

**Raphael Kronemberger Mastrangelo**

**Modelagem analítica e computacional de  
Selos Mecânicos sobre condições de  
operação recorrentes na indústria**

**PROJETO DE GRADUAÇÃO**

Projeto de graduação apresentado ao Departamento de Engenharia  
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Artur Martins Barbosa Braga

Rio de Janeiro  
Dezembro de 2019

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente gostaria de agradecer a todos os funcionários da PUC-Rio por proporcionarem um ambiente propício para o meu desenvolvimento pessoal e acadêmico ao longo dos anos em que tive o prazer de frequentá-la.

Ao meu orientador Dr. Artur Martins Barbosa Braga, por todo apoio e paciência ao longo da elaboração do meu projeto final.

A todos os meus professores pela excelência da qualidade técnica de cada um e por todos os conselhos e ensinamentos fornecidos ao longo do curso.

Aos meus pais Mauricio e Lúcia e meu irmão Luca por todo o incentivo durante os anos de faculdade. A minha namorada Luiza pela compreensão e apoio em todos os fins de semana dedicado aos estudos.

A todos os meus colegas do curso de graduação que compartilharam dos inúmeros desafios que enfrentamos, sempre com o espírito colaborativo.

A todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

## **RESUMO**

### **Modelagem analítica e computacional de Selos Mecânicos sobre condições de operação recorrentes na indústria**

O selo mecânico é o principal elemento de vedação de uma máquina ou equipamento, pois evita que vazamentos indesejados ocorram e possam causar acidentes e prejuízos. As faces de vedação estáticas e dinâmicas são responsáveis por realizar a vedação primária, enquanto anéis “O” realizam a vedação secundária, impedindo que o fluido confinado escape para o meio externo ou que impurezas externas adentrem o interior do selo. É de fundamental importância ao usuário que deseja realizar uma vedação estudar as possíveis soluções para o seu problema, e após aplicá-la acompanhar sua performance de modo a verificar se a solução pode ser otimizada. Este trabalho propõe introduzir o conceito de selos mecânicos, explicando sua função, design, princípios de funcionamento, aplicações, dentre outros tópicos relevantes ao entendimento deste elemento de vedação. Ao longo do trabalho foi realizado uma análise matemática da performance do selo, considerando fatores como troca de calor, e vazamento e lubrificação. Por fim foi realizada uma análise pelo método dos elementos finitos para avaliar a influência da temperatura e pressão no desempenho do selo mecânico.

**Palavras chaves:** Selos mecânicos. Faces de vedação. Método de Elementos Finitos.

## **ABSTRACT**

### **Analytical and computational modeling of Mechanical Seals on recurring operating conditions in industry**

The mechanical seal is the main sealing element of a machine or equipment as it prevents unwanted leaks from occurring and causes accidents and damage. The static and dynamic sealing faces are responsible for performing the primary sealing, while “O” rings perform the secondary seal, preventing fluid from escaping to an external environment or external impurities from entering the interior of the seal. It is of fundamental importance for the user who wants to perform a seal to study the possible solutions to their problem, and, after applying it, to track their performance to see if the solution can be optimized. This paper presents the concept of mechanical seals, explaining its function, design, operating principles, applications, among other relevant subjects to the understanding of this sealing element. Throughout the work, a mathematical analysis of the seal performance was performed, considering factors such as heat exchange, leakage and lubrication. Finally, a finite element analysis was performed to evaluate or influence temperature and pressure on a mechanical seal performance.

**Key words:** Mechanical seal. Sealing faces. Finite Element Method.

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVO .....</b>	<b>12</b>
2.1	OBJETIVO GERAL.....	12
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	12
<b>3</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>13</b>
3.1	SELOS MECÂNICOS .....	13
3.1.1	<i>Função .....</i>	<i>13</i>
3.1.2	<i>Aplicações.....</i>	<i>14</i>
3.1.3	<i>Design e Princípios de Funcionamento.....</i>	<i>15</i>
3.1.4	<i>Tipos de Selos Mecânicos .....</i>	<i>17</i>
3.1.5	<i>Seleção de Selos Mecânicos.....</i>	<i>19</i>
3.1.6	<i>API 682.....</i>	<i>20</i>
3.2	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS .....	21
3.2.1	<i>Definições .....</i>	<i>21</i>
3.2.2	<i>Nós, Elementos e Graus de Liberdade .....</i>	<i>21</i>
3.2.3	<i>Fundamentos.....</i>	<i>22</i>
<b>4</b>	<b>SELO CARTUCHO JOHN CRANE 5610V .....</b>	<b>25</b>
<b>5</b>	<b>MODELAGEM ANALÍTICA .....</b>	<b>26</b>
5.1	VAZAMENTO .....	26
5.2	LUBRIFICAÇÃO ENTRE AS FACES .....	26
5.3	VARIAÇÃO DE TEMPERATURA NA CÂMARA DE VEDAÇÃO E ESCOAMENTO.....	27
5.4	ABSORÇÃO DE CALOR .....	31
5.5	VAZÃO E AUMENTO DE TEMPERATURA DO FLUIDO DE DESCARGA .....	32
<b>6</b>	<b>MODELAGEM COMPUTACIONAL .....</b>	<b>35</b>
6.1	SOFTWARE UTILIZADO .....	35
6.2	MODELAGEM 3-D.....	36
6.3	ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS.....	38

6.4	RESULTADOS .....	41
<b>7</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>46</b>
	<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>47</b>
	<b>ANEXO A. DATASHEET JOHN CRANE 5610V .....</b>	<b>49</b>

## Lista de figuras

Figura 3.1 - Selo Mecânico (Equalseal, 2019) .....	13
Figura 3.2 - Selo Mecânico em Bombas (Itec) .....	15
Figura 3.3 - Esquematização de um Selo Mecânico (Itec) .....	16
Figura 3.4 - Representação do Filme Líquido (Itec).....	17
Figura 3.5 - Exemplo de duas malhas de elementos finitos: (a) quadrangulares e (b) triangulares.(11) .....	22
Figura 3.6 - Barra axialmente carregada, restrita à esquerda e livre à direita. ....	23
Figura 6.1 - Modelagem de um disco de freio (esquerda) e sua análise de tensões térmicas em 1/8 do disco que representa eixos simétricos de sua composição (direita) (18).....	35
Figura 6.2 - Modelo de Selo Mecânico Desenvolvido no Fusion 360 .....	36
Figura 6.3 - Corte no eixo de simetria do Selo Mecânico .....	37
Figura 6.4 – Componentes do Selo Mecânico .....	37
Figura 6.5 – Modelo simplificado por seus eixos de simetria .....	39
Figura 6.6 - Restrições do corpo livre.....	40
Figura 6.7 – Configurações dos elementos.....	40
Figura 6.8 - Modelo discretizado.....	41
Figura 6.9 – Tensão de Von Mises a 1,0 MPa de pressão do fluido e diferentes temperaturas. ....	42
Figura 6.10 - Curva Tensão Máxima Von Mises (MPa) vs Temperatura (°C).....	43
Figura 6.11 - Tensão de Von Mises a 80 °C e diferentes pressões do fluido. ....	44

## **Lista de tabelas**

Tabela 5.1 - Cálculo da Força Normal .....	30
Tabela 5.2 - Cálculo do Calor Gerado pelas Faces do Selo.....	31
Tabela 5.3 - Cálculo do Calor Absorvido pelo Fluido na Câmara de Vedação .....	32
Tabela 5.4 - Vazão do Fluido de Descarga .....	33
Tabela 6.1 – Componentes do Selo Mecânico .....	38



## Lista de Siglas, Abreviaturas e Símbolos

API – *American Petroleum Institute*

EPA – *Environmental Protection Authority*

MEF – Método de Elementos Finitos

GLs – Graus de Liberdade

PTM – *Product Temperature Margin*

SiC – Carbetto de Silício

$F_A$  – Força de Abertura

$A_{selo}$  – Área das faces do selo

$\Delta p$  – Variação de temperatura na interface do selo

$K$  – Coeficiente de diferença de pressão entre as faces do selo

$D_e$  – Diâmetro externo do selo

$D_i$  – Diâmetro interno do selo

$D_b$  – Diâmetro de balanceamento do selo

$B$  – Coeficiente de balanceamento do selo

$F_F$  – Força de Fechamento

$F_M$  – Força da Mola

$F_N$  – Força Normal

$f$  – Coeficiente de atrito

$D_m$  – Diâmetro médio do selo

$T_r$  – Torque de operação do selo

$\omega$  – Velocidade angular do selo

$Q_g$  – Calor gerado pela operação do selo

$Q_{abs}$  - Calor absorvido pelo fluido na câmara de vedação

$U$  – Coeficiente global de troca térmica;

$A_{troca}$  – Área de troca efetiva de calor

$\Delta T$  – Variação de temperatura entre o fluido bombeado e na câmara de vedação

$d$  – Densidade relativa

$\Delta T_{max}$  – Variação máxima de temperatura do fluido na câmara de vedação

$c_p$  – Calor específico

$q_{desc}$  – Vazão do fluido de descarga

## **1 Introdução**

Selos mecânicos são elementos de máquinas que tem como função principal manter fluidos pressurizados no interior de um recipiente, onde um eixo rotatório passa por uma carcaça estacionária ou, ocasionalmente, a carcaça rotaciona ao redor do eixo. Eles são compostos de dois principais componentes, um estacionário e um rotatório, que juntos possibilitam a vedação do fluido.

Em aplicações industriais de larga escala os selos têm importância fundamental na prevenção de vazamentos de líquidos e gases que podem ser prejudiciais ambientalmente e financeiramente as companhias e as comunidades próximas. Eles são comumente utilizados em bombas centrífugas, compressores, misturadores entre outros equipamentos rotativos e podem ser aplicados a diversas indústrias como química, óleo e gás, papel e celulose, siderúrgicas e mineradoras.

Uma maior eficiência na aplicação dos selos mecânicos é cada vez mais requisitada por motivos financeiros e ambientais. Sendo assim, uma modelagem apropriada da análise de tensões que um selo mecânico é exposto em aplicações extremas é fundamental para prevenir vazamentos de fluidos indesejados no ambiente.

Com sua aplicação em diversas indústrias é possível, além de aprofundar os conhecimentos adquiridos ao longo do curso em análise de tensões e métodos numéricos, adquirir novos conhecimentos em possíveis áreas futuras de atuação após a graduação.

## **2 Objetivo**

### **2.1 Objetivo Geral**

O objetivo geral deste trabalho é, através de procedimentos computacionais e analíticos, realizar um estudo das tensões aplicadas em um selo mecânico em condições de operação recorrentes na indústria.

### **2.2 Objetivos Específicos**

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- Apresentação dos selos mecânicos, seus conceitos, princípios de funcionamento e outros aspectos importantes;
- Realização de uma análise matemática sobre o vazamento, lubrificação e troca de calor no selo mecânico;
- Modelagem de um selo mecânico em um software que atua em 3 dimensões;
- Aplicação do método dos elementos finitos para demonstrar a influência da temperatura e pressão no comportamento do selo;
- Apresentação e discussão dos resultados obtidos.

### 3 Fundamentação Teórica

#### 3.1 Selos Mecânicos

##### 3.1.1 Função

A função de um selo mecânico é manter separados fluidos onde, por exemplo, um eixo rotatório passa por uma carcaça de uma máquina ou um fluido passa de uma parte da máquina até a outra (1).

Os selos mecânicos são indicados para casos onde gaxetas não podem ser aplicados, especialmente em casos de alta pressão, temperatura, velocidade e presenças de sólidos em suspensão.

Toda vez que eixo rotatório deve passar por duas regiões contendo fluidos diferentes e é importante manter estes fluidos separados, um selo mecânico é necessário. O selo mecânico tem a função estabelecer a vedação do fluido ao se encaixar no eixo rotatório, de uma maneira que o vazamento do fluido seja aceitavelmente pequeno sob condições de todas as condições de operação previstas para ele (2).

No geral, os fluidos podem estar em diferentes pressões e ser gases ou líquidos. A *Figura 3.1* representa um selo mecânico.



Figura 3.1 - Selo Mecânico (Equalseal, 2019)

Ele também pode servir para prevenir a entrada de corpos estranhos no interior de um ambiente vedado ou a perda de fluidos lubrificantes que atuam em rolamentos e transmissões (1).

### **3.1.2 Aplicações**

Segundo (2) dentre os principais equipamentos mecânicos que se utilizam do selo mecânico, se destacam:

- Bombas: quase todas as bombas devem permitir a entrada de um eixo rotatório no fluido sem permitir vazamento excessivo.
- Compressores: compressores centrífugos e muitos outros exemplos usam selos mecânicos.
- Rolamentos: selos mecânicos são utilizados para impedir o vazamento de lubrificantes, tanto diretamente, compondo um rolamento selado, quanto selando um componente inteiro de rolamentos, como uma caixa de marchas.
- Embarcações motorizadas: quase todas as embarcações motorizadas são alimentadas por hélices cujo eixo deve penetrar uma carcaça.

