que dicha presión equivale a **13,78MPa**.

La carga q (W) proyectada sobre el anillo expuesto a la presión del fluido será:

$$\begin{aligned} W &= (\text{Area})(\text{Presión}) \\ W &= (3,45 \cdot 10^{-3} m^2)(13,78 \cdot 10^6 N/m^2) = 47541N \end{aligned}$$

Por lo tanto, como el conjunto del sistema de empaques primario tiene una longitud de 119mm, se procede a estimar la carga que debe hacer el prensaempaques para que al anillo expuesto a la presión del fluido se transmitan 47541N. Cabe destacar que aunque entre la tuerca prensaempaques y los empaques se encuentra la linterna, se considera que a través de esta última se transmite directamente la carga del prensaempaques.

Se considera cada anillo de manera individual, tomando en cuenta que el coeficiente de transmisión radial, varía de acuerdo al material y a las dimensiones. Todas las empaquetaduras presentan iguales dimensiones (10mm) por lo que el $K_{\text{empaquetaduras}}=0,6$. Sin embargo, se cuentan con tres tipos de ancho de anillos duros, por lo tanto se tendrán 3 coeficientes de transmisión radial para ellos. En función de las relaciones de áreas, de acuerdo al ancho de cada anillo, y como referencia se tiene

que el coeficiente de *poisson* para este material es de aproximadamente **0,3**, los valores de **K** serán:

$K=0,12$ (anillos junto a la linterna, ancho=4mm, relación de área=0,5)

$K=0,15$ (anillos intermedios, ancho=5mm, relación de área=0,4)

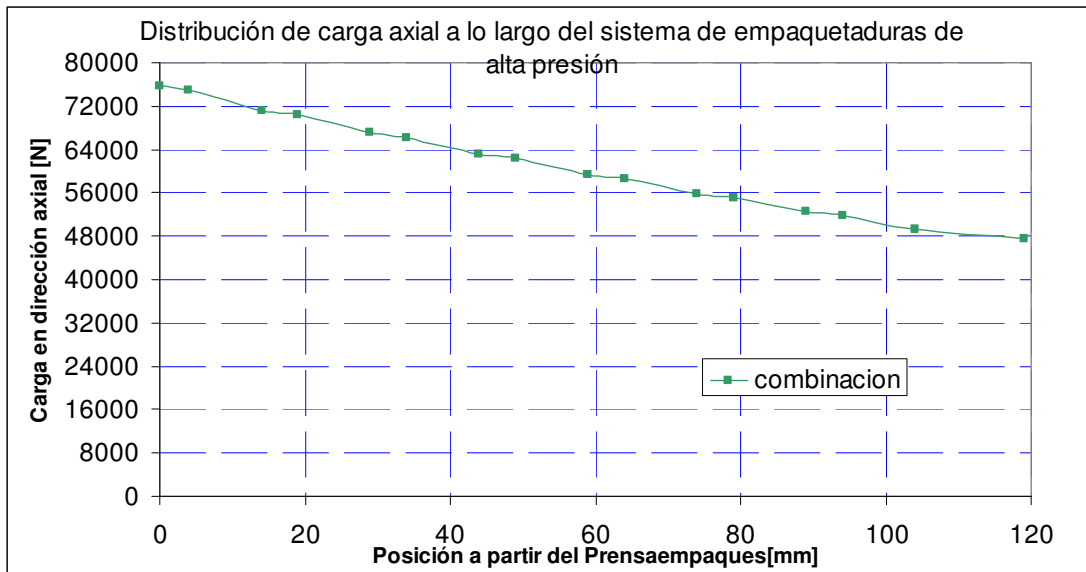
$K=0,45$ (anillo que recibe la presión del fluido, ancho=15mm, relación de área=1,5)

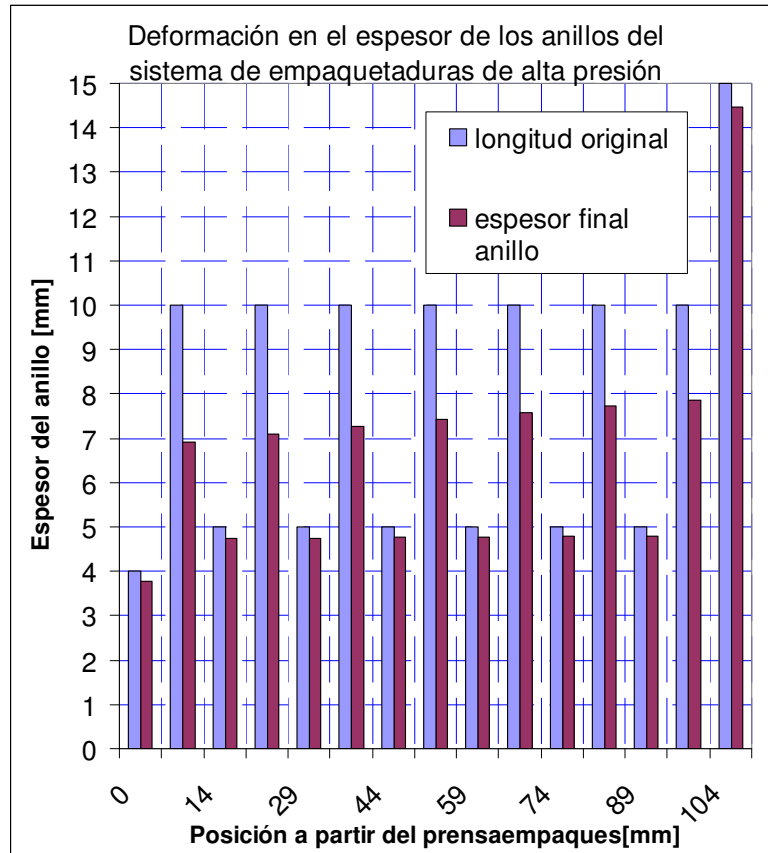
El factor de fricción se considera uniforme para todo el conjunto y es **$f=0,04$** . En el anexo 9, se tienen las propiedades mecánicas para el material de los **anillos** duros, para los cuales el módulo de elasticidad equivale a **$E=392\text{Mpa}$** .

De acuerdo a resultados obtenidos por Vologodskii, N. (1970), a partir de las deformaciones obtenidas para varios niveles de esfuerzos, se obtiene que el módulo de elasticidad para empaquetaduras (con un coeficiente de transmisión radial de 0,6, en la zona alrededor de 160kf/cm²), sea aproximadamente a 62 MPa o mayor. Para los cálculos, se utiliza el valor de **$E=70\text{MPa}$** para las **empaquetaduras**.

Se realizan los cálculos y se obtiene que la carga (qp) del prensaempaques del sistema de alta presión, deberá ser de aproximadamente **75600N**. Como el paso de la rosca de la tuerca prensaempaques de alta presión es de 3mm, de acuerdo a la deformación total de conjunto, la misma se deberá desplazar aproximadamente 20mm lo que equivale a un ajuste de **6** vueltas y media de la tuerca, luego de que la misma haga contacto con el conjunto y comience a ejercer fuerza.

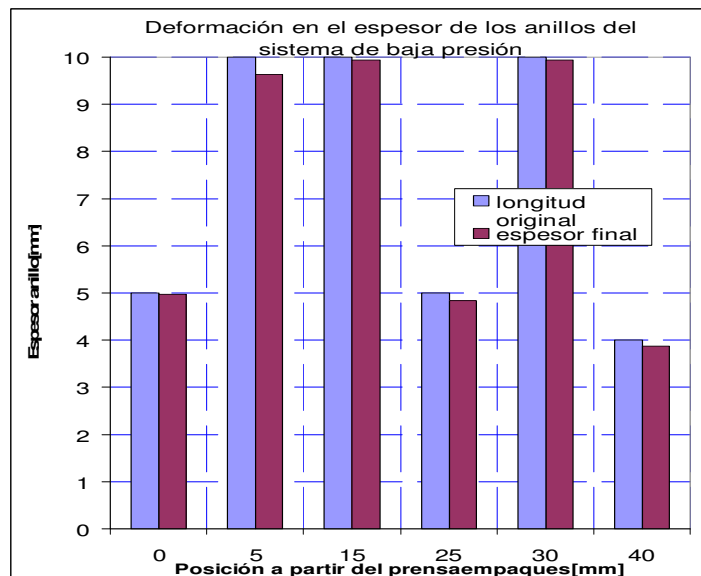
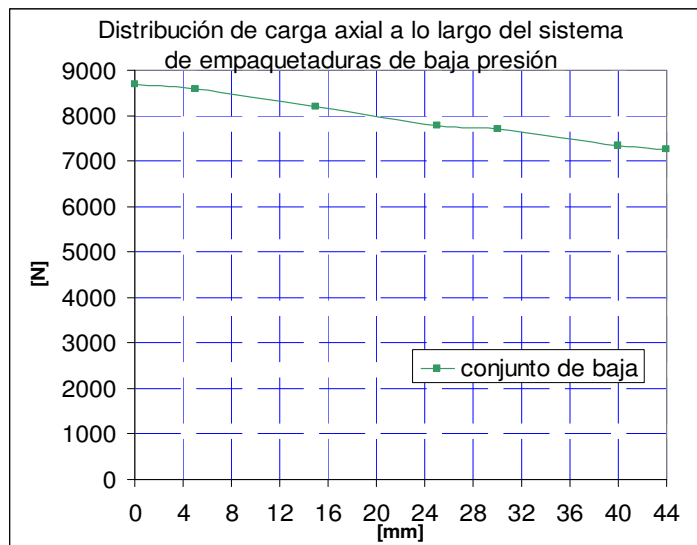
x [mm]	K	qx [N]	E [Mpa]	Espesor inicial [mm]	deformación [mm]	Espesor final [mm]
0	-	75600	392	4	0,223229788	3,776770212
4	0,12	74874,24	70	10	3,095214945	6,904785055
14	0,6	71280,27648	392	5	0,26309327	4,73690673
19	0,15	70424,91316	70	10	2,911284893	7,088715107
29	0,6	67044,51733	392	5	0,247459216	4,752540784
34	0,15	66239,98312	70	10	2,738284699	7,261715301
44	0,6	63060,46393	392	5	0,232754199	4,767245801
49	0,15	62303,73837	70	10	2,575564869	7,424435131
59	0,6	59313,15892	392	5	0,218923014	4,781076986
64	0,15	58601,40102	70	10	2,422514502	7,577485498
74	0,6	55788,53377	392	5	0,205913733	4,794086267
79	0,15	55119,07136	70	10	2,278559001	7,721440999
89	0,6	52473,35594	392	5	0,193677515	4,806322485
94	0,15	51843,67567	70	10	2,143157911	7,856842089
104	0,6	49355,17923	392	15	0,546505267	14,45349473
119	0,45	47578,39278	-	Deformación total=	20,29613682	-





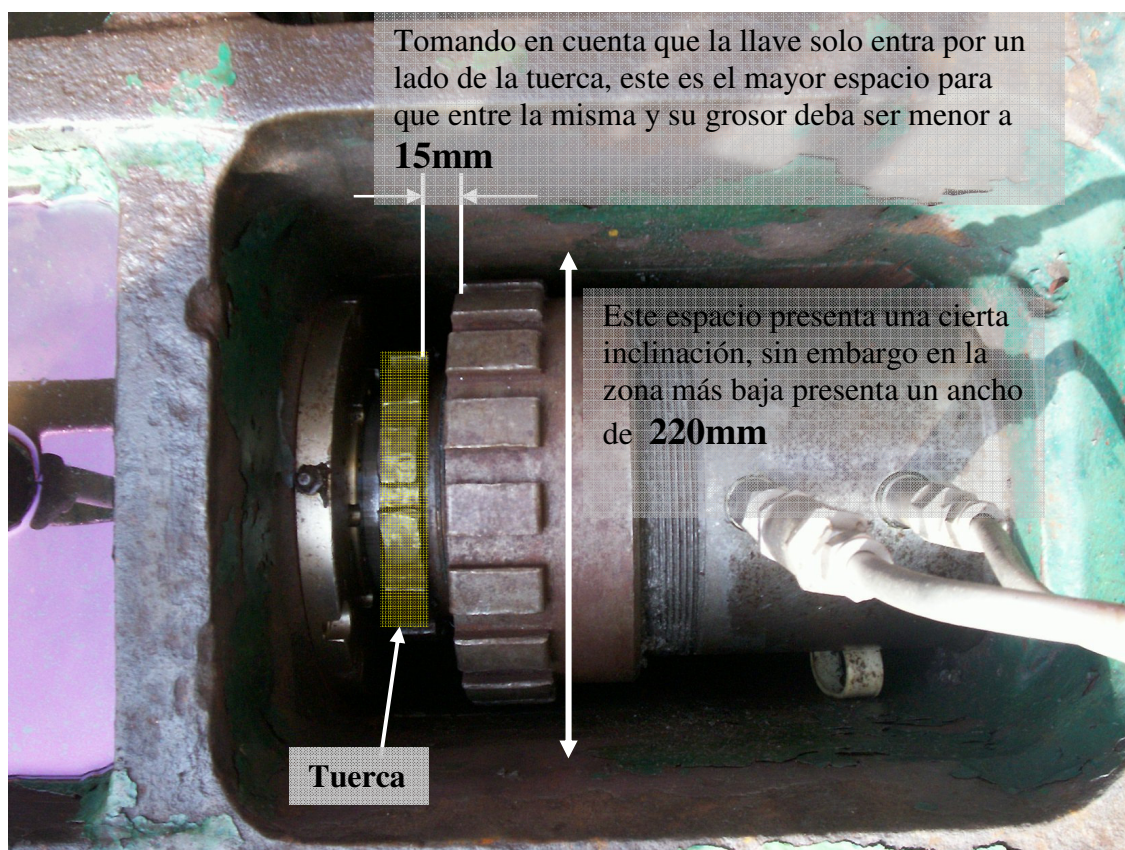
Para el sistema de empaquetaduras de baja presión se procede de la misma forma, pero en este caso la presión que se debe sellar es aproximadamente 2,1 MPa (Presión del sistema de lubricación). Como el área transversal de los anillos es la misma calculada anteriormente, obtiene que la carga en dirección axial que soporta el anillo expuesto a esta presión es de 7245. Se obtiene que la carga que debe ejercer la tuerca prensaempaques, será de alrededor de **8700N**. Como el paso de la rosca de la tuerca prensaempaques de baja presión es de 2mm, de acuerdo a la deformación total de conjunto, la misma se deberá desplazar aproximadamente 0,8mm lo que equivale a un ajuste de entre **3/8 a 1/2** de vueltas de la tuerca, luego de que la misma haga contacto con el conjunto y comience a ejercer fuerza.