Também de acordo com (2), selos mecânicos são utilizados amplamente em diversas indústrias:

- Indústrias de Processo: As indústrias química, petrolífera, alimentícia, têxtil e farmacêutica utilizam bombas amplamente em seus processos. Outros dispositivos mecânicos que requerem a aplicação de selos são misturadores e caixas de transmissão.
- Aeroespacial: Motores turbojatos assim como motores de foguetes de propulsão líquida utilizam selos mecânicos.
- Transporte: Motores de todos os tipos utilizam bombas para o fluido refrigerante e necessitam vedar o lubrificante em transmissões e outros dispositivos. Compressores de sistemas de refrigeração automotivos requerem a utilização de selos. Eixos de hélices de navios, assim como equipamentos auxiliares de embarcações, também necessitam de selos mecânicos.
- Geração de Energia: Selos mecânicos são usados para turbinas de água, turbinas a vapor, caldeiras de alimentação a bombas, bombas de

resfriamento para reatores nucleares, e diversos tipos de equipamentos auxiliares.

- Eletrodomésticos: Máquinas de lavar louça, máquinas de lavar roupas, trituradores de lixos e bombas para piscinas são alguns dos exemplos domésticos de utilização do selo mecânico.
- Agricultura: Bombeamento de água para irrigação, bombeamento de fertilizantes e inseticidas requerem a utilização de selos mecânicos.

Grande parte das aplicações de um selo mecânico ocorrem em bombas centrífugas. Quando necessário selar este equipamento, o principal desafio está em permitir que o eixo rotatório atue na parte onde o fluido está armazenado, sem permitir vazamentos excessivos.

Para realizar esta tarefa, é necessário haver uma vedação entre o eixo e a carcaça da bomba que possa conter a pressão do gerado no processo de bombeamento e suportar o atrito causado pela rotação do eixo.

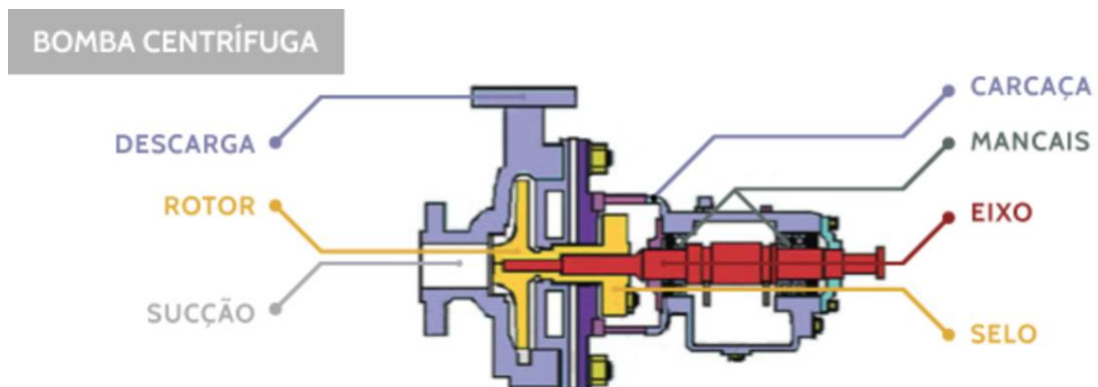


Figura 3.2 - Selo Mecânico em Bombas (Itec)

### 3.1.3 Design e Princípios de Funcionamento

O design de um selo mecânico consiste basicamente em um conjunto rotativo que se movimenta juntamente ao eixo do equipamento e um conjunto estacionário. Em ambos os conjuntos, são comumente necessárias vedações secundárias. Outras peças do conjunto são mutáveis e variam de acordo com a concepção do projeto do selo mecânico. (3)

Além dos elementos de vedação, o selo mecânico também possui mais um componente fundamental, que é o mecanismo de compressão axial. As faces de

vedação do selo são sempre mantidas pressionadas uma com a outra com o auxílio de molas, que podem ser aplicadas tanto na face rotativa quando estacionária, compensando pequenas deflexões do eixo e desalinhamento por tolerâncias de fabricação.

A vedação realizada pelo contato das faces é chamada de vedação primária ou dinâmica. Já a vedação secundária ou estática é feita normalmente por *O rings*, impedindo a passagem do fluido pelos interstícios do selo mecânico.

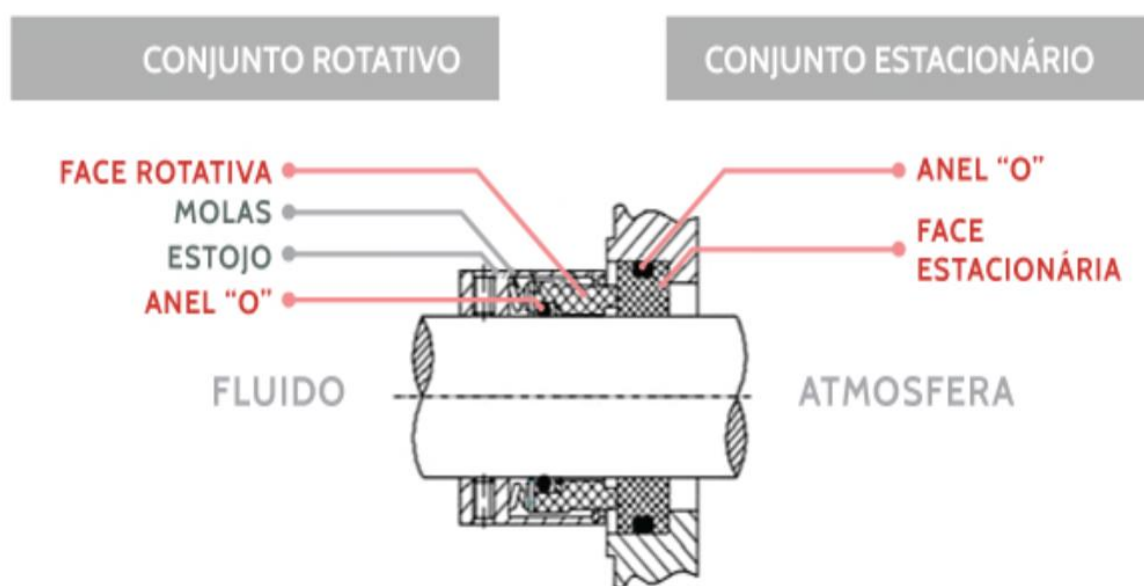


Figura 3.3 - Esquematização de um Selo Mecânico (Itec)

Na grande maioria dos selos mecânicos as faces são mantidas lubrificadas por uma pequena camada de fluido que se acomoda entre as faces do selo. Esta camada de fluido pode tanto ser o fluido do processo de bombeamento o qual o selo é responsável pela vedação quanto ser provido por uma fonte externa.

A necessidade de um filme de fluido entre as faces do selo apresenta um grande desafio de projeto ao garantir que uma quantidade suficiente de fluido circule entre as faces do selo mantendo sem permitir que o fluido vaze para o ambiente externo ou que entrem contaminantes entre as faces do selo que possam prejudicar o seu funcionamento.

Esta dificuldade é contornada por manter um espaço preciso entre as faces que seja grande o suficiente para permitir pequenas quantidade de fluido lubrificante circulem, porém pequeno o suficiente para permitir a entrada de contaminantes.



O espaço entre as faces, em um selo mecânico típico, é de 1 micron, 75 vezes mais fino que o cabelo humano. Pelo espaço ser tão pequeno, partículas que poderiam danificar o selo são impedidas de entrar, e a quantidade de líquido que vaza pelo furo é tão pequeno, e pressurizado, que quando chega ao ambiente está em forma de vapor. (4)

O microespaçamento é mantido utilizando o mecanismo de compressão axial, descrito anteriormente, para empurrar uma face contra a outra, enquanto a pressão do fluido entre as faces realiza a força de reação para mantê-las afastadas.

Sem a pressão do fluido separando-as, as faces iriam entrar em contato direto realizando o efeito de *dry running* e iriam rapidamente ceder à algum mecanismo de falha mecânica.

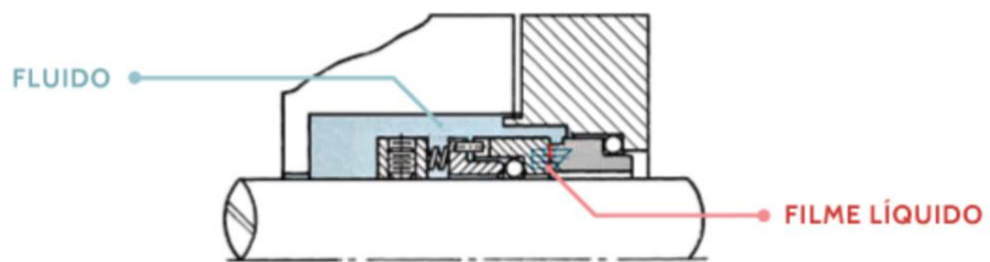


Figura 3.4 - Representação do Filme Líquido (Itec)

### 3.1.4 Tipos de Selos Mecânicos

Existem diversas maneiras de caracterização de selos mecânicos comumente utilizados na indústria. Em (5) são citados como os mais comumente utilizados:

- Selos Deslizantes: O Selo Mecânico Deslizante se move ao longo do eixo rotativo para manter o contato com as faces da vedação. Este recurso ajuda a compensar o desgaste que pode ocorrer nas faces do selo, além da oscilação do eixo devido ao desalinhamento das faces. Este tipo de selo mecânico é muito amplamente utilizados por serem mais baratos e encontrados facilmente no mercado em diferentes tamanhos e designs.
- Selos Não Deslizantes: Os Selos Não Deslizantes, ao contrário dos deslizantes, não se movem ao longo do eixo para manter o contato entre as

faces de vedação. Estes selos são indicados para aplicações em baixas temperaturas e altas pressões.

- Selo Balanceados e não balanceados: Os fornecedores de selos projetam faces de vedação com uma relação de equilíbrio para minimizar o calor gerado pela face de vedação, consistente com as expectativas ideais de vida útil e limites de emissão. A relação de balanço ( $B$ ) afeta a força de fechamento da face, o calor gerado e a classificação de pressão do selo. Um selo balanceado terá uma relação de equilíbrio menor que 1, geralmente na faixa de 0,6 a 0,9. A taxa de equilíbrio pode ser interpretada como a proporção da pressão da câmara de vedação que está ajudando a criar a força de fechamento na face da vedação. Por exemplo, a faixa típica de razão de equilíbrio de 0,6 a 0,9 significa que há uma redução de 10 a 40% na carga de pressão hidráulica nas faces.
  - Os Selos Não Balanceados são usados sobre condições críticas onde o selo está sujeito a vibrações, desalinhamento do eixo, ou cavitação do fluido lubrificante. Estes selos mecânicos são econômicos e altamente estáveis, no entanto eles só podem operar sobre uma baixa faixa de pressão e se a força exercida pelo fluido exceder o limite aceito pelo selo, o fluido lubrificante vaza completamente provocando a falha imediata da vedação.
  - Os Selos Balanceados têm a habilidade de sustentar altas pressões entre as faces e, como geram menos calor, são adequados para lidar com líquidos com baixa capacidade de lubrificação e hidrocarbonetos com alta pressão de vapor.
- Convencional: Selos Convencionais são os mais simples dos tipos de selos mecânicos e são montados internamente nas caixas de vedações e alinhados com o eixo. São os mais encontrados no mercado e de preços mais acessíveis.
- Selo Cartucho: Selos Cartuchos possuem sua unidade montada no eixo da bomba como um conjunto construído e não é necessário nenhum outro ajuste. Este benefício permite reduzir erros associados à instalação do selo e consequentemente gera redução em número e custo de manutenções.

### **3.1.5 Seleção de Selos Mecânicos**

Com todos os tipos de selos mecânicos disponíveis no mercado, é extremamente importante identificar o tipo correto para a aplicação desejada. Caso a escolha seja feita erroneamente as chances de o fluido vazar aumentam exponencialmente, acarretando perda de tempo, mão de obra, recursos e possivelmente danos ambientais.

De acordo com (5) quando selecionando o tipo de selo necessário à sua aplicação os principais fatores a serem considerados são:

1) Fluido de atuação: O primeiro e mais importante fator para se considerar quando selecionar o selo mecânico é o fluido de atuação. Caso um líquido comum como a água seja o fluido de trabalho, o selo convencional é o mais indicado.

Se a bomba deve lidar com líquidos corrosivos, é muito importante que materiais com alta resistência a corrosão sejam escolhidos com interface de contato entre fluido e selo, como cerâmica, carboneto de silício ou tungstênio, carbono etc. Nos ambientes corrosivos, os materiais para as partes estacionárias da vedação mecânica podem ser Teflon, Buna ou Viton.

A escolha dos materiais corretos para líquidos perigosos é muito importante, caso contrário, haverá chances de os materiais falharem e o líquido vazar para a atmosfera. Isso pode ser muito perigoso para as pessoas que circulam pelas bombas e também para a atmosfera.

2) Pressão do fluido: O fluido entra na bomba a uma certa pressão que é aumentada de acordo com a demanda de operação da bomba. A pressão máxima de operação do fluido é quem determina se o selo deve ser balanceado ou não balanceado.

3) Temperatura do fluido: a capacidade térmica do material também é um fator a ser analisado no momento da escolha do tipo de selo e seu material.

4) Natureza do fluido: os fluidos a serem vedados pelo selo podem ser soluções químicas que possuem alta viscosidade e, portanto, um escoamento mais lento. Estes tipos de fluidos geralmente causam mais desgaste nas faces dos selos mecânicos e em alguns casos é necessária a aplicação de selos duplos.

5) Segurança e Meio Ambiente: caso o selo fluído transportado pelo selo possua alta interface de trabalho com mão de obra humana, selos duplos para mitigar vazamentos são novamente recomendados. Da mesma maneira, restrições ambientais devem ser respeitadas de acordo com a lei vigente.

### **3.1.6 API 682**

Fundado em 1919 e sediado em Washington D.C. (EUA), o American Petroleum Institute (API) inclui cerca de 500 companhias do segmento de petróleo e gás, assim como da indústria petroquímica, e tem se ocupado intensamente com os padrões técnicos desde 1924. Até hoje, o API elaborou aproximadamente 500 normas, sobre os mais diversos processos e componentes em detalhes, que resultam em garantia de máxima confiabilidade ao funcionamento e ao processo. As normas API, claramente definidas e parcialmente ligadas a testes de aprovação, não têm efeito somente nos Estados Unidos, seu país de origem; em diversos casos, elas têm desenvolvido os padrões industriais mundiais para as indústrias de petróleo e petroquímica. API é considerado sinônimo de segurança e confiabilidade. (6)

Uma das atividades mais bem-sucedidas do American Petroleum Institute (API) é o desenvolvimento de padrões internacionais para operação e equipamentos da planta nas indústrias de petróleo e gás e petroquímica. A história do API 682 começou em 1994, quando os selos mecânicos se separaram do API 610 Pump Standard. As 2ª e 3ª edições foram publicadas em 2002 e 2004, respectivamente. O recém-publicado 4º Standard de 250 páginas, publicado recentemente, fornece mais de 20 anos de conhecimento e sabedoria de usuários e fabricantes.(7)

Após seis anos de desenvolvimento, a 4ª edição dos sistemas de vedação de eixo padrão API 682 para bombas rotativas (ou seja, vedações e sistemas mecânicos) foi publicada em 1 de maio de 2014. A API 682 é uma ferramenta essencial para a operação segura e confiável de vedações mecânicas e sistemas de tubulação auxiliares. (7)

Essencialmente, a segurança checada e testada do produto é o núcleo da questão. O objetivo da API 682 4ª edição é admitir o funcionamento contínuo por, pelo menos, três anos (25.000 horas de funcionamento dentro dos limites legais de emissões, ou pelo máximo “valor limite” de 1.000 ppm em volume, conforme EPA,

método 21), confiabilidade operacional aumentada e manutenção simplificada. As normas definidas pela API se aplicam exclusivamente para sistemas cartucho com diâmetro do eixo de 20 a 110 mm e em determinadas condições operacionais. (6)

## **3.2 Método dos Elementos Finitos**

### **3.2.1 Definições**

De acordo com (8) o Método dos Elementos Finitos (MEF) foi desenvolvido em conjunto por engenheiros utilizando conhecimentos de análise de tensões e matemáticos utilizando métodos de cálculos abstratos. O MEF é uma maneira de obter uma solução numérica para um problema específico. No entanto, diferentemente de outras análises, o MEF não fornece uma fórmula e seus resultados são aproximados e dependem de *inputs* do usuário que está realizando a análise.

Em (8) o MEF é descrito de maneira simples como sendo um método que envolve dividir a estrutura em diversos elementos (pedaços da estrutura), analisando o comportamento de cada elemento quando sujeitos a esforços externos e mantendo-os conectados por meio de nós. Esse processo resulta em uma série de equações algébricas que definem o comportamento de cada um dos elementos.

O MEF tem como objetivo a determinação do estado de tensão e de deformação de um sólido de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores. (9)

### **3.2.2 Nós, Elementos e Graus de Liberdade**

Um nó é uma coordenada localização no espaço onde o graus de liberdade (GLs) são definidos (10). Para análises estruturais, os GLs representam a possibilidade de movimentação do ponto devido a esforço aplicado a estrutura. A deformação no material é determinada pelo movimento relativo dos nós, e as tensões são calculadas devido as deformações e propriedades do material. Em análises térmicas, o único GL é a temperatura em cada nó. O fluxo de calor é então determinado com base na distribuição de temperatura e a condutividade térmica do material. Os GLs também afetam quais forças e momentos são transferidos de um nó para outro. Os resultados de uma análise de elementos finitos (deflexões, tensões, temperaturas, taxa de fluxo de calor) são dados em cada um do nós.

No MEF a estrutura estudada é dividida em pequenos subdomínios, ou seja, é discretizada em elementos finitos. Estes elementos podem possuir diferentes formatos como, por exemplo, triângulos ou quadrados para o caso bidimensional, e prismas ou quadriláteros para o caso tridimensional, sendo que a escolha depende do tipo de estrutura a ser analisada (11).

Em (10) um elemento é definido por uma relação matemática que defini como os GLs de um nó se relacionam com outros nós. Essa relação matemática também define com as deformações definem as tensões.

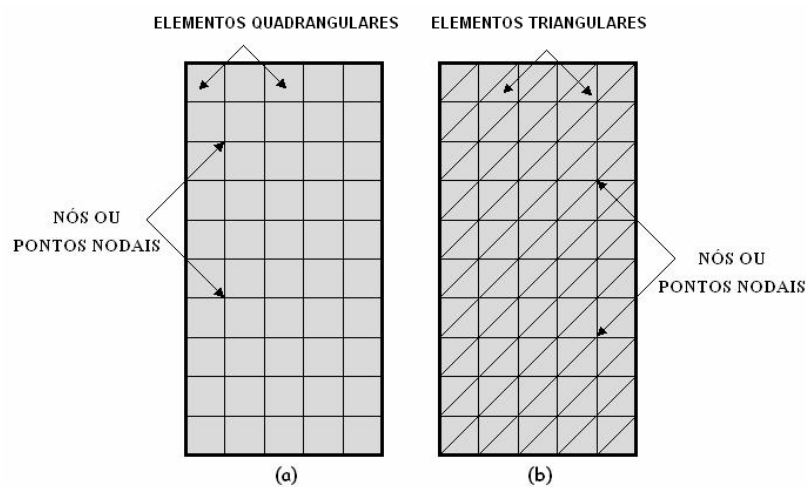


Figura 3.5 - Exemplo de duas malhas de elementos finitos: (a) quadrangulares e (b) triangulares.(11)

Dentro desses elementos as equações de Maxwell são supostas válidas e os campos são calculados em cada um desses pontos nodais e aproximados no interior de cada elemento por uma expansão utilizando funções de base válidas na região do elemento. (11)

### 3.2.3 Fundamentos

A formulação do MEF requer a existência de uma equação integral, de modo que seja possível substituir o integral sobre um domínio complexo (de volume  $V$ ) por um somatório de integrais estendidos a subdomínios de geometria simples (de volume  $V_i$ ). (9) Esta técnica é ilustrada com o seguinte exemplo, que corresponde ao integral de volume de uma função  $f(V)$ .

$$\int_V f(V) dV = \sum_{i=1}^n \int_{V_i} f(V) dV \quad (1)$$

Em (1) pressupõe-se que

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (2)$$

Se for possível calcular todos os integrais estendidos aos subdomínios  $V_i$ , basta efetuar o somatório correspondente ao segundo membro de (1) para se obter o integral estendido a todo o domínio. Cada subdomínio  $V_i$  corresponde a um elemento finito de geometria simples (e.g., segmento de reta, triângulo, quadrilátero, tetraedro, paralelepípedo). O somatório indicado em (1) vai dar origem à operação designada *assemblagem*, que apresenta muitas semelhanças com a que é efetuada nas estruturas reticuladas.

O termo *forma fraca* refere-se a uma forma integral do problema a valores no contorno na qual a ordem do operador diferencial fica reduzida de  $2m$  para  $m$ . Há vários modos de se obter a forma fraca do problema a valores no contorno. São eles: o método da integral ponderada, o método variacional e o método dos trabalhos virtuais. Sendo este último mais apropriado a problemas da mecânica dos sólidos. O princípio dos trabalhos virtuais é uma via de acesso à obtenção da forma fraca para problemas da mecânica dos sólidos lineares ou não lineares. (12)

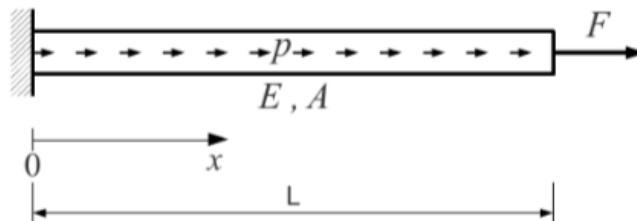


Figura 3.6 - Barra axialmente carregada, restrita à esquerda e livre à direita.

Seja, por exemplo, uma barra com uma restrição axial na extremidade esquerda, um carregamento axialmente distribuído  $p$  e uma força axial  $F$  aplicada na extremidade direita, conforme ilustra a *Figura 3.6*. Considere um deslocamento axial virtual  $2w$  ao longo da barra compatível com a restrição axial à direita, ou seja,  $w|_{x=L} = 0$ . Igualando os trabalhos virtuais externo e interno sobre a barra obtém-se:

$$Fw(L) + \int_0^L pw \, dx = \int_{barra} N \, dw = \int_0^L EA \frac{d}{dx} u \frac{d}{dx} w \, dx \quad (3)$$

Onde  $N$  é a força axial,  $u$  é o deslocamento axial real e  $EA$  é a rigidez axial da barra.

Rearranjando os termos na equação (3) resulta a forma fraca do problema:

$$\int_0^L EA \frac{d}{dx} u \frac{d}{dx} w \, dx - \int_0^L pw \, dx - Fw(L) = 0 \quad (4)$$



#### **4 Selo Cartucho John Crane 5610V**

Para realizar as análises propostas para este trabalho, foi necessário com o auxílio da fundamentação teórica definir um selo mecânico com alta aplicabilidade na indústria para ser utilizado como base nos estudos.

O modelo escolhido é de fabricação da JOHNCRANE, do tipo simples em cartucho, balanceado, com diâmetro interno da luva  $\varnothing_1 = 35,45 \text{ mm}$  e com molas múltiplas. O selo mecânico possui diâmetro externo de 120,4 mm e comprimento de 52,4 mm, conforme Anexo A, que apresenta as especificações técnicas do modelo.

A faces de vedação rotativa e estacionária do selo primário e face rotativa do selo secundário possuem diâmetro externo de 46,8 mm, diâmetro interno de 40,8 mm e diâmetro de balanceamento de 42,6 mm.

Seus anéis “O” são de Viton® e suas faces de vedação rotativas em carbeto de silício sinterizado por reação (RbSiC), enquanto o resto de seus componentes é feito de aço inoxidável 316L.

Foi necessário definir também o fluido bombeado que está em contato com o eixo rotativo e o selo mecânico. Assim, a água foi escolhida por ser utilizada em diversas aplicações e indústrias.

## **5 Modelagem Analítica**

Lebeck em 1988 (13) realizou um trabalho que modelava os principais parâmetros dos selos mecânicos de acordo com esforços externos, geometria do selo e características dos materiais. Em 1994, com o lançamento da 1ª edição do API 682, a modelagem de selos ganhou um manual para auxiliar os fabricantes e usuários.

O trabalho de Arnold e Fone (14) considera o projeto do selo e estuda sua performance quando aplicados sobre diferentes condições de trabalho. Em virtude das várias configurações possíveis dos selos mecânicos, a formulação apresentada pelos autores envolve considerações e premissas adicionais.

Sendo assim, o desenvolvimento analítico deste capítulo visa estudar a performance de um selo mecânico sobre as condições impostas por Arnold e Fone que destacam os seguintes pontos como sendo os principais para verificar a eficiência de um selo mecânico:

- Vazamento;
- Lubrificação entre as faces;
- Variação de temperatura na câmara de vedação e escoamento;
- Absorção de calor;
- Vazão e aumento de temperatura no fluido de descarga.

### **5.1 Vazamento**

Sempre existe uma vazão mássica na face de uma vedação mecânica, de modo que todas as vedações possuem vazamento até certo ponto. Alguns selos, são projetadas para ter um certo fluxo entre as faces e o vazamento pode ocorrer independentemente da categoria, tipo ou arranjo do selo. No entanto, para a grande maioria das bombas, normalmente não há vazamento visível da vedação e é a função principal do selo impedir a sua ocorrência.

### **5.2 Lubrificação entre as faces**

A confiabilidade da vedação do selo mecânico depende da presença de líquido entre as faces para lubrificação. Como a maioria dos selos não possui vazamentos visíveis, é inferido que o líquido entre as faces se evapore em algum momento à medida que viaja pela face até o lado do selo em contato com a atmosfera. A

quantidade de gás entre as faces da vedação de um selo mecânico idealizado depende das propriedades do fluido, pressão e temperatura da vedação. Por exemplo, fluidos de alta pressão de vapor, como o propano, terão uma grande porcentagem da largura da face do selo operando com gás entre as faces.

Uma margem para a diferença de pressão entre a pressão da câmara de vedação e a pressão máxima de vapor líquido é um requisito básico para o projeto de bombas e sistemas de vedação, e se correlaciona bem com outros métodos de avaliação da adequação da vedação para determinadas condições de serviço, conforme vida útil do selo a uma taxa aceitável de vazamento.

Os métodos para atingir a margem de pressão necessária podem utilizar uma ou uma combinação das seguintes opções. A seleção e aplicação dessas soluções geralmente resultam de acordo mútuo entre o comprador e os fornecedores de vedações e bombas.