x [mm]	K	qx [N]	E [Mpa]	Espesor inicial [mm]	deformación [mm]	Espesor final [mm]
0	-	8700	392	5	0,032111428	4,967888572
5	0,15	8595,6	70	10	0,355332216	9,644667784
15	0,6	8183,0112	392	10	0,060406477	9,939593523
25	0,6	7790,226662	70	5	0,161019504	4,838980496
30	0,15	7696,743942	392	10	0,056816882	9,943183118
40	0,6	7327,300233	70	4	0,121160865	3,878839135
44	0,12	7256,958151	392	Def. total=	0,786847371	-



[APÉNDICE 3 – Herramienta para la Tuerca Prensaempaques]

Se diseña una herramienta para ajuste de tuercas del prensaempaques de las linternas de camisas de las bombas PA-2A/B. Cabe destacar la tuerca dispone de 12 dientes a 30° entre sí los cuales presentan una ángulo de seguridad por lo que la llave solo puede acceder la misma en dirección axial. Una vez determinadas las medidas de las tuercas y del acceso en el equipo, se procede a dimensionar la herramienta.



En la normas API 674 lo único que se establece es que se debe identificar la llave para indicar a que equipo pertenece.

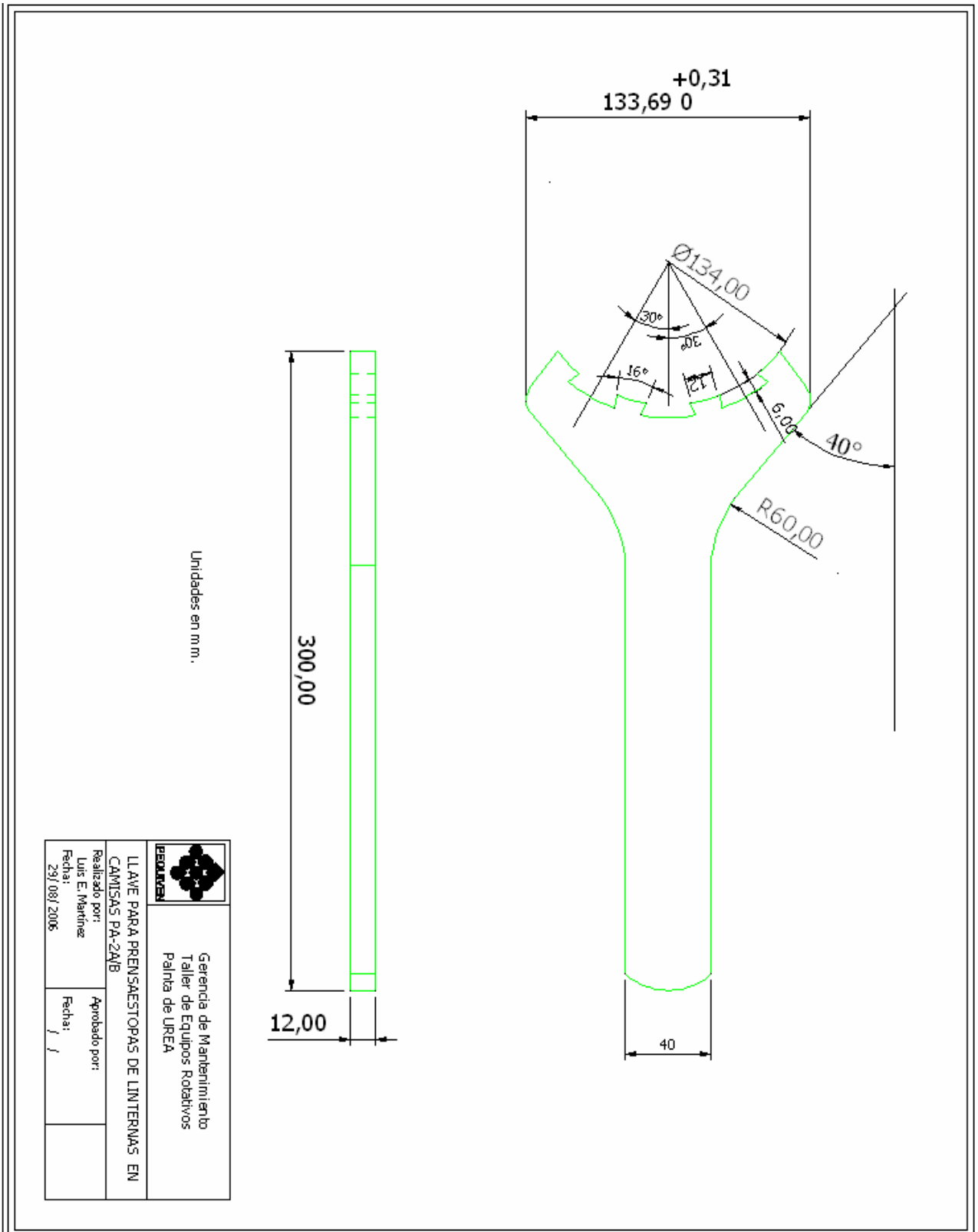
API STD*674 95 ■ 0732290 0546072 8T6 ■

3.7 Special Tools

3.7.1 When special tools and fixtures are required to disassemble, assemble, or maintain the unit, they shall be included in the quotation and furnished as part of the initial supply of the machine. For multiple unit installations, the requirements for quantities of special tools and fixtures shall

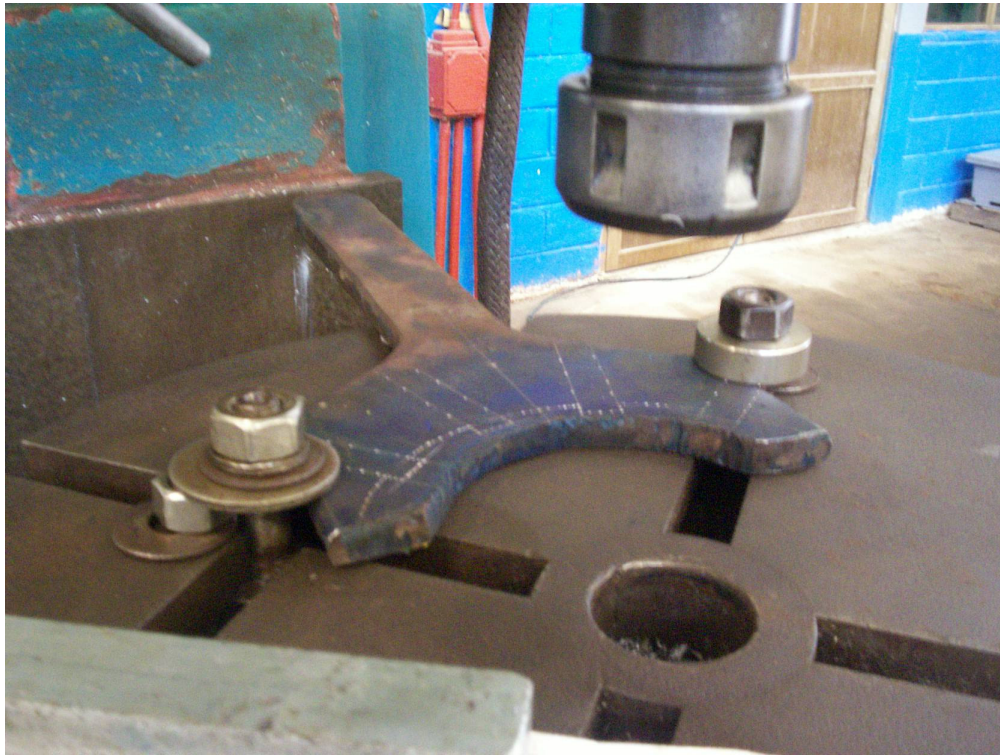
be mutually agreed upon by the purchaser and the vendor. These or similar special tools shall be used during shop assembly and post-test disassembly of the equipment.

3.7.2 When special tools are provided, they shall be packaged in separate, rugged metal boxes and marked "special tools for (tag/item number)." Each tool shall be stamped or tagged to indicate its intended use.



Fabricación de la llave para el Prensaempaques de la Sección de Baja Presión.

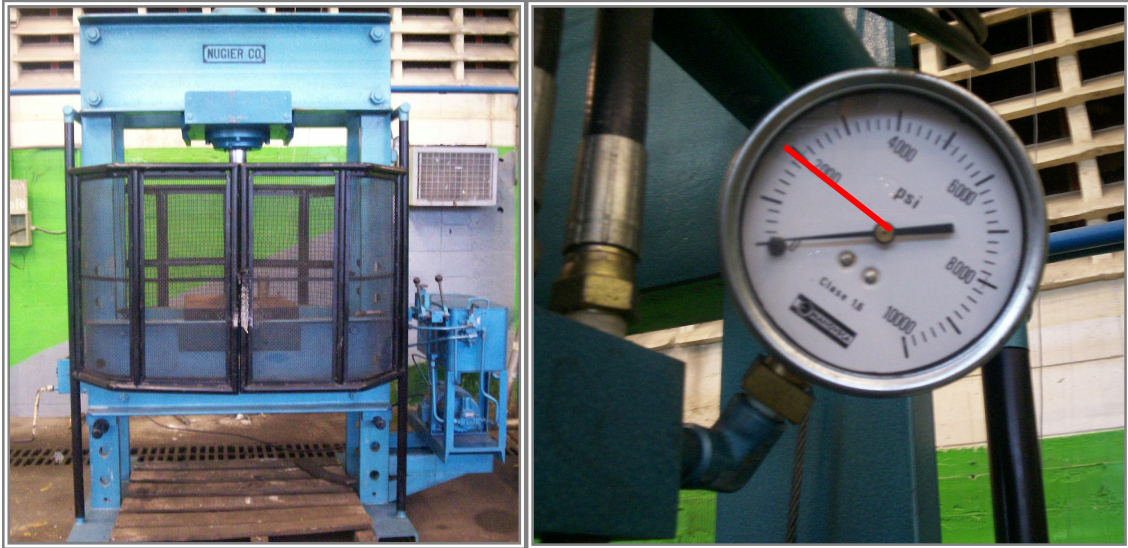
Material: Acero 4340.



Llave terminada sobre la Tuerca Prensaempaques



[APÉNDICE 4 – PRECOMPRESIÓN DE LAS EMPAQUETADURAS]



Cabe destacar que la graduación de la presión de esta prensa es en PSI por lo que es adecuado entonces determinar el valor correspondiente de 8 TON en estas unidades para poder lograr la compresión óptima en los empaques.

Se procede de la siguiente manera:

$$\text{Presión} = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}}$$

Donde:

Fuerza = 8 TON (8000kg) de acuerdo al manual PERONI (200kg/cm², Ø100mm)

$$\text{Área del pistón de la prensa} = \frac{\pi}{4} (\phi_{\text{pistón}})^2 = \frac{\pi}{4} (8.4\text{cm})^2 = 55,41\text{cm}^2$$

$$\text{Presión} = \frac{8000\text{kg}}{55.41\text{cm}^2} = 144,3\text{kg/cm}^2 \text{ ó } 2052\text{psi}$$

Entonces el valor que corresponde en la prensa hidráulica para 8 TON \approx **2000 psi**

[ANEXO 1 – AMONIACO: Aspectos de Higiene y Seguridad]

A1.1 Características del Amoníaco- MSDS (Material Safety Data Sheet)



PDVSA

**HIGIENE INDUSTRIAL
INFORMACION DE PRODUCTOS QUIMICOS**

Indice de Productos

I IDENTIFICACION DEL PRODUCTO

NOMBRE COMERCIAL: AMONIACO	CODIGO: 071519
FABRICANTE O PROVEEDOR: PEQUIVEN	TELF.:
SINONIMOS: GAS AMONIO	
FORMULA QUIMICA: NH ₃	
USOS: Síntesis química.	

II PROPIEDADES FISICAS Y QUIMICAS

PUNTO DE EBULLICION, 760 mmHg: -33.3	PUNTO DE FUSION: -77.7
GRAVEDAD ESPECIFICA (H₂O = 1): 0.771 °C	PRESION DE VAPOR: 10 ATM.
DENSIDAD DE VAPOR (aire = 1) 0.6 GR/CNC ³ .	SOLUBILIDAD EN AGUA (% peso): 51%.
% VOLATILES POR VOLUMEN: N/A	P.M.: 17.03
DESCRIPCION: Gas incoloro irritante.	

III PROPIEDADES EXPLOSIVAS Y DE INFLAMACION

PUNTO DE IGNICION: 651 °C		
PUNTO DE INFLAMACION:		
LIMITES DE INFLAMABILIDAD EN AIRE, % VOL:	INF: 16%	SUP: 25%
AGENTE DE EXTINCION: Extintores de incendio de polvo químico seco (PQS), CO ₂ o nieblas de agua.		
PROCEDIMIENTOS ESPECIALES PARA COMBATIR EL FUEGO: Eliminación de toda fuente de ignición.		
PELIGROS DE EXPLOSION Y DE FUEGOS IMPREVISTOS:		



Indice de Productos

IV INGREDIENTES ACTIVOS

MATERIAL O COMPUESTO	ANTIDOTOS
AMONIACO	

V RIESGOS A LA SALUD

LIMITE MAXIMO PERMISIBLE: 25 ppm.
RUTAS DE PENETRACION AL ORGANISMO: Inhalación, ingestión, contacto.
TOXICOLOGIA:
PROCEDIMIENTO DE PRIMEROS AUXILIOS EN CASO DE EMERGENCIA: Asistencia médica. Lavar con agua abundante, inducir vómitos.
OJOS:
PIEL: Lavar con agua por 15 minutos.
INGESTION: No inducir vómitos.
INHALACION: Trasladar a un lugar fresco y dar respiración artificial.

VI DATOS DE REACTIVIDAD DEL PRODUCTO

CONDICIONES A EVITAR Fuente de ignición.	ESTABLE	SI <u>X</u>	NO
INCOMPATIBILIDAD (MATERIALES A EVITAR):			
PRODUCTOS PELIGROSOS DE DESCOMPOSICION:			



Indice de Productos

VII PROCEDIMIENTO EN CASO DE DERRAMES O FUGAS

PASOS A SEGUIR SI OCURRE UN DERRAME O FUGA DEL MATERIAL: Detener la fuga del gas, usar protección respiratoria.
METODO DE DISPOSICION DE LOS DESECHOS:

VIII MEDIDAS DE PROTECCION

TIPO DE PROTECCION RESPIRATORIA: Máscaras de aire fresco.
TIPO DE VENTILACION: Local, almacenar en áreas ventiladas.
TIPO DE GUANTES DE PROTECCION: Guantes de neopreno.
TIPO DE LENTES DE PROTECCION: Viscera facial y/o lentes de protección anti-ácidos.
EQUIPO DE PROTECCION ADICIONAL: Trajes de goma, duchas de emergencia, fuentes lava ojos, protectores faciales.

IX PRECAUCIONES ESPECIALES























MEDIDAS DE PRECAUCION EN EL MANEJO Y ALMACENAMIENTO DEL MATERIAL: Almacene en áreas ventiladas.
RECOMENDACIONES MEDICAS: Excluir de la exposición a personas con problemas respiratorios.
OTROS: Alto potencial de incendio o explosión al contacto con fuentes de ignición, almacenar en áreas ventiladas.

X UBICACION EN REFINERIA





ALMACENAJE: TANQUE:					
TIPO DE TANQUE:	T. fijo:	T. flotante:	D. techo:	Cónico:	
OTRO TIPO DE ALMACENAMIENTO:	Sacos:	Tambores:	Garrafas:	Cisternas:	
AMBIENTE:					

A1.2 Identificación del Amoníaco

De acuerdo a las regulaciones establecidas por organismos internacionales de Higiene y Seguridad Industrial tales como NIOSH (National Institute for Occupational Safety and Health) y OSHA (Occupational Safety and Health Administration), las sustancias están clasificadas bajo grupos específicos de acuerdo a sus características y niveles de riesgo potencial. En base a cada designación es que se puede realizar la debida respuesta a una emergencia con dichas sustancias. La principal característica del Amoníaco es que presenta un alto riesgo de inhalación tóxica y se encuentra bajo la siguiente denominación: # **Guía: 125**, # **UN / ID: 1005**

Número de guía	Nombre del Material	Número ID	MRA	AQ	RIT
125	Amoniaco, anhidro	1005			
125	Amoniaco, anhidro, licuado	1005			
125	Amoniaco, solución de, con más del 50% de amoniaco	1005			
125	Trifluoruro de boro	1008			
125	Trifluoruro de boro, comprimido	1008			
125	Fertilizante, solución amoniacal de, con amoniaco libre	1043			
125	Bromuro de hidrógeno, anhidro	1048			
125	Cloruro de hidrógeno, anhidro	1050			
125	Acido fluorhídrico, anhidro	1052			
125	Fluoruro de hidrógeno, anhidro	1052			
125	Cloruro de nitrosilo	1069			
125	CG	1076			
125	Difosgeno	1076			
125	DP	1076			
125	Fosgeno	1076			
125	Dióxido de azufre	1079			
125	Dióxido de azufre, licuado	1079			
125	CK	1589			
125	Cloruro de cianógeno, estabilizado	1589			
125	Cloruro de cianógeno, inhibido	1589			
125	Tricloruro de boro	1741			
125	Tetrafluoruro de silicio	1859			
125	Tetrafluoruro de silicio, comprimido	1859			

125	Amoniaco, solución de, con más del 35% y un máximo del 50% de amoniaco	2073	
125	Cloruro de hidrógeno, líquido refrigerado	2186	
125	Hexafluoruro de selenio	2194	
125	Hexafluoruro de telurio	2195	
125	Hexafluoruro de tungsteno	2196	
125	Yoduro de hidrógeno, anhidro	2197	
125	Pentafluoruro de fósforo	2198	
125	Pentafluoruro de fósforo, comprimido	2198	
125	Fluoruro de carbonilo	2417	
125	Fluoruro de carbonilo, comprimido	2417	
125	Tetrafluoruro de azufre	2418	
125	Hexafluoroacetona	2420	
125	Hexafluoroacetona	2420	
125	Cloruro de trifluoroacetilo	3057	
125	Solución acuosa de amoniaco con más del 50% de amoniaco	3318	

Nombre del Material	Número de guía	Número ID	MRA AQ RIT
Amoniaco, anhidro	125	1005	
Amoniaco, anhidro, licuado	125	1005	
Amoniaco, solución de, con más del 50% de amoniaco	125	1005	
Fertilizante, solución amoniacal de, con amoniaco libre	125	1043	
Amoniaco, solución de, con más del 35% y un máximo del 50% de amoniaco	125	2073	
Amoniaco, en solución, con más del 10% pero no más del 35% de amoniaco	154	2672	
Hidróxido de amonio, con más del 10% pero no más del 35% de amoniaco	154	2672	
Máquinas refrigeradoras, que contienen soluciones de amoniaco (UN2073)	126	2857	
Máquinas refrigeradoras, que contienen soluciones de amoniaco (UN2672)	126	2857	
Solución acuosa de amoniaco con más del 50% de amoniaco	125	3318	

RIT	Riesgo de Inhalación Tóxica. Término utilizado para describir gases y líquidos volátiles que son tóxicos cuando se inhalan (Igual al PIH).
-----	--

AQ	Arma Química (Agentes nerviosos , agentes sanguíneos , agentes sofocantes , agentes vesicantes)
----	---

A1.3 Respuesta a Emergencia – Amoniaco

Una de las primeras acciones en caso de respuesta a emergencias, es que luego de identificar el material por su número de guía o UN, se procede a establecer el área inicial de aislamiento de seguridad. Cuando la cantidad de sustancia derramada es mayor a **200 litros**, la emergencia ya deja de caracterizarse como fuga y se debe hacer frente para un caso de derrame grande. Se observa que para el **Amoniaco** se puede llegar a tener una distancia de aislamiento de alrededor de **2,2 Km**.

No de ID	Nombre del Material	Derrames pequeño			Derrames grandes		
		Primero AISLAR a la redonda	Luego, PROTEGA a las personas en la dirección		Primero AISLAR a la redonda	Luego, PROTEGA a las personas en la dirección	
			DIA	NOCHE		DIA	NOCHE
		Metros	Kilómetros		Metros	Kilómetros	
1005	Amoniaco, anhidro	30	0,1	0,1	60	0,6	2,2
1005	Amoniaco, anhidro, licuado	30	0,1	0,1	60	0,6	2,2
1005	Amoniaco, solución de, con más del 50% de amoniaco	30	0,1	0,1	60	0,6	2,2
1008	Trifluoruro de boro	30	0,1	0,6	180	1,8	4,8
1008	Trifluoruro de boro, comprimido	30	0,1	0,6	180	1,8	4,8
1016	Monóxido de carbono	30	0,1	0,1	90	0,7	2,4
1016	Monóxido de carbono, comprimido	30	0,1	0,1	90	0,7	2,4
1017	Cloro	30	0,2	1,2	240	2,4	7,4
1023	Gas de hulla	30	0,2	0,2	60	0,4	0,5
1023	Gas de hulla, comprimido	30	0,2	0,2	60	0,4	0,5
1026	Cianógeno	30	0,2	1,2	120	1,1	4,3
1026	Cianógeno, gas	30	0,2	1,2	120	1,1	4,3
1026	Cianógeno, licuado	30	0,2	1,2	120	1,1	4,3
1040	Oxido de etileno	30	0,1	0,2	90	0,8	2,4
1040	Oxido de etileno con nitrógeno	30	0,1	0,2	90	0,8	2,4

Fuente:

[Transport Canada > CANUTEC > Guía de Respuesta en Caso Emergencia 2004 > Tabla de Distancias de Aislamiento Inicial y Accion Protectora \(Unidades Métricas\)](#)

GRE 2004 - Tabla de Distancias de Aislamiento Inicial y Accion Protectora (Unidades Métricas)



GUÍA GASES CORROSIVOS
125

PELIGROS POTENCIALES

A LA SALUD

- **TOXICO; puede ser fatal si se inhala, se ingiere o se absorbe por la piel.**
- Los vapores son extremadamente irritantes y corrosivos.
- El contacto con gas o gas licuado puede causar quemaduras, lesiones severas y/o quemaduras por congelación.
- El fuego producirá gases irritantes, corrosivos y/o tóxicos.
- Las fugas resultantes del control del incendio pueden causar contaminación.

INCENDIO O EXPLOSION

- Los vapores de gas licuado son inicialmente más pesados que el aire y se esparcen a través del piso.
- Algunos de estos materiales pueden reaccionar violentamente con agua.
- Los cilindros expuestos al fuego pueden ventear y liberar gases tóxicos y/o corrosivos a través de los tapones fundidos.
- Los contenedores pueden explotar cuando se calientan.
- Los cilindros con rupturas pueden proyectarse.

SEGURIDAD PUBLICA

- **LLAMAR primero al número de teléfono de respuesta en caso de emergencia en el documento de embarque. Si el documento de embarque no está disponible o no hay respuesta, dirijase a los números telefónicos enlistados en el forro de la contraportada.**
- Cómo acción inmediata de precaución, aisle el área del derrame o escape como mínimo 100 metros (330 pies) en todas las direcciones.
- Mantener alejado al personal no autorizado.
- Permanezca en dirección del viento.
- Muchos de los gases son más pesados que el aire y se dispersan a lo largo del suelo y se juntan en las áreas bajas o confinadas (alcantarillas, sótanos, tanques).
- Mantengase alejado de las áreas bajas.
- Ventile los espacios cerrados antes de entrar.