- Diminuir a temperatura do fluido da câmara de vedação por resfriamento do fluido de descarga;
- Aumentar a pressão da câmara de vedação removendo o anel de desgaste traseiro e obstruindo os orifícios de equilíbrio do impulsor;
- Utilizar um fluido de descarga externo;
- Aumentar a pressão da câmara de vedação através do uso de uma bucha de garganta estreita (flutuante),

A diminuição da temperatura do fluido da câmara de vedação é sempre preferível a pressurização da câmara. Assim, a margem de pressão requisitada na API 682 é de 0,35 MPa (3.5 bar) (50 psi) e pode ser vista como uma "interpretação da pressão de um requisito de temperatura". Por outro lado, a mesma API 682 diz que a condição por ser satisfeita por uma margem de temperatura do produto (PTM) de 20 °C (36 °F). PTM é a diferença entre a temperatura do processo na câmara de vedação e a temperatura de saturação do líquido do processo na pressão da câmara de vedação.

### **5.3 Variação de Temperatura na câmara de vedação e escoamento**

A temperatura em regime permanente do fluido na câmara de vedação é uma função de um simples equilíbrio termodinâmico. O fluxo de calor no fluido da câmara de vedação menos o fluxo de calor para fora da câmara de vedação produz um fluxo

de calor líquido nulo. No entanto essa afirmação pode ser perigosa, pois em aplicações reais, o fluxo de calor para dentro e para fora dos fluidos da câmara de vedação são extremamente complexos.

Existem várias fontes de fluxo de calor no fluido. Isso inclui o calor gerado devido ao atrito e cisalhamento do fluido na vedação faces, calor gerado devido à turbulência causada pelos componentes rotativos da vedação e calor conduzido da bomba através da câmara de vedação e do eixo da vedação (ou absorção positiva de calor). Existem também várias fontes de fluxo de calor para fora da câmara de vedação. Isso inclui o calor conduzido de volta para a bomba através da câmara ou eixo do selo (ou imersão em calor negativo) e o calor perdido na atmosfera por convecção e radiação.

Para se estimar o calor gerado por um selo mecânico diversas hipóteses iniciais devem ser estabelecidas que podem gerar grandes variações nos resultados. Assim, todas as hipóteses devem ser formuladas com base em manuais padrão de desenvolvimento e testes de selos mecânicos.

Um importante parâmetro nesta estimativa é o coeficiente  $K$  que quantifica a diferença de pressão entre as faces de vedação que é transmitida ao componente hidráulico das forças de suporte do filme fluido, que definem a força de abertura ( $F_A$ ). Desta maneira,  $F_A$  é expresso por:

$$F_A = A_{selo} \cdot \Delta p \cdot K [N] \quad (5)$$

Em que:

- $A_{selo}$  representa a área de face do selo mecânico em  $mm^2$ ;
- $\Delta p$  a diferença de pressão na interface em MPa;
- $K$  é adimensional e pode assumir valores entre 0 e 1.

Para fins práticos, são usados para  $K$  valores entre 0,5 e 0,8, porém 0,5 é o valor recomendado por (14) para os casos em que as faces de vedação operam paralelamente entre si.

A área de face do selo mecânico é dada pela área da coroa circular da superfície de contato entre as faces deslizantes, representada pela diferença entre o diâmetro externo e interno.

$$A_{selo} = \frac{\pi(D_e^2 - D_i^2)}{4} [mm^2] \quad (6)$$

Em seguida, deve-se determinar a força de fechamento ( $F_F$ ), que é definida pela soma das forças atuando sobre as faces de vedação no sentido de mantê-las unidas. Na maioria dos selos mecânicos essa força é composta pela força de compressão da(s) mola(s) e por uma força hidráulica associada com o balanceamento do selo mecânico.

Deste modo, define-se uma razão de balanceamento ( $B$ ) para caracterizar a geometria do selo mecânico a ser estudado. Essa razão é a simples proporção da área de face que sofre influência da diferença de pressão na interface. Para selos mecânicos internamente pressurizados, o cálculo é o seguinte:

$$B = (D_e^2 - D_b^2)/(D_e^2 - D_i^2) \quad (7)$$

Enquanto para selos mecânicos externamente pressurizados, essa relação se torna:

$$B = (D_b^2 - D_i^2)/(D_e^2 - D_i^2) \quad (8)$$

Em que:

- $D_e$  é o diâmetro externo em mm;
- $D_i$  é o diâmetro interno em mm;
- $D_b$  é o diâmetro efetivo de balanceamento em mm.

A força de fechamento pode então ser expressa por:

$$F_F = A_{selo} \cdot \Delta p \cdot B + F_M [N] \quad (9)$$

Em que  $F_M$  representa a força de compressão da mola e é citada na referência (15) como sendo comumente empregada com 30 psi.

A força normal atuante entre as superfícies é dada pelo equilíbrio de forças na direção perpendicular às faces, o que resulta na diferença entre as forças de fechamento e de abertura definidas anteriormente:

$$F_N = A_{selo} \cdot \Delta p \cdot (B - K) + F_M [N] \quad (10)$$

Assim, utilizando a equação (7) para encontrar  $B$  (selo internamente pressurizado), 0,5 para  $K$ , os diâmetros do selo presentes no capítulo 4 e um diferencial de pressão na interface do selo de 2,0 MPa é possível utilizar a equação (10) para formular a Tabela 5.1.

$A_{selo}$	415,42	mm <sup>2</sup>
$\Delta p$	2,00	MPa
$B$	0,72	-
$F_M$	85,00	N
$K$	0,50	-
<b><math>F_N</math></b>	<b>266,6</b>	<b>N</b>

Tabela 5.1 - Cálculo da Força Normal

O torque de operação induzido nas faces do selo é então expresso pela equação (11).

$$T_R = F_N \cdot f \cdot \frac{D_m}{2000} [N.m] \quad (11)$$

Em que:

- $f$  é o coeficiente de atrito efetivo adimensional;
- $D_m$  é o diâmetro médio do selo em mm.

O coeficiente de atrito entre as faces de vedação depende do material das faces e da lubrificação imposta pelo fluido. Segundo (14), o coeficiente varia na faixa de 0,01 e 0,18. A norma API 682 sugere 0,07 caso o fluido bombeado seja água e as faces do selo forem de aço inox.

O torque inicial ( $T_i$ ) aplicado nas faces de vedação é definido em (14) como sendo de 3 à 5 vezes maior que o torque de operação. Esta diferença é principalmente causada pela diferença do coeficiente de atrito dinâmico e estático entre as faces do selo.

O calor gerado pelas faces do selo em operação ( $Q_g$ ) é dado por:

$$Q_g = \omega \cdot T_R [W] \quad (12)$$

Em que  $\omega$  é a velocidade angular do eixo, e, portanto, da face rotativa, expressa em rad/s.

Desta maneira, combinando as equações (11) e (12) é possível encontrar o valor do calor gerado pelas faces do selo em operação.

$F_N$	266,60	N.m
$f$	0,07	-
$D_m$	43,84	mm
$T_R$	0,41	N.m
$\omega$	489,86	rad/s
<b><math>Q_g</math></b>	<b>200,41</b>	<b>W</b>

Tabela 5.2 - Cálculo do Calor Gerado pelas Faces do Selo

#### 5.4 Absorção de calor

A absorção de calor é o calor transferido da bomba e do fluido bombeado para o fluido na câmara de vedação. A bomba e o calor do fluido bombeado são transferidos para dentro e para fora da câmara de vedação em quantidades dependentes das condições de serviço e do design da bomba.

Se o conhecimento específico da construção da bomba e das propriedades do produto bombeado não estiver disponível, a absorção de calor ( $Q_{abs}$ ) pode ser estimada pela equação abaixo:

$$Q_{abs} = U \cdot A_{troca} \cdot D_b \cdot \Delta T [N.m] \quad (13)$$

Em que:

- $U$  é uma propriedade do material do selo;
- $A_{troca}$  é a área efetiva de troca de calor em  $mm^2$ ;
- $D_b$  é o diâmetro efetivo de balanceamento em  $mm$ ;
- $\Delta T$  a diferença de temperatura entre o processo de bombeamento e a temperatura desejada na câmara de vedação em Kelvin.

É necessário que o projetista do selo faça uma estimativa da taxa de imersão em calor e a fórmula empírica acima pode ser usada para fornecer uma estimativa do nível. No entanto, a equação (13) é incapaz de considerar todas as diferenças no design do equipamento e, portanto, a previsão é geralmente maior do que pode ser experimentada em campo.

Um valor típico para  $(U \cdot A_{troca})$  que pode ser usado para fins de estimativa com construção de luva e flange de aço inoxidável e construção de bomba de aço é 0,00025. Esse valor geralmente fornece uma estimativa conservadora da imersão a quente e satisfaz os objetivos desta análise.

A referência (14) sugere também uma temperatura desejada na câmara de vedação de 65 °C. Assim, arbitrando uma temperatura de 90 °C para o fluido de bombeamento e considerando o diâmetro de balanceamento já utilizado no cálculo da razão de balanceamento é possível utilizar a equação (13) para a formulação da *Tabela 5.3* que contém o calor absorvido pelo fluido na câmara de vedação.

$UA_{troca}$	0,00025	-
$D_b$	42,61	mm
$\Delta T$	25,00	°C
<b><math>Q_{abs}</math></b>	<b>266,3</b>	<b>W</b>

Tabela 5.3 - Cálculo do Calor Absorvido pelo Fluido na Câmara de Vedação

## 5.5 Vazão e Aumento de Temperatura do Fluido de Descarga

O aumento da temperatura do fluido de descarga à medida que viaja através da câmara de vedação é uma função de um equilíbrio termodinâmico aplicado a uma taxa de fluxo de líquido. Assim, o calor gerado pelas faces do selo em operação e o calor de absorção do fluido na câmara de vedação quando aplicados a uma vazão conhecida torna-se possível prever um aumento de temperatura usando uma fórmula termodinâmica.

Em algumas aplicações, é necessário especificar a taxa de descarga necessária para manter a temperatura da câmara de vedação abaixo de um determinado nível. Nesse caso, o aumento máximo permitido da temperatura seria calculado subtraindo a temperatura de entrada do fluido da temperatura máxima permitida na câmara de vedação.

A vazão do fluido de descarga ( $q_{desc}$ ) em litros por minuto considerando a absorção de calor pela câmara de combustão pode ser calculada pela seguinte equação:

$$q_{desc} = 60000 \cdot \frac{(Q_g + Q_{abs})}{(d \cdot \Delta T_{max} \cdot c_p)} [kW] \quad (14)$$



Em que:

- $Q_g$  é a geração de calor nas faces do selo em operação, expressa em quilowatts;
- $Q_{abs}$  é o calor transferido da bomba e do fluido do processo bombeado para o fluido na câmara de vedação, expresso em quilowatts;
- $\Delta T_{max}$  (em Kelvin) é a temperatura máxima diferencial desejada;
- $d$  é a densidade relativa (gravidade específica) do fluido de descarga na temperatura da entrada da câmara de vedação;
- $c_p$  é a capacidade térmica específica do fluido injetado à temperatura da entrada da câmara de vedação, expressa em joules por quilograma de Kelvin.

Em (14) é dito que para um bom desempenho da vedação, o aumento máximo de temperatura deve ser limitado a 5,6 °C para as taxas de fluxo de descarga da vedação interna. Como a temperatura da câmara de vedação já foi definida anteriormente como sendo 65 °C, os valores de  $d$  e  $c_p$  da água (conforme definido no capítulo 4) a esta temperatura podem ser definidos.

Assim, considerando os valores de geração de calor nas faces do selo e calor absorvido pela câmara de vedação calculados anteriormente é possível, utilizando a equação 14, elaborar a *Tabela 5.4* que contém a vazão do fluido mínima no processo.

$Q_g$	0,20	kW
$Q_{abs}$	0,27	kW
$d$	0,99	-
$\Delta T_{max}$	5,60	K
$c_p$	4185,00	J/(kg K)
<b><math>q_{desc}</math></b>	<b>1,21</b>	<b>l/min</b>

Tabela 5.4 - Vazão do Fluido de Descarga

O aumento de temperatura usado nesses cálculos é o aumento de temperatura da câmara de vedação. O aumento da temperatura nas faces do selo será maior que o aumento da temperatura da câmara. Caso os cálculos da taxa de fluxo de descarga do selo forem usados para calcular um fluxo mínimo com base na temperatura da câmara de vedação, as faces do selo podem superaquecer e apresentar um desempenho ruim. Dependendo da aplicação, pode ser necessário aplicar um fator

de design de pelo menos dois à vazão mínima exigida calculada. A injeção também deve ser direcionada à interface do selo para garantir o resfriamento adequado.