ROPA PROTECTORA

- Use el equipo de aire autónomo de presión positiva (SCBA).
- Use ropa protectora contra los productos químicos, la cual esté específicamente recomendada por el fabricante. Esta puede proporcionar poca o ninguna protección térmica.
- El traje de protección estructural de los bomberos provee protección limitada UNICAMENTE en situaciones de incendio; no es efectivo en derrames con posible contacto directo con la sustancia.

EVACUACION

Derrame

- Vea la Tabla de Aislamiento Inicial y Distancias de Acción Protectora para las sustancias resaltadas. Para las otras sustancias, aumente como sea necesario en la dirección del viento, la distancia de aislamiento mostrada en "SEGURIDAD PUBLICA".

Incendio

- Si un tanque, carro de ferrocarril, tanque o autotanque está involucrado en un incendio, AISLE a la redonda a 1600 metros (1 milla) también, considere la evacuación inicial a la redonda a 1600 metros (1 milla).

RESPUESTA DE EMERGENCIA

FUEGO

Incendios Pequeños

- Polvos químicos secos o CO₂.

Incendios Grandes

- Use rocío de agua, niebla o espuma regular.
- Mueva los contenedores del área de fuego si lo puede hacer sin ningún riesgo.
- No introducir agua en los contenedores.
- Los cilindros dañados, deberán ser manejados solamente por especialistas.

Incendio que involucra Tanques

- Combata el incendio desde una distancia máxima o utilice soportes fijos para mangueras o chiflones reguladores.
- Enfríe los contenedores con chorros de agua hasta mucho después de que el fuego se haya extinguido.
- No ponga agua directamente a la fuente de la fuga o mecanismos de seguridad; puede ocurrir congelamiento.
- Retírese inmediatamente si sale un sonido creciente de los mecanismos de seguridad de las ventilas, o si el tanque se empieza a decolorar.
- SIEMPRE manténgase alejado de tanques envueltos en fuego.

DERRAME O FUGA

- Deberán usarse trajes protectores de encapsulamiento total contra el vapor, en derrames y fugas sin fuego.
- No tocar ni caminar sobre el material derramado.
- Detenga la fuga, en caso de poder hacerlo sin riesgo.
- Si es posible, voltee los contenedores que presenten fugas para que escapen los gases en lugar del líquido.
- Prevenga la entrada hacia vías navegables, alcantarillas, sótanos o áreas confinadas.
- No ponga agua directamente al derrame o fuente de la fuga.
- Use rocío de agua para reducir los vapores; o desviar la nube de vapor a la deriva. Evite que flujos de agua entren en contacto con el material derramado.
- Aisle el área hasta que el gas se haya dispersado.

PRIMEROS AUXILIOS

- Mueva a la víctima a donde se respire aire fresco.
- Llamar a los servicios médicos de emergencia.
- Aplicar respiración artificial si la víctima no respira.
- **No usar el método de respiración de boca a boca si la víctima ingirió o inhaló la sustancia: proporcione la respiración artificial con la ayuda de una máscara de bolsillo con una válvula de una sola vía u otro dispositivo médico de respiración.**
- Suministrar oxígeno si respira con dificultad.
- Quitar y aislar la ropa y el calzado contaminados.
- En caso de contacto con gas licuado, descongelar las partes con agua tibia.
- En caso de contacto con la sustancia, enjuagar inmediatamente la piel o los ojos con agua corriente por lo menos durante 20 minutos.
- En caso de contacto con Fluoruro de Hidrógeno, anhidro (UN1052), lave con abundante agua la piel y ojos por 5 minutos; luego lave la piel expuesta con gel de calcio; y para los ojos lave con solución calcio/agua durante 15 minutos.
- Mantener a la víctima en reposo y con temperatura corporal normal.
- Mantener a la víctima bajo observación.
- Los efectos de contacto o inhalación se pueden presentar en forma retardada.
- Asegúrese que el personal médico tenga conocimiento de los materiales involucrados, y tomar las precauciones para protegerse a sí mismos.

[ANEXO 2 – EMPAQUETADURAS: Alternativas y modelos evaluados]



AROCHEM II 6211 Braided Packing

[sizes](#)



Features

AROCHEM II combination braid consists of aramid yarn and PTFE compound yarn. It's striped yellow/black along its length and seals plungers and low-speed shafts. The PTFE yarn filled with graphite shows very good running qualities and protects the surface of plungers and shafts. The aramid yarn braided into the corners stabilizes the packing and hinders gap extrusion, thus ensuring long service life. It's particularly suitable for difficult sealing situations such as bridging large sealing gaps and sealing against abrasive media. In high-pressure plunger pumps long operating cycles have been achieved with constant sealing effect through the use of end rings in a precompressed spring packing set. These sealing sets can be supplied as a complete unit ready for installation.

- extremely resistant to pressure
- robust and durable
- extremely resistant to wear even where solid particles are present

Media

Hot and cold water, organic solvents, raw chemical materials, oils, greases, diluted acids and alkalis.

Applications



- Rotary / Centrifugal Pumps
- Plunger Pumps
- Refineries and Chemical Processing
- Pulp, Paper, and Tobacco Mills
- Water Treatment

Application Limits

Pressure	500 bar	7150 PSI
Temperature	-50 to +280 °C	-58 to +536 °F
Speed	2 m/s	6.4 f/s
pH	1 - 13	

Installation

For complete Installation Instructions, [click here](#).

Housing Configurations

For examples of housing configurations, [click here](#).

Freudenberg-NOK

INTERNATIONAL SEAL 

 DISOGRIN
IN MERXEL

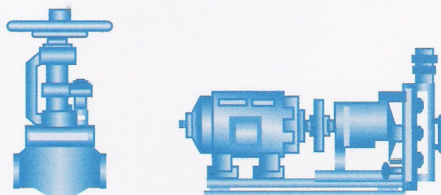


Tecnología al Servicio de la Industria.

EMPAQUETADURAS MECANICAS

H
O
J
A

T
E
C
N
I
C
A



MM - 5315 Empaquetadura Sintética

*Empaquetadura de PTFE
y Aramida*



DESCRIPCION:

El estilo **MM-5315** es una empaquetadura en construcción entretrejida cuadrada a partir de hilos de fibra Aramida en todo su núcleo recubierta de hilos de PTFE impregnados con una dispersión de PTFE, la misma rellena los intersticios de las fibras para mejorar el contacto de superficie y la sellabilidad reduciendo el número de reempaques.

SERVICIO:

Esta diseñada para el servicio en bombas, válvulas y equipos reciprocantes donde se requiera una empaquetadura altamente resistente, y en equipos en general que puedan presentar desajustes en el soporte del cojinete, tambien se recomienda en condiciones operativas de alta temperatura y presión, con presencia de fluidos abrasivos. Recomendada para el servicio en la industria marina, termoeléctrica, siderúrgica, minera, petroquímica, azucarera e industrias en general.



Marina.



Termoeléctrica



Siderúrgica.



Minera.



Petroquímica



Azucarera.



Industrias en General.

PROPIEDADES:

TEMPERATURA:	260 °C
RANGO ph:	2 - 12
VELOCIDAD LINEAL MAXIMA:	3 m/s
PRESION:	2200 psi

PRESENTACION:

Desde 1/8" hasta 1/2" en envases plásticos para 1 kg.
9/16" hasta 5/8" en envases plásticos para 2 kg.
3/4" hasta 1" en cajas de cartón para 5 kg.

Manufacturas Múltiples
Industriales, S.A.
CONTROL DE CALIDAD



www.mamusa.net
FCC-47

Edición: 3 ed 01/06

Fecha: 11/01/06

Productos y Servicios INDUSTRIALES

LATTYFLON 4757



LATTYflon 4757 FICHA TÉCNICA

A.Q. FTP 002 rev. A

Página 1/1

Brou, 23/02/2001

CONSTITUCIÓN

Empaquetadura realizada a partir de hilos de aramida, hilos de fibras de poliacrilonitrilo preoxidadas, hilos de PTFE grafitados hasta el alma, impregnados antes y durante el trenzado con PTFE y lubricante inertes. Los hilos continuos de aramida, localizados en los ángulos, refuerzan la resistencia mecánica.

COMPOSICIÓN MEDIA	Sección	< 8 mm	> 8 mm
Hilos de aramida	:	18	14
Hilos preoxidados	:	10	18
Hilos de PTFE grafitado	:	24	14
Resina de PTFE	:	34	40
Lubricante (aceite de silicona)	:	14	14
Contenido total en cloro	:	< 200 ppm	
Contenido total en azufre	:	< 1500 ppm	

CARACTERÍSTICAS FÍSICAS

Densidad de la empaquetadura	:	1,3 – 1,5
Densidad de los anillos	:	1,6 à 1,8 (según nivel de compresión)
Conductividad térmica	:	0,9 W/m.K
Coefficiente de fricción	:	0,05 / 0,1 (fricción lubricada)
Dilatación térmica	:	$40 \times 10^{-6} / ^\circ \text{C}$.
Coefficiente de transmisión radial	:	0,7

PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO (no asociados)

Temperatura	:	+ 300° C.
Presión	:	< 1800 bar
Velocidad	:	22 m/s
Factor PV	:	2000 (conocido ; alternativo)
Buena resistencia en fluidos abrasivos. Aplicaciones altamente solicitadas		
Resistencia química	:	pH : 2 - 14
Buena resistencia de los anillos, corte fácil con material apropiado.		

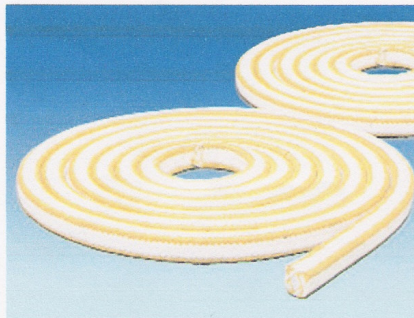
MAMUSA[®]

Tecnología al Servicio de la Industria.

MM - 5314

Empaquetadura Sintética

*Empaquetadura de Fibra PTFE puro
mas Aramida*



DESCRIPCION:

Empaquetadura de construcción entregada cuadrada elaborada a partir de hilos de PTFE puro en los laterales y de Fibra Aramida (impregnada con una dispersión de PTFE) en las esquinas, el núcleo esta conformada por una combinación de ambas fibras .

Diseñada para resistir los esfuerzos de extrusión con una alta resistencia para equipos que operen a velocidad media en presencia de líquidos con alto contenido de partículas sólidas en suspensión. Es químicamente inerte gracias a las propiedades del PTFE.

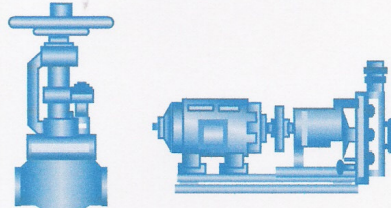
Manufacturas Múltiples
Industriales, S.A.
CONTROL DE CALIDAD

www.mamusa.net
FCC-47

Edición: 4^{ta} 02/06

Fecha:08/02/06

EMPAQUETADURAS MECANICAS



SERVICIO:

El estilo **MM-5314** es una empaquetadura de servicio múltiple recomendada para el uso en bombas centrífugas, equipos reciprocantes que levantan a altas presiones y equipos helicoidales que operen a baja velocidad , en presencia de fluidos que contengan gran cantidad de partículas sólidas en suspensión. De uso en general en la industria termoelectrica, petrolera, papelera, siderurgica, minera, petroquímica, azucarera e industrias en general.



Termoelectrica



Petrolera.



Papelera.



Siderurgica.



Minera.



Petroquímica



Azucarera.



Industrias en General.

PROPIEDADES:

TEMPERATURA: 260 °C
RANGO ph: 2 - 11
VELOCIDAD LINEAL: 3 m/s
PRESION: 900 psi

Tabla de Densidad Lineal. (Kg/m) ± 10%

1/8"	3/16"	10 mm	3/8"	7/16"	1/2"	9/16"	5/8"	3/4"	7/8"	1"
---	---	0,169	0,168	---	---	---	---	---	---	---

Tabla de Tolerancias (según Fluid Sealing Association)

Dimension (mm)	Tolerancia (mm)
hata 6 mm	± 0.4
6 mm a 25 mm	± 0.8
mayor a 25 mm	± 1.6

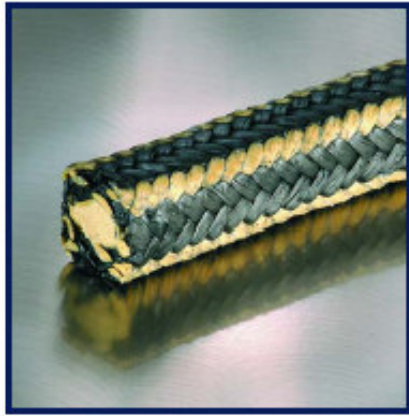
PRESENTACION:

Desde 1/8" hasta 1/2" en envases plásticos para 1 kg.
 9/16" hasta 5/8" en envases plásticos para 2 kg.
 3/4" hasta 1" en cajas de cartón para 5 kg.



Productos y Servicios INDUSTRIALES

CHESTERTON C1064



STYLE C1064

Temperature:
-350°F / -212°C
to 550°F / 288°C

pH Range:
2 to 12

Speed:
2500 fpm / 12.5 m/s

Pressure:
Pump: 500 psi / 34 bar

Material: expanded PTFE w/graphite,
Aramid, lubricating oil

Construction: lattice braid

Application Media: abrasives, water,
medium acids & medium caustics,
oils, steam, solvents, waste water,
slurries, paper stock, liquors,
asphalt, fly ash, condensate

Equipment: rotating & reciprocating
equipment

Industry Served: Pulp & Paper,
Municipal/Wastewater, Oil & Gas,
Chemical & Pharmaceutical, Mining
& Minerals, Steel & Metals, Power
Generation

MM-5369 Empaquetadura PTFE + Grafitado (100% GFO) + Fibra Aramidica

TEMPERATURA HASTA 260 C
RANGO PH 3 - 11
PRESION psi **300 Psi**
VELOCIDAD 18 m/s
LINEAL



MAMUSA[®]

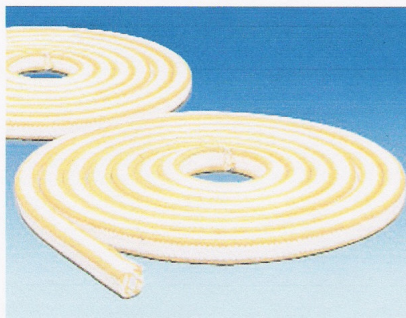
Tecnología al Servicio de la Industria.

EMPAQUETADURAS MECANICAS

H
O
J
A

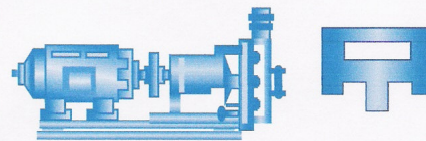
T
E
C
N
I
C
A

MM - 5311 Empaquetadura Sintética Empaquetadura de Fibra PTFE mas Aramida



DESCRIPCION:

El estilo **MM-5311** es una empaquetadura no amianto elaborada en construcción entretrejida cuadrada a partir de hilos de fibra PTFE en los laterales y con fibra Aramida en el núcleo y los esquineros. Ambas fibras están recubiertas con una dispersión de PTFE e impregnados con un lubricante especial para altas temperaturas.



SERVICIO:

Esta diseñada especialmente para el servicio en bombas centrífugas, equipos reciprocantes y helicoidales que operen en presencia de fluidos que contengan gran cantidad de partículas sólidas en suspensión, donde se requiera un producto de excelente inercia química. De uso en general en la industria termoeléctrica, petrolera, papelera, siderúrgica, minera, petroquímica, azucarera e industrias en general.



Termoelectrica



Petrolera.



Papelera.



Siderurgica.



Minera.



Petroquimica



Azucarera.



Industrias en General.

PROPIEDADES:

TEMPERATURA: 280 °C
RANGO ph: 3 - 10
VELOCIDAD LINEAL: 10 m/s
PRESION: 400 psi

Tabla de Densidad Lineal. (Kg/m) ± 10%

1/8"	3/16"	1/4"	5/16"	3/8"	7/16"	1/2"	9/16"	5/8"	3/4"	7/8"	1"
---	---	0,071	0,106	0,160	0,200	0,251	0,325	0,381	0,568	---	0,960

PRESENTACION:

Desde 1/8" hasta 1/2" en envases plásticos para 1 kg.
9/16" hasta 5/8" en envases plásticos para 2 kg.
3/4" hasta 1" en cajas de cartón para 5 kg.



www.mamusa.net
FCC-47

Edición: 3^{era} 02/06

Fecha:08/02/06

Productos y Servicios **INDUSTRIALES**

[ANEXO 3 – Dimensiones y holguras recomendadas]

No.	DESCRIPTION	P90 100 x 190 PUMP ITEM PA 2 A/B			PTO 80 x 160 PUMP ITEM PA 2 C			PTO/C 95 x 160 PUMP ITEM PA 1 A/B			REMARKS
		MIN	MAX	MAX ALLOW.	MIN	MAX	MAX ALLOW.	MIN	MAX	MAX ALLOW.	
13	SEALING AREA HALF-PLUNGER# DIAMETER				74.971	74.99		74.971	74.99		
14	HYDRAULIC PLUNGER DIAMETER		99.966	99.988	79.971	79.988		94.966	94.988		
15	HYDRAULIC CYLINDER INTERNAL DIAMETER		120.00	120.035	118.00	118.035		115.00	115.035		According to support rings clearance, diameter can be plus 0.1 mm.
16	INTERNAL CLEARANCE OF PACKING SUPPORT RINGS		0.112	0.234	0.112	0.229	0.35	0.112	0.234	0.35	The optimum clearance on mounting is 0.2 mm
17	EXTERNAL CLEARANCE OF PACKING SUPPORT RINGS		0.10	0.235	0.10	0.235	0.35	0.10	0.234	0.35	The optimum clearance on mounting is 0.2 mm.
18	FRAME -CYLINDER CLEARANCE		0.14	0.079	0.014	0.079	0.15				

MILANO

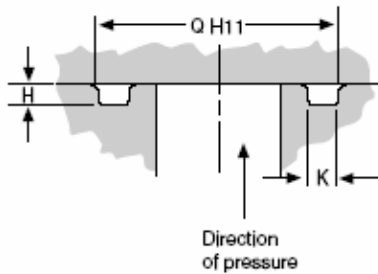
TIP. BIANCHI-DE LUCCA

[ANEXO 4 – O-Rings frontales, dimensiones de la ranura]

Table 7: Metric Groove Dimensions

Diameter Section	Groove Width E			Radial Depth F	Diametral Clearance G max	Flange Groove		Triangular Groove			Groove Radii		Dovetail Groove	
	'O'ring only	+1 back-up	+2 back-up			Depth H	K min	L min	Chamfer M	R max	R1 max	R2	Depth X	Width Y
1.0/1.02 1.27	1.5/1.6	#	#	0.81/0.86	0.11	0.7/0.8	1.8	#	#	#	0.2	0.11/0.22	#	#
1.5/1.52	2.1/2.2	#	#	1.26/1.32	0.12	1.1/1.2	2.4	3.0	2.08/2.20	0.8	0.3	0.11/0.22	#	#
1.6	2.3/2.5	3.7/3.9	5.0/5.2	1.18/1.25	0.12	1.2/1.3	2.4	4.0	2.20/2.32	0.8	0.2	0.20/0.40	1.37/1.43	1.34/1.40
1.78	2.3/2.5	3.8/3.9	5.3/5.4	1.52/1.57	0.13	1.3/1.5	2.4	4.8	2.41/2.54	0.8	0.8	0.13/0.25	1.50/1.56	1.50/1.56
2.0	2.6/2.7	4.1/4.2	5.6/5.7	1.72/1.79	0.12	1.6/1.7	2.8	4.0	2.71/2.83	1.0	0.4	0.12/0.24	1.65/1.72	1.70/1.77
2.4	3.2/3.4	4.6/4.8	6.0/6.2	1.97/2.09	0.14	1.7/1.8	3.7	5.0	3.30/3.42	1.3	0.5	0.20/0.40	1.96/2.04	2.05/2.13
2.5	3.2/3.3	4.7/4.8	6.2/6.3	2.17/2.25	0.13	2.0/2.1	3.4	5.0	3.46/3.59	1.3	0.5	0.13/0.26	2.05/2.13	2.15/2.23
2.62	3.5/3.7	5.0/5.1	6.5/6.6	2.31/2.39	0.13	2.1/2.3	3.6	6.4	3.68/3.81	1.0	0.8	0.13/0.25	2.16/2.24	2.26/2.34
3.0	4.0/4.2	5.4/5.6	6.8/7.0	2.50/2.65	0.15	2.2/2.3	4.5	6.0	4.20/4.32†	2.0	1.0	0.20/0.40	2.46/2.55†	2.58/2.67
3.5/3.53	4.7/4.9	6.2/6.4	7.7/7.9	3.10/3.18	0.15	2.8/3.0	4.8	7.9	4.95/5.08†	1.5	0.8	0.13/0.25	2.89/2.99†	3.03/3.13
4.0	5.1/5.3	6.6/6.8	8.1/8.3	3.52/3.62	0.15	3.2/3.4	5.5	8.0	5.75/5.90	2.0	0.8	0.15/0.30	3.32/3.42†	3.48/3.58
4.1	5.5/5.7	7.1/7.3	8.7/8.9	3.50/3.67	0.16	3.1/3.2	6.0	8.0	5.60/5.72†	2.5	1.0	0.20/0.40	3.39/3.50†	3.59/3.70
4.5	5.8/6.0	7.6/7.8	9.4/9.6	3.96/4.07	0.16	3.7/3.9	6.0	9.0	6.45/6.61	2.3	0.9	0.16/0.32	3.74/3.85†	3.92/4.03
5.0	6.4/6.6	8.2/8.4	10.0/10.2	4.42/4.54	0.16	4.1/4.3	6.7	10.0	7.18/7.34	2.5	1.0	0.16/0.32	4.23/4.35	4.37/4.49
5.33	7.0/7.2	8.8/9.0	10.6/10.8	4.67/4.78	0.18	4.3/4.5	7.1	11.1	7.49/7.62	2.3	0.8	0.13/0.25	4.54/4.67	4.64/4.77
5.7	7.5/7.7	9.3/9.5	11.1/11.3	4.95/5.18	0.18	4.4/4.5	8.1	10.0	7.80/7.92†	3.0	1.0	0.20/0.40	4.80/4.94	4.98/5.12
6.0	7.8/8.0	9.6/9.8	11.4/11.6	5.31/5.45	0.18	5.0/5.2	7.9	12.0	8.64/8.82	3.0	1.2	0.18/0.36	5.02/5.16	5.25/5.39
6.99/7.0	9.4/9.6	12.0/12.2	14.6/14.8	6.22/6.35	0.20	5.9/6.1	9.4	14.3	10.03/10.16	2.5	0.8	0.13/0.25	5.85/6.01	6.12/6.28
8.0	10.7/10.9	13.3/13.5	15.9/16.1	7.09/7.27	0.20									

Figure 14: Groove in flange, internal pressure



- K Minimum flange groove width
- L Minimum spigot length
- M Triangular groove chamfer
- P Flange groove inside diameter
- Q Flange groove outside diameter
- R Triangular groove radius
- R1 Corner radius (maximum) at groove base
- R2 Corner radius at groove entrance
- T Triangular groove inside diameter
- V BS4518 flange groove inside diameter
- W BS4518 flange groove outside diameter
- X Dovetail groove depth
- Y Dovetail groove width

List of symbols

The following symbols are used throughout this guide:

- A 'O' ring diameter section
- B 'O' ring inside diameter
- C Shaft diameter
- D Cylinder diameter
- E Groove width
- F Groove radial depth
- G Maximum diametral clearance
- H Flange groove depth
- h11 BS4500 tolerance (shafts)
- H11 BS4500 tolerance (holes)

[ANEXO 5 - Factores de Fricción Típicos en Roscas]

Steel screw and bronze or cast-iron nut			Thrust-collar friction		
Conditions	Average coefficient of friction, μ		Materials	Average coefficient of friction, μ_c	
	Starting	Running		Starting	Running
High-grade materials and workmanship and best running conditions . . .	0.14	0.10	Soft steel on cast iron	0.17	0.12
Average quality of materials and workmanship and average running conditions	0.18	0.13	Hardened steel on cast iron	0.15	0.09
Poor workmanship or very slow and infrequent motion with indifferent lubrication or newly machined surfaces	0.21	0.15	Soft steel on bronze	0.10	0.08
			Hardened steel on bronze	0.08	0.06

* After C. W. Ham and D. G. Ryan, An Experimental Investigation of the Friction of Screw Threads, *Univ. Illinois Eng. Expt. Sta. Bull.* 247, 1932.

[ANEXO 6 – Descompresión explosiva en O-Rings]

Aunque la descompresión explosiva es un fenómeno generalmente encontrado en la industria del gas y el petróleo, este se puede presentar en cualquier aplicación donde exista una rápida caída en la presión. Sus efectos en sistemas de sellos han sido notados en un amplio rango de aplicaciones desde pistolas para pintar, extinguidores de fuego y sistemas de refrigeración.

De acuerdo a lo que describe la compañía ERIKS en su manual técnico “*Sealing Elements*” (2006), el daño por descompresión explosiva es una falla estructural en formas de “ampollas”, fisuras internas y particiones causadas cuando la presión, a la cual el sello está expuesto, es reducida rápidamente de alta a baja.