## 6 Modelagem Computacional

### 6.1 Software utilizado

Para realizar a análise computacional foi escolhido o software *Fusion 360* da Autodesk. Este software é um programa integrado de CAD (*Computer-aided Design*), CAM (*Computer-aided Manufacturing*) e CAE (*Computer-aided Engineering*) que atua em 3-D (Três Dimensões) com foco em desenvolvimento colaborativo. Para isso todo o desenvolvimento realizado no software é armazenado automaticamente na nuvem.(16)

O *Fusion 360 Simulation* é um módulo para simulações do software *Fusion 360*, que permite a realização de análises de tensões, frequências modais, flambagem, térmica, tensão térmica e otimização de geometrias. Com ele é possível determinar como cargas aplicadas ao corpo levam a deformações e falhas, de modo que seja possível entender como e quando uma peça vai falhar além de determinar frequências naturais e evitar ressonâncias nas estruturas em questão. É possível também identificar a distribuição de temperatura no corpo, além de tensões térmicas relacionadas a ela. (17)

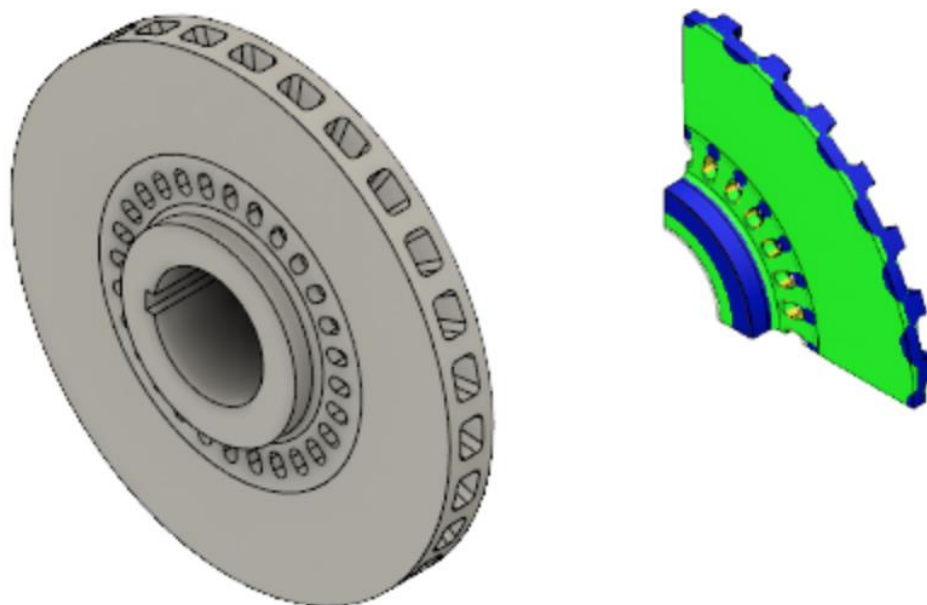


Figura 6.1 - Modelagem de um disco de freio (esquerda) e sua análise de tensões térmicas em 1/8 do disco que representa eixos simétricos de sua composição (direita) (18)

## 6.2 Modelagem 3-D

Após a definição do software, o próximo passo para se iniciar a simulação computacional foi a modelagem 3-D do selo mecânico descrito anteriormente no capítulo 4.

O modelo desenvolvido está representado na *Figura 6.2*.

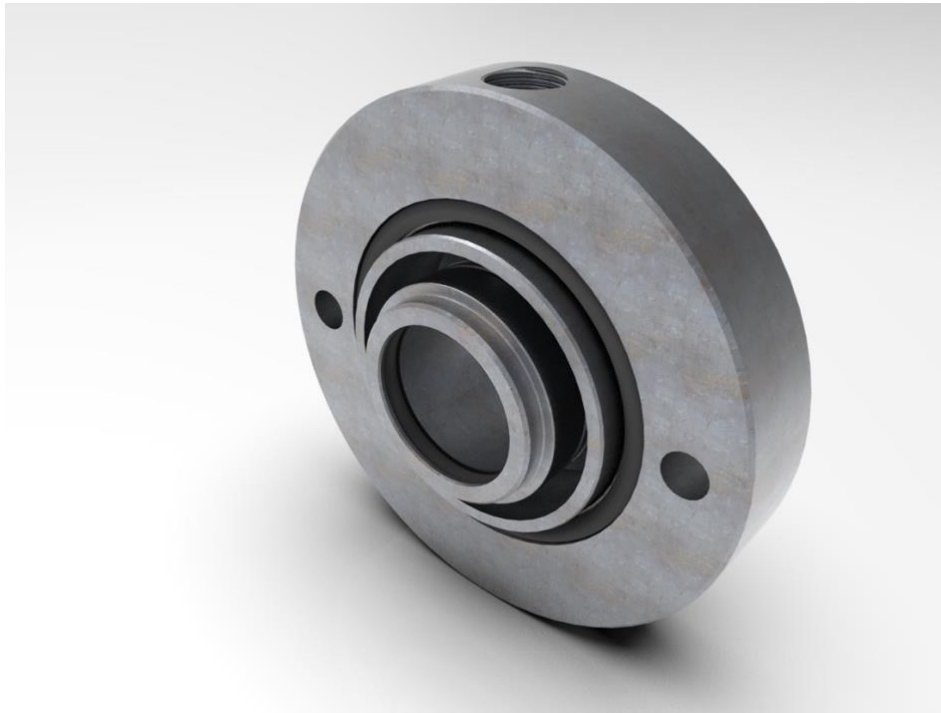


Figura 6.2 - Modelo de Selo Mecânico Desenvolvido no Fusion 360

O Selo é simétrico em um de seus eixos, sendo assim a *Figura 6.3* representa o corte realizado em seu eixo de simetria para melhor visualização.

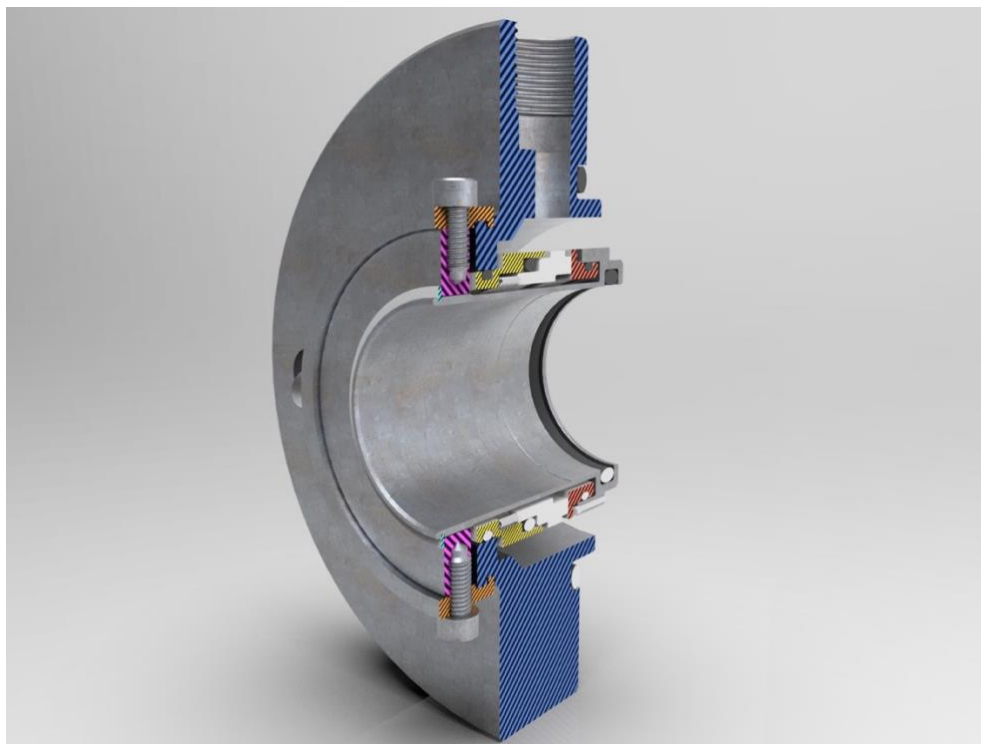


Figura 6.3 - Corte no eixo de simetria do Selo Mecânico

Os elementos do selo mecânico estão representados na *Figura 6.4* e destacados na *Tabela 6.1*.

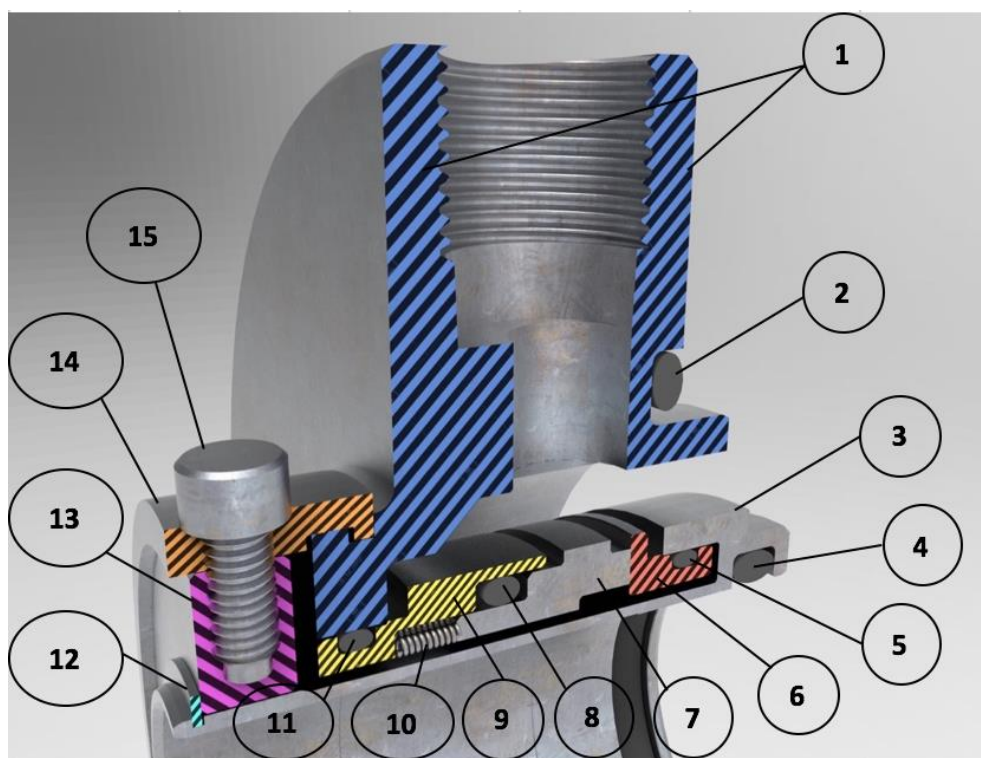


Figura 6.4 – Componentes do Selo Mecânico

Número	Componente
1	Flange
2	O-ring
3	Luva
4	O-ring
5	O-ring
6	Face Rotativa
7	Face Estacionária
8	O-ring
9	Anel de Retenção
10	Mola
11	O-ring
12	Trava Elástica
13	Anel de Arraste
14	Espaçador
15	Parafuso

Tabela 6.1 – Componentes do Selo Mecânico

A luva de encaixe, item 3, é onde o selo se conecta com o eixo rotativo, enquanto a flange, item 1, suporta toda a estrutura sua estrutura. A face rotativa, item 6, e estacionaria, item 7, realizam a vedação primária, enquanto a mola representada pelo item 10 funciona como um mecanismo de compressão axial que evita pequenas deflexões e desalinhamentos do eixo.

O selo possui também 5 O-rings que realizam a vedação estática e impedem o vazamento do fluido interno pelos interstícios do selo mecânico. O anel de retenção, item 9, tem como sua função principal garantir a vedação entre o eixo em movimento rotativo e a base estacionária através de uma pré-carga no O-ring, fazendo o processo por pressão da mola.

O anel de arraste, item 13 é utilizado para impedir a transmissão de torque para a luva. Já a trava elástica, item 12, espaçador, item 14 e parafuso, item 15, funcionam como mecânicos de segurança do selo, suportando a pressão de operação imposta a ele e impedindo falhas da estrutura e aumentando sua durabilidade.

### 6.3 Análise de Elementos Finitos

Com o modelo representado na *Figura 6.1* preparado foi possível dar-se início à simulação do comportamento do selo mecânico pelo método dos elementos finitos.

O MEF pode exigir muito do sistema computacional. Assim, em casos de simetria entre eixos do corpo a ser estudado é possível simplificar o modelo de modo a tornar a solução mais rápida e precisa.

O primeiro passo então foi a simplificação do modelo em torno de seus eixos simétricos  $xy$  e  $yz$ . O modelo simplificado está representado na *Figura 6.5*.

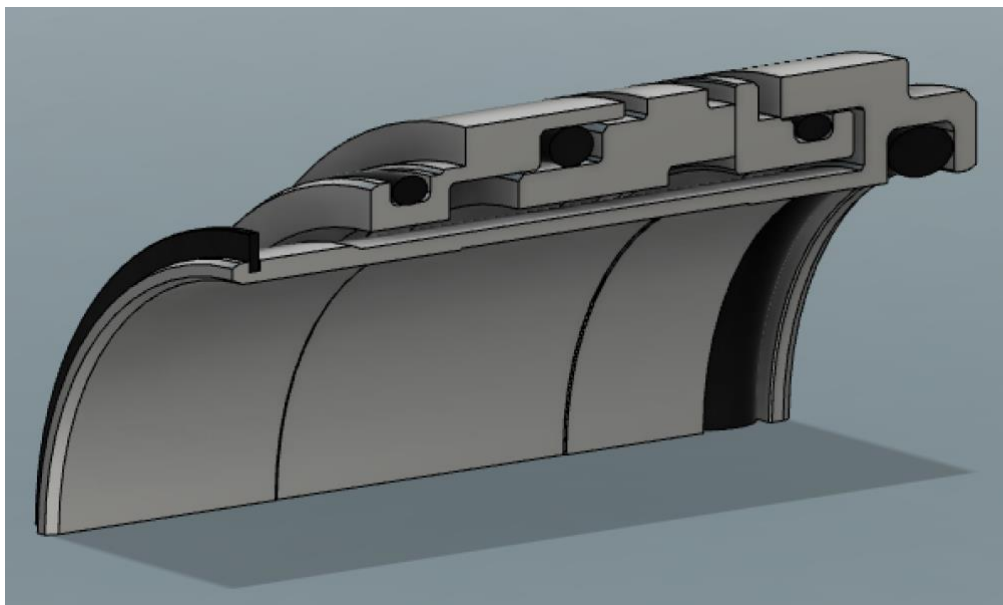


Figura 6.5 – Modelo simplificado por seus eixos de simetria

Após a simplificação do modelo, é necessário definir as restrições de expansões aplicáveis ao corpo livre. O modelo de 1/4 de simetria permite uma restrição fácil e adequada, porque não há translação na direção normal para um plano de simetria quando a geometria, cargas e restrições são simétricas.