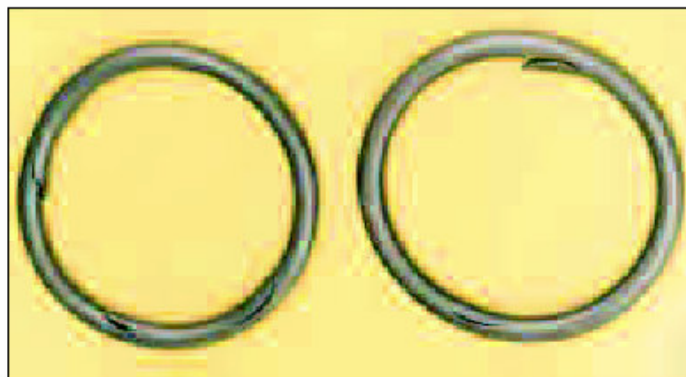
Los componentes de los elastómeros de un sistema son, en mayor o menor grado, susceptibles a la impregnación y difusión de gases disueltos en su superficie. Con el tiempo, estos componentes serán saturados con cualquier gas que esté en el sistema.

Cuando la presión externa es removida o se presentan fluctuaciones, largos gradientes de presión son creados entre el interior y la superficie del elastómero. Este diferencial de presión puede ser balanceado por difusión/ impregnación del elastómero, especialmente si algunos esfuerzos externos no son removidos.

Sin embargo, si las propiedades físicas del elastómero no pueden resistir fisuras o “ampollas” originadas durante el proceso de impregnación, entonces la falla estructural es el resultado inevitable.

Los daños por descompresión explosiva pueden manifestarse de varias formas, desde fisuras internas que no son visibles en la superficie del sello hasta “ampollas” superficiales., fracturas y fragmentación completa.

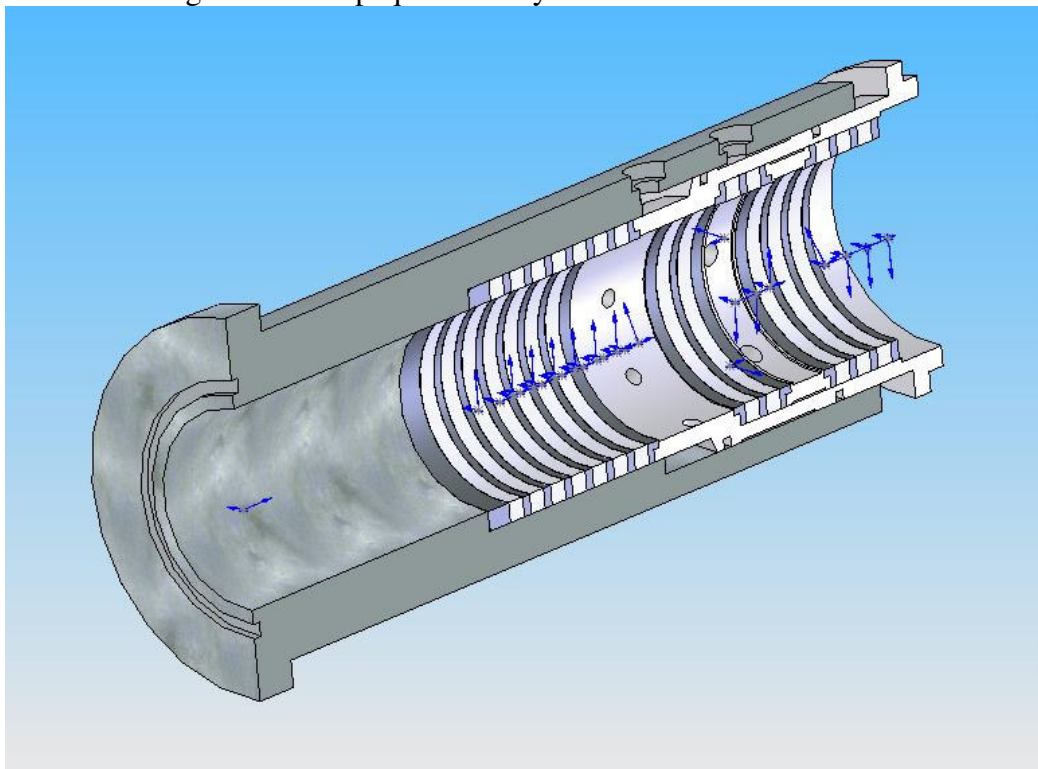
O-Rings después de descompresión explosiva



[ANEXO 7 – Camisas de las bombas PA-2A y PA-2B]



Arreglo de las empaquetaduras y anillos dentro de las camisas



[ANEXO 8 – Data Sheet de las Bombas PA-2A y PA-2B]

DATE		RECIPROCATING PUMP SPECIFICATION SHEET		SINM PRODUCTIONS	
REVISIONS				MILANO	
0	Issued for offer req.	Customer	I.V.P.	Job N°	14700
1	in order to Peroni 9-2-70	Address	MORON unit: UREA	Inquiry N°	MA-E-30002
		Plant location	VENEZUELA	Manufacturer	Peroni
				Sheet	7 of 7
DESIGN DATA					
1	Item	301A-PA-2A/B		42	Cylinder bore mm 100
2	Pump size (horizontal, vertical)			43	Stroke mm 190
3	Service	Charge A-1 NH3		44	Suction flange location horizontal
4	N° of Units	Operating	1	45	Discharge flange location 11
		Spare	1	46	Suction O.D. inches 6"
5	Fluid handled	NH3 (4)		47	Discharge O.D. inches 3"
6	Corrosive compounds	Toxic no/yes		48	Suction flange (ASA series) 600 RTJ
7	Solids	no		49	Discharge flange (ASA series) 2500 RTJ
8	Pumping temperature (P.T.) °C	25/35/60		50	Discharge air vessel volume none
9	Viscosity at P.T.	cPs 0,13		51	Suction strainer by S.P.
MATERIALS AND MECHANICAL FEATURES					
10	Vapor pressure at P.T.	ATA 17		POWER END (2)	
11	Specific gravity at P.T.	kg/dm ³ 0,592		52	Frame C.I.
12	Available NPSH (water/air) kg/cm ²	0,7		53	Main crankshaft bearings bronze
13	Required NPSH (water/air) kg/cm ²	0,7		54	Pinion shaft bearings -
14	Suction pressure (normal) ATA	18		55	Crank pin bearing -
15	Suction pressure (max.) ATA	26		56	Cross head pin bearing bronze
16	Discharge pressure ATA	235 (250 max)		57	Crank shaft C40
17	Differential pressure kg/cm ²	232		58	Gear main (See paragraph 1-1)
18	Differential head (normal)			59	Connecting rod bearings bronze
19	Design capacity at P.T. m ³ /h	43 (1)		60	Connecting rod Fe42
20	Max. capacity at P.T. m ³ /h	17 (1)		61	Cross head cast iron
21	Volum. efficiency at norm. capacity	91%		62	Cross head pin steel 18N Cr.104
22	Volum. efficiency at max. capacity	91%		63	Lubrication type (See paragraph 1-4)
23	Total efficiency at norm. capacity	85%		LIQUID END (2)	
24	Absorbed power by pump HP	435		64	Cylinder (valve block) 15CD4
25	Driver type of operating pump (3)	Elec. Motor		65	Suction/Disch. Manifolds C15
26	Driver type of spare pump (3)	Elec. Motor		66	Stuffing box (extradep) 15CD4
27	Driver power HP	535		67	Plunger Fe 52 chromium plated
28	Driver size			68	Valve seat AISI 304
29	Driver RPM	1750		69	Valve cone "
30	Coupling	by gear speed reducer (See par. 1-1)		70	Valve spring "
31	Gear shaft speed ratio			71	Lantern ring AISI 304
32	Crank shaft RPM at normal capacity	(invariable)		72	Packing braided Teflon
33	Crank shaft RPM at max. capacity	107		73	Guide bushing for plunger Fe42 + MB 89
34	Piston speed at normal capacity m/sec	-		74	Belts for collectors 38Ni Cr. Mo4
35	Piston speed at max. capacity m/sec	0,69		75	Lubrication type (See paragraph 1-3)
36	Design temperature °C	90		76	O-Rings (valve seat)
37	Design pressure ATA	280		77	stuffing box/valve block gasket
38	Hydrostatic test pressure casing ATE	419		78	Net weight: pump, base, coupling 14000
39	Test temperature casing	Ambient		79	Sectional drawing N°
40	Relieving pressure of safety valve ATE	259		80	Outline drawing N°
41	N° of cylinders	5		81	Performance characteristic curves N°

E 8.10.69
 CH. R.C.P.
 ENGR. *[Signature]*
 ENGR. DEPT.

REMARKS: (1) Flow control shall be performed with by-pass supplied by S.P. (100% + 40%)
 (2) No copper or copper alloys shall be used.
 (3) Supplied by S.P.
 (4) No pollution of fluid handled due to oil or other fluids is allowed.

NOTA: Pulsation dampeners shall be provided by S.P.

SEND BACK THIS DATA SHEET DULY FILLED IN ALL BLANK ENTRIES, OTHERWISE QUOTATION WILL NOT BE KEPT IN CONSIDERATION

[ANEXO 9 – Propiedades del Material de los anillos duros]

De acuerdo a la composición de los anillos duros utilizados junto con las empaquetaduras, se obtienen las propiedades del material con referencia a dos materiales de igual composición: POLYFLON MG-1431F y MG 1241.

ANILLO DE TEFLÓN GRAFITADO	
DIÁMETRO EXT / INT:	Ø120 mm - 0,05 / - 0,10 mm X Ø100 mm + 0,05 / -0,00 mm
ANCHO:	5 mm ± 0,05 mm
MATERIAL:	Teflón + 20% Fibra de Vidrio, 5% Grafito, 5% Bisulfuro de Molibdeno.
TAG:	PA-2 A/B Inst. 301-A
UM:	1 Juego = 04 Piezas
CANT. RECOMENDADA STOCK:	10 Juegos

POLYFLON PTFE 20% Glass Fiber and 5% MoS2 Filled Molding Powder, High Apparent Density, Free Flow

Fuente: Base de Datos de MATWEB (Material Property Data). Consultado en www.matweb.com

Subcategory: Filled/Reinforced Thermoplastic; Fluoropolymer; Polymer; PTFE; Thermoplastic

Material Notes:

20% glass fiber and 5% MoS2 filled. High apparent density and free-flowing properties. High wear resistance, good electrical properties, low friction, high creep resistance.

Applications: Mechanical and electrical service (e.g. split-curved bearings, valve seats, piston rings, bearing pads, and packings)

Physical Properties	Metric	English	Comments
Specific Gravity	2.13 - 2.22 g/cc	0.077 - 0.0802 lb/in ³	ASTM D792
Water Absorption	<u>0 %</u>	0 %	24 hours, 8.5 mm; ASTM D570
Viscosity	1e+013 - 1e+015 cP	1e+013 - 1e+015 cP	Melt viscosity, at 340-380°C
Linear Mold Shrinkage	0.02 - 0.05 cm/cm	0.02 - 0.05 in/in	
Deformation	<u>5 %</u>	5 %	6.7 MPa load, at 100°C, 24 hrs; ASTM D621
Deformation	<u>7 %</u>	7 %	13.7 MPa load, at 25°C, 24 hrs; ASTM D621

Mechanical Properties

Hardness, Shore D	50 - 65	50 - 65	
Tensile Strength at Break	20 - 45 MPa	2900 - 6530 psi	at 23°C; ASTM D638
Elongation at Break	200 - 450 %	200 - 450 %	at 23°C; ASTM D638
Tensile Modulus	0.392 GPa	56.9 ksi	at 23°C; ASTM D638
Flexural Modulus	0.49 - 0.588 GPa	71.1 - 85.3 ksi	at 23°C; ASTM D790
Compressive Strength	5 - 6 MPa	725 - 870 psi	at 25°C, 1% deformation; ASTM D695
Izod Impact, Unnotched	1.6 J/cm	3 ft-lb/in	at 23°C; ASTM D256
Coefficient of Friction	0.15 - 0.3	0.15 - 0.3	Non-lubricating
Coefficient of Friction, Static	0.02	0.02	Coated-steel surface

Electrical Properties

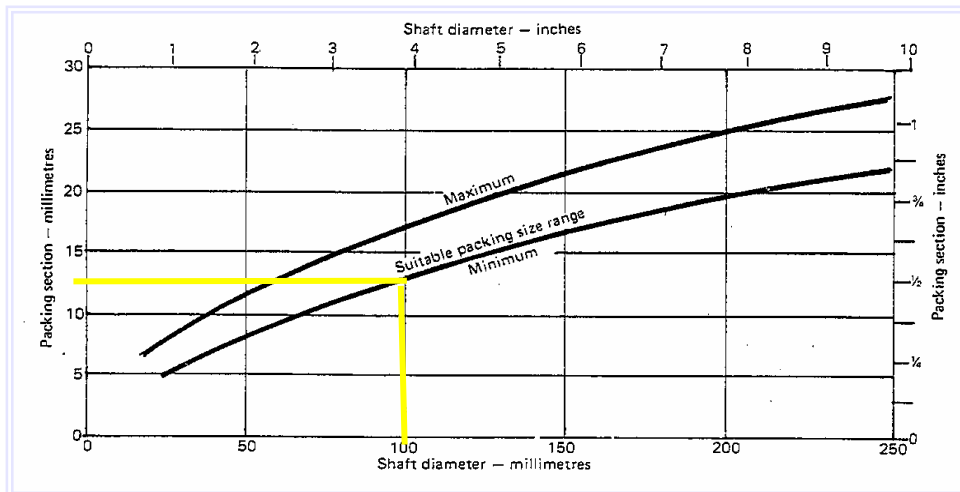
Volume Resistivity	Max 1e+018 ohm-cm	Max 1e+018 ohm-cm	ASTM D257
Dielectric Constant		2.1	2.1 at 1 kHz and 1 MHz; ASTM D150
Dielectric Strength	19 kV/mm	483 kV/in	Short time, 3.2 mm; ASTM D149
Dissipation Factor		Max 1e-005	Max 1e-005 at 1 kHz; ASTM D150
Dissipation Factor		2e-005	2e-005 at 1 MHz; ASTM D150

Thermal Properties

CTE, linear 20°C	100 μm/m-°C	55.6 μin/in-°F	23-60°C; ASTM D696
Thermal Conductivity	0.25 W/m-K	1.74 BTU-in/hr-ft ² -°F	ASTM C177
Melting Point	327 °C	621 °F	
Maximum Service Temperature, Air	260 °C	500 °F	Continuous use
Flammability, UL94		V-0	V-0

[ANEXO 10 – Sección transversal de las empaquetaduras]

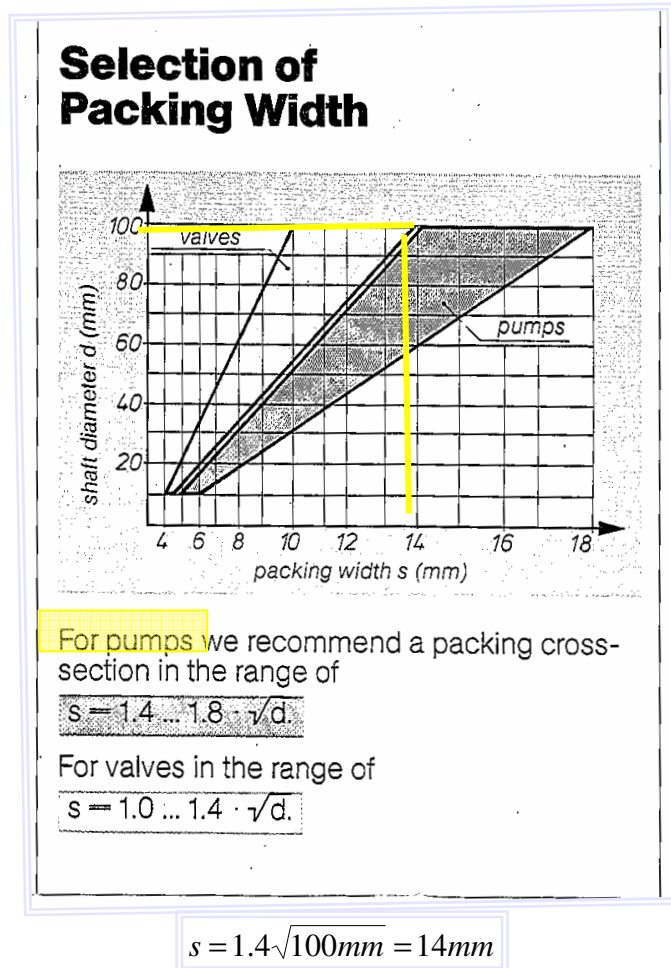
- En el Pumping Manual, Gulf Publishing Company, 7th Edición *Packed Glands* se tiene que como regla general, el ancho del alojamiento de empaques debería ser del orden de 25% del diámetro del eje para ejes de de 12mm (1/2 pulg.), reduciendo a 10% para ejes de 150mm (6 pulg.).



- Adicionalmente CHESTERTON Packing and Engineering Data presenta que para un eje de 4 pulg. de diámetro la sección mínima de la sección de la empaquetaduras es de 1/2 pulg.