As faces ao longo do plano  $YZ$  são restringidas ao longo do eixo  $X$ , as faces do plano  $XZ$  ao longo do eixo  $Y$  e as faces do plano  $XY$  ao longo do eixo  $Z$ . A aplicação dessas restrições parciais nas faces do plano de simetria restringe o movimento do corpo livre do modelo sem impedir a expansão térmica esperada. Além disso, restrições de expansões radiais para as faces cilíndricas foram empregadas para restringir totalmente o movimento do corpo livre a ser estudado.

O modelo restrito está representado na *Figura 6.6*.

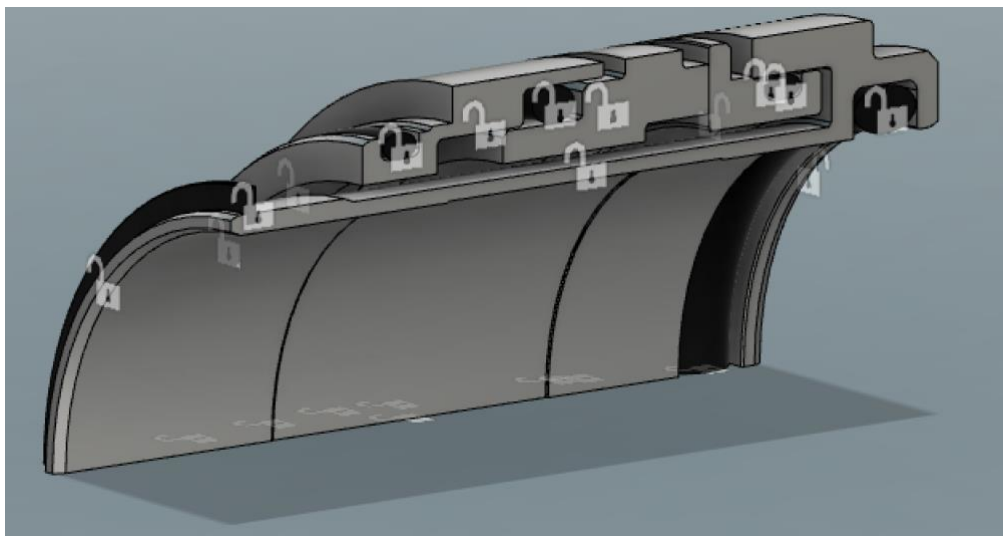


Figura 6.6 - Restrições do corpo livre

Com o modelo propriamente restrito é possível gerar os elementos que iram moldar a simulação. A *Figura 6.7* representa as configurações dos elementos adotados na modelagem. Os elementos serão de ordem parabólica e seus tamanhos máximos e mínimos foram definidos de modo a obter um modelo de precisão aceitável que não prolongue e dificulte a simulação.

Average Element Size

Model-based Size

☒

1%

10%

Scale mesh size per part

☐

Absolute Size

☐

Advanced Settings

Element Order

Parabolic

Create Curved Mesh Elements

☐

Max. Turn Angle on Curves (Deg.)

10

60

Max. Adjacent Mesh Size Ratio

Small

Large

Max. Aspect Ratio

Small

Large

Minimum Element Size (% of average size)

20

Figura 6.7 – Configurações dos elementos



Com as configurações descritas na *Figura 6.7*, foi possível elaborar o modelo discretizado apresentado na *Figura 6.8*. O modelo discretizado possui 43.933 elementos e 78.043 nós.

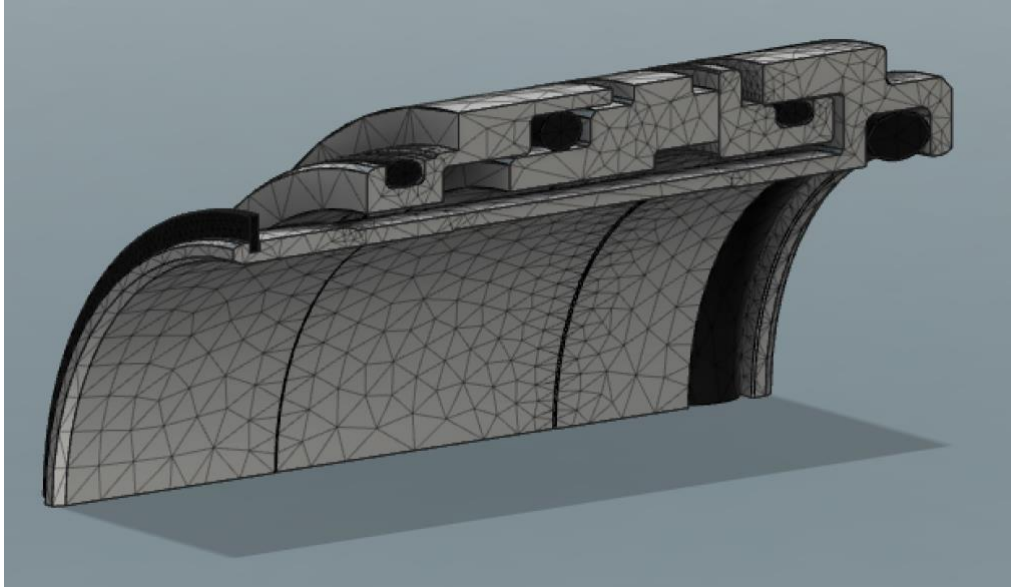


Figura 6.8 - Modelo discretizado

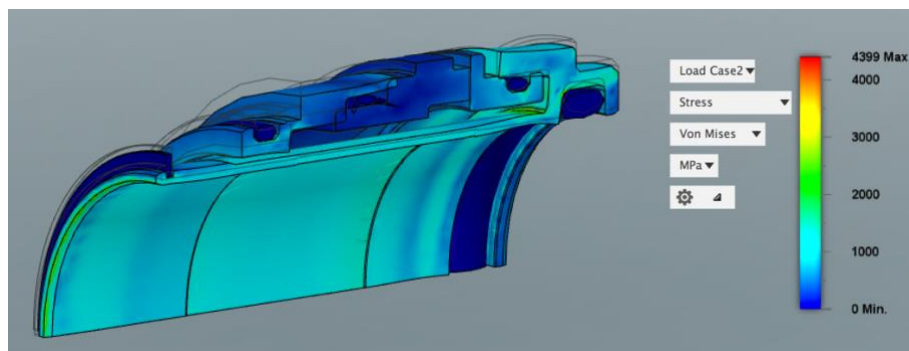
#### 6.4 Resultados

A análise foi realizada para diferentes temperaturas de trabalho, e diferentes cargas externas.

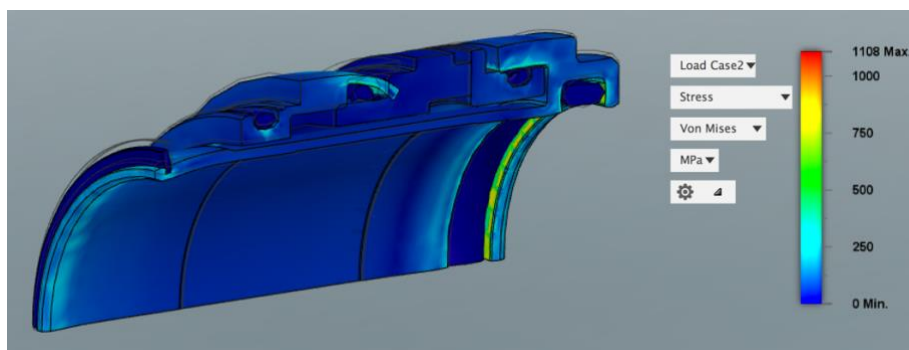
Os principais limites operacionais para o selo mecânico em questão são, assim como presente no Anexo A:

- Máxima pressão do fluido: 2,1 MPa;
- Faixa de temperaturas: -29 °C até 204 °C;
- Velocidade angular máxima: 5,000 rpm.

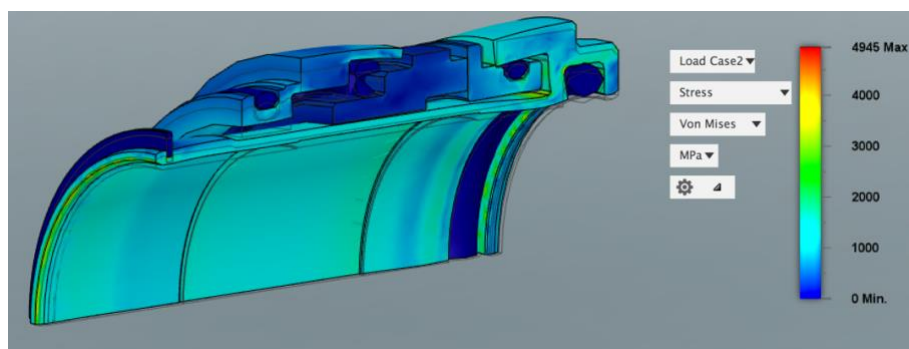
A *Figura 6.9* apresenta o mapa de tensão de von Mises para uma pressão do fluido de bombeamento de 1,0 MPa e quatro diferentes temperaturas.



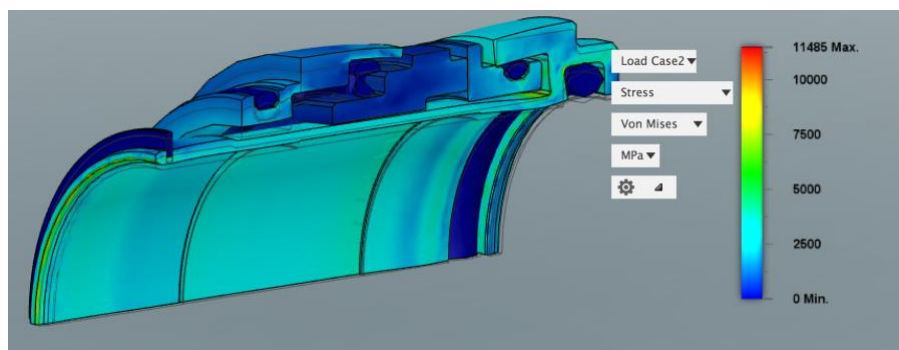
a) Tensão de Von Mises a -20 °C



b) Tensão de Von Mises a 25 °C



c) Tensão de Von Mises a 80 °C



d) Tensão de Von Mises a 150 °C

Figura 6.9 – Tensão de Von Mises a 1,0 MPa de pressão do fluido e diferentes temperaturas.

Com os resultados demonstrados na *Figura 6.9* é possível realizar um esboço do comportamento da tensão máxima de Von Mises em função da temperatura. A *Figura 6.10* apresenta a curva estimada da tensão máxima de Von Mises (MPa) em função da temperatura do fluido (°C).