Conversion Table for Cutting Ring Packings from Coil or Spiral													Where Size of Rod and Cross Sectional Size of Packing Are Known																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
SIZE OF PACKING	ROD DIAMETERS												ROD DIAMETER	PACKING SECTION	ROD DIAMETER																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																						
	1/16"	3/32"	1/8"	5/32"	3/16"	7/32"	1/4"	9/32"	5/16"	11/32"	3/8"	13/32"			1/4"	5/16"	3/8"	7/16"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1 1/8"	1 1/4"	1 3/8"	1 1/2"	1 5/8"	1 3/4"	1 7/8"	2"	2 1/8"	2 1/4"	2 3/8"	2 1/2"	2 5/8"	2 3/4"	3"	3 1/8"	3 1/4"	3 3/8"	3 1/2"	3 5/8"	3 3/4"	4"	4 1/8"	4 1/4"	4 3/8"	4 1/2"	4 5/8"	4 3/4"	5"	5 1/8"	5 1/4"	5 3/8"	5 1/2"	5 5/8"	5 3/4"	6"	6 1/8"	6 1/4"	6 3/8"	6 1/2"	6 5/8"	6 3/4"	7"	7 1/8"	7 1/4"	7 3/8"	7 1/2"	7 5/8"	7 3/4"	8"	8 1/8"	8 1/4"	8 3/8"	8 1/2"	8 5/8"	8 3/4"	9"	9 1/8"	9 1/4"	9 3/8"	9 1/2"	9 5/8"	9 3/4"	10"																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																															
1/8"	1/8"	3/16"	1/4"	5/16"	3/8"	7/16"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 3/8"	1 1/2"	1 5/8"	1 3/4"	1 7/8"	2"	2 1/8"	2 1/4"	2 3/8"	2 1/2"	2 5/8"	2 3/4"	3"	3 1/8"	3 1/4"	3 3/8"	3 1/2"	3 5/8"	3 3/4"	4"	4 1/8"	4 1/4"	4 3/8"	4 1/2"	4 5/8"	4 3/4"	5"	5 1/8"	5 1/4"	5 3/8"	5 1/2"	5 5/8"	5 3/4"	6"	6 1/8"	6 1/4"	6 3/8"	6 1/2"	6 5/8"	6 3/4"	7"	7 1/8"	7 1/4"	7 3/8"	7 1/2"	7 5/8"	7 3/4"	8"	8 1/8"	8 1/4"	8 3/8"	8 1/2"	8 5/8"	8 3/4"	9"	9 1/8"	9 1/4"	9 3/8"	9 1/2"	9 5/8"	9 3/4"	10"	10 1/8"	10 1/4"	10 3/8"	10 1/2"	10 5/8"	10 3/4"	11"	11 1/8"	11 1/4"	11 3/8"	11 1/2"	11 5/8"	11 3/4"	12"	12 1/8"	12 1/4"	12 3/8"	12 1/2"	12 5/8"	12 3/4"	13"	13 1/8"	13 1/4"	13 3/8"	13 1/2"	13 5/8"	13 3/4"	14"	14 1/8"	14 1/4"	14 3/8"	14 1/2"	14 5/8"	14 3/4"	15"	15 1/8"	15 1/4"	15 3/8"	15 1/2"	15 5/8"	15 3/4"	16"	16 1/8"	16 1/4"	16 3/8"	16 1/2"	16 5/8"	16 3/4"	17"	17 1/8"	17 1/4"	17 3/8"	17 1/2"	17 5/8"	17 3/4"	18"	18 1/8"	18 1/4"	18 3/8"	18 1/2"	18 5/8"	18 3/4"	19"	19 1/8"	19 1/4"	19 3/8"	19 1/2"	19 5/8"	19 3/4"	20"	20 1/8"	20 1/4"	20 3/8"	20 1/2"	20 5/8"	20 3/4"	21"	21 1/8"	21 1/4"	21 3/8"	21 1/2"	21 5/8"	21 3/4"	22"	22 1/8"	22 1/4"	22 3/8"	22 1/2"	22 5/8"	22 3/4"	23"	23 1/8"	23 1/4"	23 3/8"	23 1/2"	23 5/8"	23 3/4"	24"	24 1/8"	24 1/4"	24 3/8"	24 1/2"	24 5/8"	24 3/4"	25"	25 1/8"	25 1/4"	25 3/8"	25 1/2"	25 5/8"	25 3/4"	26"	26 1/8"	26 1/4"	26 3/8"	26 1/2"	26 5/8"	26 3/4"	27"	27 1/8"	27 1/4"	27 3/8"	27 1/2"	27 5/8"	27 3/4"	28"	28 1/8"	28 1/4"	28 3/8"	28 1/2"	28 5/8"	28 3/4"	29"	29 1/8"	29 1/4"	29 3/8"	29 1/2"	29 5/8"	29 3/4"	30"	30 1/8"	30 1/4"	30 3/8"	30 1/2"	30 5/8"	30 3/4"	31"	31 1/8"	31 1/4"	31 3/8"	31 1/2"	31 5/8"	31 3/4"	32"	32 1/8"	32 1/4"	32 3/8"	32 1/2"	32 5/8"	32 3/4"	33"	33 1/8"	33 1/4"	33 3/8"	33 1/2"	33 5/8"	33 3/4"	34"	34 1/8"	34 1/4"	34 3/8"	34 1/2"	34 5/8"	34 3/4"	35"	35 1/8"	35 1/4"	35 3/8"	35 1/2"	35 5/8"	35 3/4"	36"	36 1/8"	36 1/4"	36 3/8"	36 1/2"	36 5/8"	36 3/4"	37"	37 1/8"	37 1/4"	37 3/8"	37 1/2"	37 5/8"	37 3/4"	38"	38 1/8"	38 1/4"	38 3/8"	38 1/2"	38 5/8"	38 3/4"	39"	39 1/8"	39 1/4"	39 3/8"	39 1/2"	39 5/8"	39 3/4"	40"	40 1/8"	40 1/4"	40 3/8"	40 1/2"	40 5/8"	40 3/4"	41"	41 1/8"	41 1/4"	41 3/8"	41 1/2"	41 5/8"	41 3/4"	42"	42 1/8"	42 1/4"	42 3/8"	42 1/2"	42 5/8"	42 3/4"	43"	43 1/8"	43 1/4"	43 3/8"	43 1/2"	43 5/8"	43 3/4"	44"	44 1/8"	44 1/4"	44 3/8"	44 1/2"	44 5/8"	44 3/4"	45"	45 1/8"	45 1/4"	45 3/8"	45 1/2"	45 5/8"	45 3/4"	46"	46 1/8"	46 1/4"	46 3/8"	46 1/2"	46 5/8"	46 3/4"	47"	47 1/8"	47 1/4"	47 3/8"	47 1/2"	47 5/8"	47 3/4"	48"	48 1/8"	48 1/4"	48 3/8"	48 1/2"	48 5/8"	48 3/4"	49"	49 1/8"	49 1/4"	49 3/8"	49 1/2"	49 5/8"	49 3/4"	50"	50 1/8"	50 1/4"	50 3/8"	50 1/2"	50 5/8"	50 3/4"	51"	51 1/8"	51 1/4"	51 3/8"	51 1/2"	51 5/8"	51 3/4"	52"	52 1/8"	52 1/4"	52 3/8"	52 1/2"	52 5/8"	52 3/4"	53"	53 1/8"	53 1/4"	53 3/8"	53 1/2"	53 5/8"	53 3/4"	54"	54 1/8"	54 1/4"	54 3/8"	54 1/2"	54 5/8"	54 3/4"	55"	55 1/8"	55 1/4"	55 3/8"	55 1/2"	55 5/8"	55 3/4"	56"	56 1/8"	56 1/4"	56 3/8"	56 1/2"	56 5/8"	56 3/4"	57"	57 1/8"	57 1/4"	57 3/8"	57 1/2"	57 5/8"	57 3/4"	58"	58 1/8"	58 1/4"	58 3/8"	58 1/2"	58 5/8"	58 3/4"	59"	59 1/8"	59 1/4"	59 3/8"	59 1/2"	59 5/8"	59 3/4"	60"	60 1/8"	60 1/4"	60 3/8"	60 1/2"	60 5/8"	60 3/4"	61"	61 1/8"	61 1/4"	61 3/8"	61 1/2"	61 5/8"	61 3/4"	62"	62 1/8"	62 1/4"	62 3/8"	62 1/2"	62 5/8"	62 3/4"	63"	63 1/8"	63 1/4"	63 3/8"	63 1/2"	63 5/8"	63 3/4"	64"	64 1/8"	64 1/4"	64 3/8"	64 1/2"	64 5/8"	64 3/4"	65"	65 1/8"	65 1/4"	65 3/8"	65 1/2"	65 5/8"	65 3/4"	66"	66 1/8"	66 1/4"	66 3/8"	66 1/2"	66 5/8"	66 3/4"	67"	67 1/8"	67 1/4"	67 3/8"	67 1/2"	67 5/8"	67 3/4"	68"	68 1/8"	68 1/4"	68 3/8"	68 1/2"	68 5/8"	68 3/4"	69"	69 1/8"	69 1/4"	69 3/8"	69 1/2"	69 5/8"	69 3/4"	70"	70 1/8"	70 1/4"	70 3/8"	70 1/2"	70 5/8"	70 3/4"	71"	71 1/8"	71 1/4"	71 3/8"	71 1/2"	71 5/8"	71 3/4"	72"	72 1/8"	72 1/4"	72 3/8"	72 1/2"	72 5/8"	72 3/4"	73"	73 1/8"	73 1/4"	73 3/8"	73 1/2"	73 5/8"	73 3/4"	74"	74 1/8"	74 1/4"	74 3/8"	74 1/2"	74 5/8"	74 3/4"	75"	75 1/8"	75 1/4"	75 3/8"	75 1/2"	75 5/8"	75 3/4"	76"	76 1/8"	76 1/4"	76 3/8"	76 1/2"	76 5/8"	76 3/4"	77"	77 1/8"	77 1/4"	77 3/8"	77 1/2"	77 5/8"	77 3/4"	78"	78 1/8"	78 1/4"	78 3/8"	78 1/2"	78 5/8"	78 3/4"	79"	79 1/8"	79 1/4"	79 3/8"	79 1/2"	79 5/8"	79 3/4"	80"	80 1/8"	80 1/4"	80 3/8"	80 1/2"	80 5/8"	80 3/4"	81"	81 1/8"	81 1/4"	81 3/8"	81 1/2"	81 5/8"	81 3/4"	82"	82 1/8"	82 1/4"	82 3/8"	82 1/2"	82 5/8"	82 3/4"	83"	83 1/8"	83 1/4"	83 3/8"	83 1/2"	83 5/8"	83 3/4"	84"	84 1/8"	84 1/4"	84 3/8"	84 1/2"	84 5/8"	84 3/4"	85"	85 1/8"	85 1/4"	85 3/8"	85 1/2"	85 5/8"	85 3/4"	86"	86 1/8"	86 1/4"	86 3/8"	86 1/2"	86 5/8"	86 3/4"	87"	87 1/8"	87 1/4"	87 3/8"	87 1/2"	87 5/8"	87 3/4"	88"	88 1/8"	88 1/4"	88 3/8"	88 1/2"	88 5/8"	88 3/4"	89"	89 1/8"	89 1/4"	89 3/8"	89 1/2"	89 5/8"	89 3/4"	90"	90 1/8"	90 1/4"	90 3/8"	90 1/2"	90 5/8"	90 3/4"	91"	91 1/8"	91 1/4"	91 3/8"	91 1/2"	91 5/8"	91 3/4"	92"	92 1/8"	92 1/4"	92 3/8"	92 1/2"	92 5/8"	92 3/4"	93"	93 1/8"	93 1/4"	93 3/8"	93 1/2"	93 5/8"	93 3/4"	94"	94 1/8"	94 1/4"	94 3/8"	94 1/2"	94 5/8"	94 3/4"	95"	95 1/8"	95 1/4"	95 3/8"	95 1/2"	95 5/8"	95 3/4"	96"	96 1/8"	96 1/4"	96 3/8"	96 1/2"	96 5/8"	96 3/4"	97"	97 1/8"	97 1/4"	97 3/8"	97 1/2"	97 5/8"	97 3/4"	98"	98 1/8"	98 1/4"	98 3/8"	98 1/2"	98 5/8"	98 3/4"	99"	99 1/8"	99 1/4"	99 3/8"	99 1/2"	99 5/8"	99 3/4"	100"	100 1/8"	100 1/4"	100 3/8"	100 1/2"	100 5/8"	100 3/4"	101"	101 1/8"	101 1/4"	101 3/8"	101 1/2"	101 5/8"	101 3/4"	102"	102 1/8"	102 1/4"	102 3/8"	102 1/2"	102 5/8"	102 3/4"	103"	103 1/8"	103 1/4"	103 3/8"	103 1/2"	103 5/8"	103 3/4"	104"	104 1/8"	104 1/4"	104 3/8"	104 1/2"	104 5/8"	104 3/4"	105"	105 1/8"	105 1/4"	105 3/8"	105 1/2"	105 5/8"	105 3/4"	106"	106 1/8"	106 1/4"	106 3/8"	106 1/2"	106 5/8"	106 3/4"	107"	107 1/8"	107 1/4"	107 3/8"	107 1/2"	107 5/8"	107 3/4"	108"	108 1/8"	108 1/4"	108 3/8"	108 1/2"	108 5/8"	108 3/4"	109"	109 1/8"	109 1/4"	109 3/8"	109 1/2"	109 5/8"	109 3/4"	110"	110 1/8"	110 1/4"	110 3/8"	110 1/2"	110 5/8"	110 3/4"	111"	111 1/8"	111 1/4"	111 3/8"	111 1/2"	111 5/8"	111 3/4"	112"	112 1/8"	112 1/4"	112 3/8"	112 1/2"	112 5/8"	112 3/4"	113"	113 1/8"	113 1/4"	113 3/8"	113 1/2"	113 5/8"	113 3/4"	114"	114 1/8"	114 1/4"	114 3/8"	114 1/2"	114 5/8"	114 3/4"	115"	115 1/8"	115 1/4"	115 3/8"	115 1/2"	115 5/8"	115 3/4"	116"	116 1/8"	116 1/4"	116 3/8"	116 1/2"	116 5/8"	116 3/4"	117"	117 1/8"	117 1/4"	117 3/8"	117 1/2"	117 5/8"	117 3/4"	118"	118 1/8"	118 1/4"	118 3/8"	118 1/2"	118 5/8"	118 3/4"	119"	119 1/8"	119 1/4"	119 3/8"	119 1/2"	119 5/8"	119 3/4"	120"	120 1/8"	120 1/4"	120 3/8"	120 1/2"	120 5/8"	120 3/4"	121"	121 1/8"	121 1/4"	121 3/8"	121 1/2"	121 5/8"	121 3/4"	122"	122 1/8"	122 1/4"	122 3/8"	122 1/2"	122 5/8"	122 3/4"	123"	123 1/8"	123 1/4"	123 3/8"	123 1/2"	123 5/8"	123 3/4"	124"	124 1/8"	124 1/4"	124 3/8"	124 1/2"	124 5/8"	124 3/4"	125"	125 1/8"	125 1/4"	125 3/8"	125 1/2"	125 5/8"	125 3/4"	126"	126 1/8"	126 1/4"	126 3/8"	126 1/2"	126 5/8"	126 3/4"	127"	127 1/8"	127 1/4"	127 3/8"	127 1/2"	127 5/8"	127 3/4"	128"	128 1/8"	128 1/4"	128 3/8"	128 1/2"	128 5/8"	128 3/4"	129"	129 1/8"	129 1/4"	129 3/8"	129 1/2"	129 5/8"	129 3/4"	130"	130 1/8"	130 1/4"	130 3/8"	130 1/2"	130 5/8"	130 3/4"	131"	131 1/8"	131 1/4"	131 3/8"	131 1/2"	131 5/8"	131 3/4"	132"	132 1/8"	132 1/4"	132 3/8"	132 1/2"	132 5/8"	132 3/4"	133"	133 1/8"	133 1/4"	133 3/8"	133 1/2"	133 5/8"	133 3/4"	134"	134 1/8"	134 1/4"	134 3/8"	134 1/2"	134 5/8"	134 3/4"	135"	135 1/8"	135 1/4"	135 3/8"	135 1/2"	135 5/8"	135 3/4"	136"	136 1/8"	136 1/4"	136 3/8"	136 1/2"	136 5/8"	136 3/4"	137"	137 1/8"	137 1/4"	137 3/8"	137 1/2"	137 5/8"	137 3/4"	138"	138 1/8"	138 1/4"	138 3/8"	138 1/2"	138 5/8"	138 3/4"	139"	139 1/8"	139 1/4"	139 3/8"	139 1/2"	139 5/8"	139 3/4"	140"	140 1/8"	140 1/4"	140 3/8"	140 1/2"	140 5/8"	140 3/4"	141"	141 1/8"	141 1/4"	141 3/8"	141 1/2"	141 5/8"	141 3/4"	142"	142 1/8"	142 1/4"	142 3/8"	142 1/2"	142 5/8"	142 3/4"	143"	143 1/8"	143 1/4"	143 3/8"	143 1/2"	143 5/8"	143 3/4"	144"	144 1/8"	144 1/4"	144 3/8"	144 1/2"	144 5/8"	144 3/4"	145"	145 1/8"	145 1/4"	145 3/8"	145 1/2"	145 5/8"	145 3/4"	146"	146 1/8"	146 1/4"

- Según BURGMANN's Stuffing Box Packings Catalogue E3 – 2nd Edition



- En el Manual de Empaquetaduras y Sellos Mecánicos Tamaré-CEPET se tiene:

Diámetro del eje o camisa	Sección Transversal Empaquetadura
1/2" a 5/8"	5/16"
11/16" a 1-1/2"	3/8"
1- 9/16" a 2"	7/16"
2 - 1/16" a 2 - 1/2"	1/2"
2 - 9/16" a 3"	9/16"
3 - 1/16" a 4"	5/8"

[ANEXO 11 – LUBRICACIÓN AL SISTEMA DE EMPAQUES]

De acuerdo a lo recomendado en el manual de las bombas PA-2A/B, se observa que la presión del sistema de lubricación a los empaques no debe ser mayor a 26 Kgf/cm².

<u>Sistema de lubricación a los prensaestopa</u>	
<u>- Bomba de inyección</u>	
- Serie	... T4U Constructor ... IVO
- Tipo	... T4U010 - D18 - DRA1
- Número de las salidas 5
- Número de los pistones 10
- Diámetro de los pistones 8 mm
- Recorrido variable	
mínimo 55 revoluciones/l'
máximo 180 revoluciones/l'
- Relación de reducción interna 1:18
- Capacidad del tanque 4 litros
- Capacidad para cada bombeador con recorrido al 100%, para cada revolución 0,3 cr ³ /l'
- Erogación total de aceite a la velocidad máxima 0,552 litros/minuto
- Presión máxima de ejercicio 26 kg/cm ²
- Control visivo del envío 51
- Accionamiento
- Relación de transmisión 1:9,16
<u>Válvulas de retención</u>	
- Serie	... T4U Constructor ... IVO
- Tipo
- Presión de ejercicio 26 kg/cm ²
- Salto de presión para la apertura 1 kg/cm ²
<u>- Características principales del aceite</u>	
- Viscosidad	a 50°C 47 : 53 cE
- Índice de viscosidad > 50
- Tipos recomendados BPLI 100 - AGIP FI SIC 55 TOTALUBE LUNARIA 35 SHELL CLAVUS 35

Unos de los aceites recomendados, es el SHELL CLAVUS 35 el cual es equivalente a un lubricante con un grado de viscosidad ISO 46. De esta manera se asegura que aceite utilizado actualmente **PDV FRILUB 46**, *satisface* con las características recomendadas para este sistema.

Lubricante SHELL CLAVUS 35, recomendado para lubricación de amoníaco y equivalente a un aceite con grado de viscosidad **ISO 46**.

Industrial Lubricants

Shell CLAVUS® Oils (Available West of the Rockies)

Shell CLAVUS Oils are formulated from high quality medium viscosity index (MVI) oils that are characterized by their low pour points (-25 to -35 °F). They are excellent choices for the lubrication of ammonia refrigeration compressors and some air compressors.

Shell CLAVUS Oils are also suitable for the lubrication of bearings and gears where the residence time due to leakage is not too great and system operating temperatures are not too high.

Shell CLAVUS Oils are available in three ISO viscosity grades.

Typical Properties of Shell CLAVUS Oils

	32	46	68	ASTM Method
Product Code	67034	67035	67037	
Color	1	1.5	1	D1500
Gravity, API	25.1	25.5	26.1	D1298
Viscosity at 40 °C, cSt	31.1	46	63.8	
at 100 °C, cSt	4.7	5.9	7.1	D445
Viscosity Index	42	51	53	D2270
Flash Point, °F	355	380	400	
°C	172	193	204	D92
Pour Point, °F	-35	-30	-25	
°C	-37	-34	-32	D97
Cu Corrosion	1	1	1	D130
Neutralization Value, TAN-C	0.03	0.04	0.05	D974
Aniline Point, °F	181	187	193	
°C	83	86	89	D892
Carbon Residue, Conradson, % wt.	0.07	0.10	0.05	D189