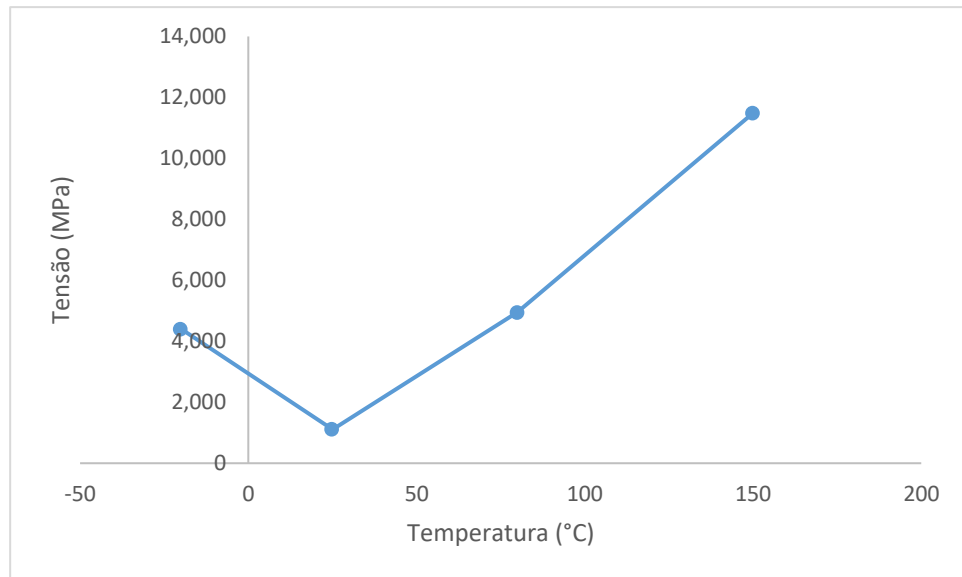
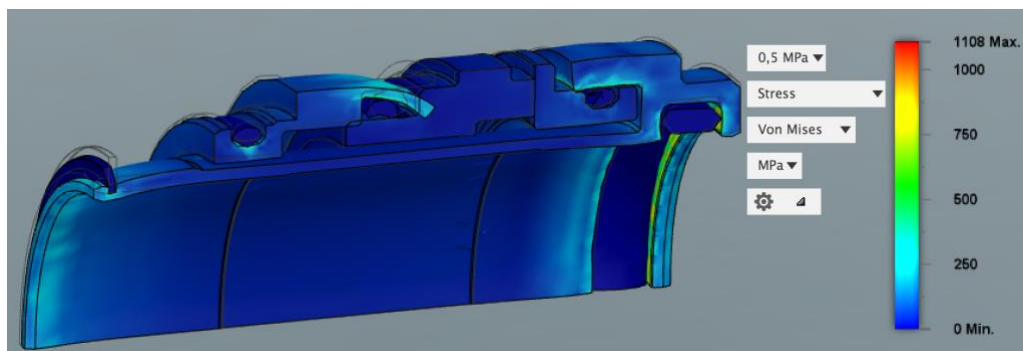


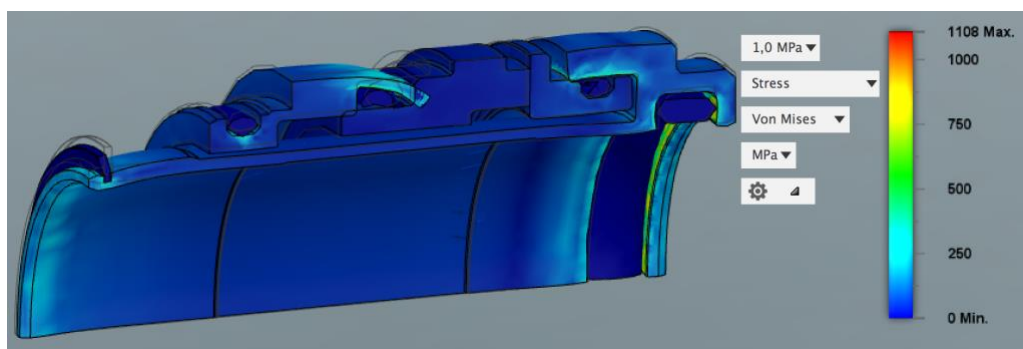
Figura 6.10 - Curva Tensão Máxima Von Mises (MPa) vs Temperatura (°C)

É possível observar que a tensão máxima de Von Mises tem seu valor mínimo na temperatura ambiente (25 °C). Outro ponto é que tanto para valores inferiores quanto para valores superiores a relação apresenta um comportamento linear.

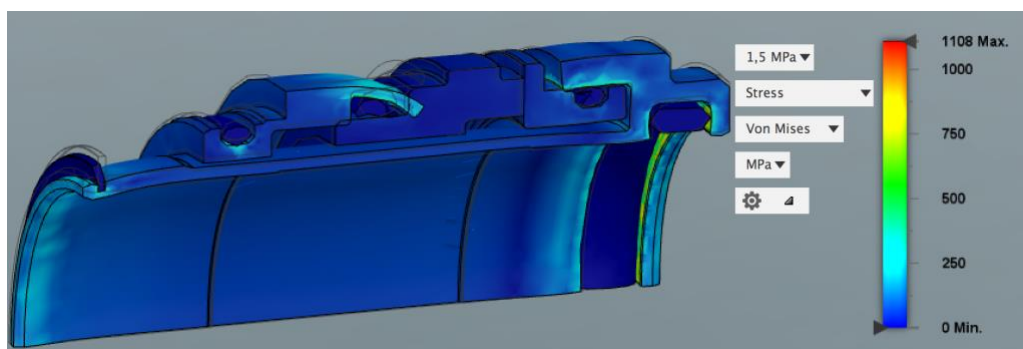
Após analisar a influência da temperatura na curva tensão deformação do selo, é necessário avaliar a influência da pressão do fluido interno. A *Figura 6.11* apresenta o mapa de tensão de von Mises para uma temperatura de 25 °C e quatro diferentes pressões do fluido.



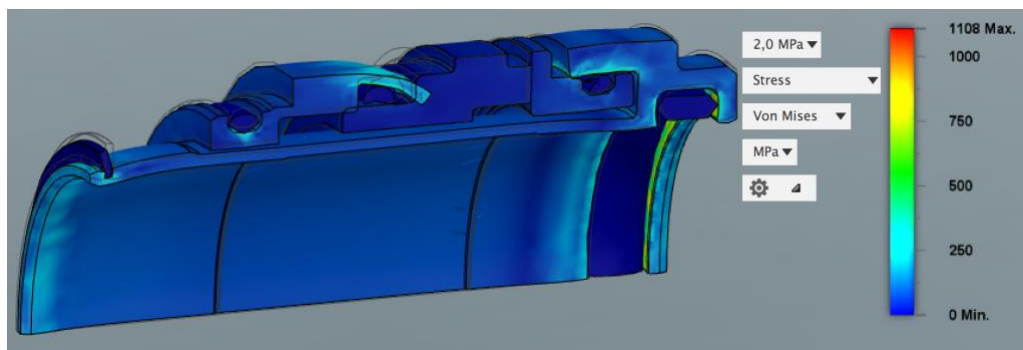
a) Tensão de Von Mises a 0,5 MPa



b) Tensão de Von Mises a 1,0 MPa



c) Tensão de Von Mises a 1,5 MPa



d) Tensão de Von Mises a 2,0 MPa

Figura 6.11 - Tensão de Von Mises a 80 °C e diferentes pressões do fluido.

Analisando os resultados de todas as análises, pode-se observar que cargas externas não têm influência significativa no estado de tensões e deformações. Já a temperatura possui uma influência de alto impacto e altera completamente o estado de tensões do selo.

## 7 Conclusão

Uma boa vedação é capaz de garantir a segurança e a operação com confiabilidade de equipamentos aplicados em diversas indústrias. Caso uma boa definição e modelagem de elemento de vedação não seja propriamente realizada podem ocorrer diversas falhas de operação como o desperdício de recursos naturais e industriais que pode ocasionar na contaminação do meio ambiente e altos prejuízos financeiros para a empresa responsável.

O presente trabalho teve como foco o desenvolvimento de um material que pudesse auxiliar aqueles que desejam se aprofundar sobre selos mecânicos, citando diversas bibliografias que tem em sua composição materiais para um desenvolvimento teórico adequado sobre o assunto. Assim como outros elementos de máquinas, os selos mecânicos possuem manuais que ajudam o usuário a definir qual selo se adequa a sua demanda, dentre eles o API 682 demonstrou ser o mais comumente utilizado pelos fabricantes.

Os resultados da análise teórica no capítulo 5 demonstraram alguns indicadores de performance do selo. Os resultados obtidos para o calor gerado pelo selo em operação e o calor absorvido pelo fluido na câmara de vedação possuem valores aproximados e conservadores, devido as aproximações feitas para  $f$ ,  $K$  e  $UA$ . Além disso é notável o impacto da variação de temperatura e do diferencial de pressão na troca de calor. Outro ponto a se destacar é a vazão mínima do fluido de descarga que depende do calor gerado e absorvido para ser definida de maneira segura.

Com base nos resultados obtidos no capítulo 6 foi possível exemplificar a aplicação do método dos elementos finitos, comprovar sua eficiência e ao mesmo tempo estudar o comportamento do selo mecânico com variações de temperatura e pressão. Foi clara a maior influencia da temperatura em relação a pressão no estado de tensões do selo mecânico. Além disso, foi possível confirmar o alto desempenho de *O rings* de V e de faces de vedação de Carbetto de Silício (SiC), dois dos materiais mais usados na indústria para estas funções.

Por fim, considerando os resultados obtidos, pode-se concluir que os objetivos propostos no início deste trabalho foram atingidos de forma apropriada.

## Bibliografia

1. Mayer E. Mechanical Seals. Butterworth-Heinemann; 2013. 304 p.
2. Lebeck AO. Principles and Design of Mechanical Face Seals. John Wiley & Sons; 1991. 804 p.
3. Selos mecânicos, entenda o que é e como funciona: [Internet]. Iltec Comercial. 2016. Disponível em: <https://www.iltec.com.br/sem-categoria/selos-mecanicos-entenda/>
4. What is a Mechanical seal? [Internet]. 2015. Disponível em: <https://www.aesseal.com/en/resources/academy/what-is-a-mechanical-seal>
5. Khemani H. Mechanical Seal Types: Cartridge, Balanced, Unbalanced, Conventional, Pusher, Non Pusher [Internet]. Bright Hub Engineering. 2010. Disponível em: <https://www.brighthubengineering.com/machine-design/66652-types-and-selection-of-mechanical-seals-for-the-centrifugal-pump/>
6. API 682: O que há de novo na 4ª edição [Internet]. PETRÓLEOENERGIA.com.br - O Portal da Revista Petróleo e Energia. 2013. Disponível em: <https://www.petroleoenergia.com.br/api-682-ha-4a-edicao/>
7. The API 682 Standard 4th Edition. 2014.
8. Cook RD. Finite Element Modeling for Stress Analysis. Edição: 1st. New York: Wiley; 1995. 336 p.
9. Metodo Dos Elementos Finitos - Alvaro Azevedo | Estresse (Mecânica) | Geometria [Internet]. Scribd. Disponível em: [https://pt.scribd.com/document/318815329 / Metodo-Dos-Elementos-Finitos-Alvaro-Azevedo](https://pt.scribd.com/document/318815329/Metodo-Dos-Elementos-Finitos-Alvaro-Azevedo)
10. Fusion 360 Help | Nodes and elements [Internet]. Disponível em: <http://help.autodesk.com/view/fusion360/ENU/?guid=GUID-352CBAEA-7E8F-4EE5-B081-190CE36531D6>
11. Maxwell PUC RIO. Método dos Elementos Finitos.
12. Introdução ao MEF. Departamento de Eng. Mecânica UFPR;
13. Lebeck AO. Contacting mechanical seal design using a simplified hydrostatic model. Tribol Int. fevereiro de 1988;21(1):2–14.

14. Arnold T, Fone C. Mechanical Seal Performance and Related Calculations. In: Proceedins of the Twenty-Sixth International Pump Users Symposium. 2010. p. 97.
15. Mc Nally Institute. Seal hydraulic balance [Internet]. 2019. Disponível em: <http://www.mcnallyinstitute.com/08-html/8-01.html>
16. Fusion 360 Help | Getting started with Fusion 360 [Internet]. Disponível em: <http://help.autodesk.com/view/fusion360/ENU/?guid=GUID-1C665B4D-7BF7-4FDF-98B0-AA7EE12B5AC2>
17. Fusion 360 Help | Fusion 360 simulation [Internet]. Disponível em: <http://help.autodesk.com/view/fusion360/ENU/?guid=GUID-8CC26683-A6DD-4FDC-80BD-0DC40D7ACAF2>
18. Fusion 360 Help | Tutorial: Thermal stress analysis [Internet]. Disponível em: <http://help.autodesk.com/view/fusion360/ENU/?guid=GUID-88BCA6F7-A333-41C8-AA35-703F6F99DE13>



# TYPE 5610V/5610VQ

## SINGLE O-RING CARTRIDGE SEAL

PAGE **2**

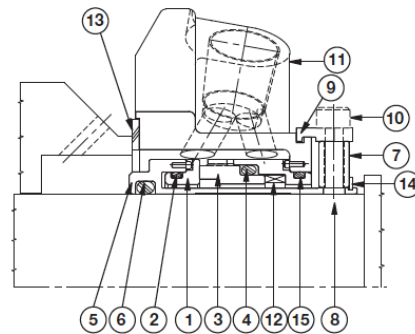
Installation, Operation & Maintenance Instructions

### General Instructions

1. Study the engineering layout drawing to confirm the proper seal arrangement for the pump being used. Types 5610V and 5610VQ seals are designed for versatility and can be assembled in various ways. The following instructions describe the standard configurations.
2. To assure satisfactory operation, handle the seal with care. Take particular caution to see that the lapped sealing faces are not scratched or damaged.

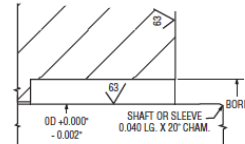
Part Name		
1 Mating Ring	7 Collar	13 Gasket
2 O-ring	8 Set Screws	14 Snap Ring
3 Primary Ring	9 Spacers	15 O-ring
4 O-ring	10 Cap Screws	
5 Sleeve Assembly	11 Gland Plate Assembly	
6 O-ring	12 Spring	

### Typical Type 5610V Single O-Ring Cartridge Seal Arrangement

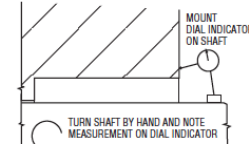


### Preparing the Equipment

1. Check seal chamber dimensions and finishes:



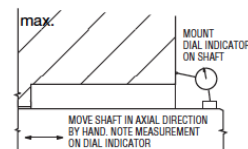
3. Determine squareness of seal chamber face to shaft:



Rotating Mating Ring  
 Sizes to 3.000\" = 0.005\" FIM max.  
 3.000\" and greater = 0.007\" FIM max.

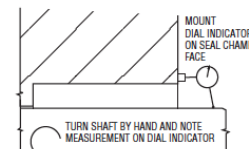
Rotating Seal Head  
 Sizes to 3.000\" = 0.002\" FIM max.  
 3.000\" and greater = 0.003\" FIM max.

2. Measure axial end play:



Sizes to 3.000\" = 0.003\" FIM max.  
 3.000\" and greater = 0.005\" FIM

4. Measure shaft runout:



Sizes to 3.000\" = 0.002\" FIM max.  
 3.000\" and greater = 0.003\" FIM

**NOTE:** If measured dimensions exceed those values given, correct the equipment to meet specifications prior to seal installation.

### Type 5610V Single O-ring Cartridge Seal Assembly

Assemble the Type 5610V as follows, referring to the applicable engineering layout drawing.

**NOTE:** These instructions apply to a rotating mating ring configuration. The seal assembly and mating ring positions could be reversed should an application require.

**NOTE:** Elastomeric O-rings can be damaged or destroyed if care is not taken. Prior to assembly of O-ring into groove, make sure groove is clean and free of foreign materials. Lubricate both groove and O-ring prior to installation with light lube oil (SAE #10 or #20) or silicone grease (such as Dow Corning compound #4). For ethylene propylene elastomers, do not lubricate with petroleum products.

1. Place gland plate on table with gasket side facing up.
2. Install lubricated O-ring into outside diameter (OD) groove of mating ring.
3. Stand sleeve on its base and slide mating ring over sleeve, align pins, and press in place.
4. Install set screws in collar.
5. Loosely attach the spacers to the collar with cap screws.

6. Set the gland plate assembly gasket side down on table. Install collar on gland plate assembly and engage spacers into groove, aligning spacers with pipe taps of gland plate. Uniformly finger tighten the cap screws.
7. Install lubricated O-ring into OD groove of retainer.
8. Place spring inside retainer.
9. Insert O-ring in retainer, ensuring that the O-ring is past the drive slots.
10. Align ears on primary ring with slots on the retainer and press into bore of retainer. Make sure primary ring is engaged into slots and moves freely.
11. Place gland plate onto table with gasket side up.
12. Insert seal assembly in gland plate, align pins, and press in place. Turn gland plate over and confirm that retainer is flush with end of gland plate.
13. Clean faces of primary and mating rings with denatured alcohol and a lint-free cloth.
14. Making sure seal face does not fall out, slide gland plate sub-assembly over sleeve until faces touch.

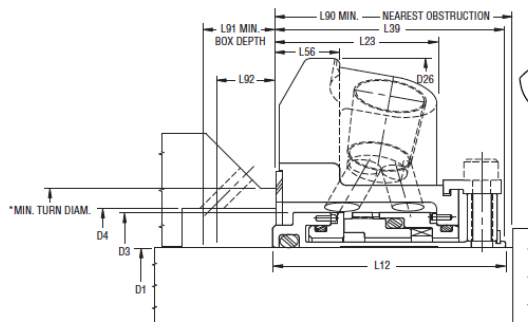
## SINGLE O-RING CARTRIDGE SEAL

Installation, Operation &amp; Maintenance Instructions

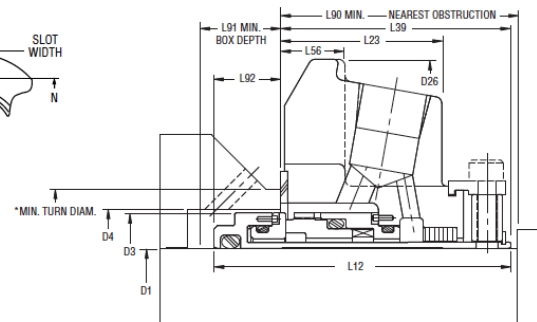
### Type 5610V Single O-ring Cartridge Seal Assembly (continued)

15. Carefully rotate the gland plate until through holes in sleeve are lined up with the collar set screws.
16. Carefully press down on gland plate and install snap ring over the end of sleeve. This sets the axial spacing of the cartridge. **Do not over-compress gland plate or this may damage the seal.**
17. Tighten set screws until they start to enter the sleeve ID.
18. Uniformly tighten cap screws on spacers.
19. Install gasket and sleeve O-ring. Apply a small amount of compatible adhesive to gasket to hold it in place.
20. Pressure test according to John Crane standard QA-5-0568.
21. Plug pipe taps with plastic plugs.

### Typical Type 5610V Installation Dimensions



### Typical Type 5610VQ Installation Dimensions



### Type 5610V Single Cartridge Dimensional Data (inches)

Seal Size/D1	D2	D3	D4	Min.	Max.	D26	L12	L23	L39	L56	L90	L91	L92	M	N
1.000	1.375	1.445	1.889	4.000	1.989	1.353	1.954	0.531	2.000	0.160	0.035	0.525	2.805		
1.125	1.500	N/A	2.015	4.125	2.062	1.446	2.062	0.531	2.125	0.125	N/A	0.525	2.933		
1.250	1.625	N/A	2.294	4.250	2.062	1.446	2.062	0.531	2.125	0.125	N/A	0.525	3.213		
1.375	1.750	N/A	2.421	4.375	2.062	1.446	2.062	0.531	2.125	0.125	N/A	0.525	3.338		
1.500	1.937	2.007	2.680	4.875	2.156	1.487	2.125	0.593	2.187	0.156	0.031	0.525	3.599		
1.625	2.062	2.132	2.812	5.000	2.156	1.487	2.125	0.593	2.187	0.156	0.031	0.562	3.766		
1.750	2.170	2.240	2.918	5.250	2.156	1.487	2.125	0.593	2.187	0.156	0.031	0.562	3.875		
1.875	2.312	2.382	2.918	5.250	2.156	1.487	2.125	0.593	2.187	0.156	0.031	0.562	3.875		
2.000	2.437	2.507	3.015	5.500	2.375	1.601	2.312	1.063	2.375	0.187	0.062	0.562	4.000		
2.125	2.562	2.632	3.360	5.859	2.375	1.601	2.312	1.593	2.375	0.187	0.062	0.687	4.469		
2.250	2.687	2.757	3.485	6.500	2.375	1.601	2.312	0.593	2.375	0.187	0.062	0.687	4.566		
2.375	2.812	2.882	3.610	6.500	2.484	1.717	2.466	0.625	2.508	0.143	0.018	0.687	4.719		
2.500	3.062	N/A	3.891	6.750	2.484	1.717	2.562	0.625	2.625	0.125	N/A	0.687	5.000		
2.625	3.312	N/A	4.062	6.750	2.500	1.625	2.500	0.625	2.562	0.125	N/A	0.687	5.170		
2.750	3.312	N/A	4.062	6.750	2.500	1.625	2.500	0.625	2.562	0.125	N/A	0.687	5.170		
2.875	3.375	N/A	4.186	7.000	2.500	1.725	2.500	0.625	2.562	0.125	N/A	0.687	5.312		
3.000	3.625	N/A	4.469	7.750	2.500	1.787	2.562	0.685	2.625	0.125	N/A	0.812	5.720		
3.125	3.750	3.853	4.600	7.875	2.562	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.812	5.845		
3.250	3.750	3.853	4.600	7.437	2.562	1.593	2.510	N/A	2.635	0.177	0.052	0.812	5.845		
3.375	4.000	4.125	4.850	8.125	2.562	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.812	6.095		
3.500	4.125	4.250	4.975	8.250	2.562	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.812	6.220		
3.625	4.218	4.343	5.100	8.375	2.562	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.687	6.250		
3.750	4.343	4.468	5.199	8.750	2.562	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.687	6.770		
3.875	4.468	4.593	5.375	8.750	2.562	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.812	6.636		
4.000	4.593	4.718	5.500	9.000	2.562	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.812	6.761		
4.125	4.718	4.843	5.625	9.000	2.562	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.812	6.886		
4.250	4.843	4.968	5.750	9.250	2.562	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.812	7.011		
4.500	5.093	5.218	6.000	9.500	2.562	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.812	7.261		
4.750	5.343	5.468	6.313	10.375	2.562	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.812	7.574		
5.000	5.843	5.968	7.260	12.000	2.953	1.749	3.043	N/A	3.168	0.125	N/A	0.812	10.000		
5.250	6.093	6.218	7.510	12.250	2.953	1.749	3.043	N/A	3.168	0.125	N/A	0.812	10.250		
5.500	6.343	6.468	8.000	12.687	2.953	1.749	3.043	N/A	3.168	0.125	N/A	0.937	10.500		

### Type 5610VQ Single Cartridge Dimensional Data (inches)

Seal Size/D1	D2	D3	D4	Min.	Max.	D26	L12	L23	L39	L56	L90	L91	L92	M	N
1.000	1.564	1.625	1.889	4.000	2.575	1.353	1.954	0.531	2.000	0.160	0.035	0.525	2.805		
1.125	1.689	1.750	2.015	4.125	2.651	1.446	2.062	0.531	2.125	0.125	N/A	0.589	0.525	2.933	
1.250	1.812	1.875	2.294	4.250	2.728	1.446	2.062	0.531	2.125	0.125	N/A	0.666	0.525	3.213	
1.375	1.939	2.000	2.421	4.375	2.728	1.446	2.062	0.531	2.125	0.125	N/A	0.666	0.525	3.338	
1.500	2.187	2.250	2.680	4.875	2.744	1.487	2.125	0.593	2.187	0.156	0.031	0.619	0.525	3.599	
1.625	2.312	2.375	2.812	5.000	2.744	1.487	2.125	0.593	2.187	0.156	0.031	0.619	0.562	3.766	
1.750	2.406	2.480	2.918	5.250	2.744	1.487	2.125	0.593	2.187	0.156	0.031	0.619	0.563	3.875	
1.875	2.549	2.625	2.918	5.250	2.744	1.487	2.125	0.593	2.187	0.156	0.031	0.619	0.563	3.875	
2.000	2.673	2.750	3.015	5.500	2.963	1.601	2.312	1.032	2.375	0.175	0.050	0.650	0.562	4.000	
2.125	2.798	2.875	3.360	5.859	2.963	1.601	2.312	0.593	2.375	0.175	0.050	0.650	0.687	4.469	
2.250	2.923	3.000	3.485	6.500	2.963	1.601	2.312	0.593	2.375	0.175	0.050	0.650	0.687	4.566	
2.375	3.048	3.125	3.610	6.500	3.063	1.717	2.466	0.625	2.508	0.143	0.018	0.597	0.687	4.719	
2.500	3.301	3.375	3.891	6.750	2.980	1.717	2.563	0.625	2.625	0.125	N/A	0.417	0.687	5.000	
2.625	3.551	3.625	4.062	6.750	3.088	1.625	2.500	0.625	2.562	0.125	N/A	0.588	0.687	5.170	
2.750	3.551	3.625	4.062	6.750	3.088	1.625	2.500	0.625	2.562	0.125	N/A	0.588	0.687	5.170	
2.875	3.614	3.687	4.186	7.000	3.088	1.725	2.500	0.625	2.562	0.125	N/A	0.588	0.687	5.312	
3.000	3.864	3.934	4.469	7.750	3.088	1.787	2.562	0.685	2.625	0.125	N/A	0.526	0.812	5.720	
3.125	4.022	4.125	4.600	7.875	3.156	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.594	0.812	5.845	
3.250	4.022	4.125	4.600	7.437	3.093	1.593	2.510	N/A	2.635	0.178	0.053	0.583	0.812	5.845	
3.375	4.246	4.375	4.850	8.125	3.156	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.594	0.812	6.095	
3.500	4.371	4.500	4.975	8.250	3.156	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.594	0.812	6.220	
3.625	4.500	4.625	5.100	8.375	3.156	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.594	0.687	6.250	
3.750	4.625	4.724	5.199	8.750	3.156	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.594	0.687	6.770	
3.875	4.750	4.875	5.375	8.750	3.156	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.594	0.687	6.636	
4.000	4.875	5.000	5.500	9.000	3.156	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.594	0.812	6.761	
4.125	5.000	5.125	5.625	9.000	3.156	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.594	0.812	6.886	
4.250	5.125	5.250	5.750	9.250	3.156	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.594	0.812	7.011	
4.500	5.375	5.500	6.000	9.500	3.156	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.594	0.812	7.261	
4.750	5.625	5.750	6.313	10.375	3.156	1.593	2.562	N/A	2.687	0.125	N/A	0.594	0.812	7.574	
5.000	6.125	6.250	7.260	12.000	3.609	1.749	3.043	N/A	3.168	0.091	0.566	0.812	10.000		
5.250	6.375	6.500	7.510	12.250	3.609	1.749	3.043	N/A	3.168	0.091	0.566	0.812	10.250		
5.500	6.625	6.750	8.000	12.687	3.609	1.749	3.043	N/A	3.168	0.091	0.566	0.937	10.500		

**Type 5610V Oversize Bore Single Cartridge  
Dimensional Data (inches)**

Seal Size	D1	D2	Min.	Max.	D26	L12	L23	L39	L56	L90	L91	L92	M	N	Min. Turn Diam.
1.375	1.750	2.875	3.023	5.375	2.062	1.446	2.062	0.625	2.125	0.250	0.125	0.562	4.062	3.268	
1.750	2.170	3.500	3.925	6.500	2.156	1.487	2.125	0.656	2.187	0.250	0.125	0.687	5.093	3.885	
1.875	2.312	3.625	3.734	6.500	2.156	1.316	1.954	0.485	2.017	0.327	0.202	0.687	5.093	*	
2.125	2.562	3.875	4.250	7.250	2.375	1.570	2.282	0.749	2.407	0.219	0.094	0.687	5.687	4.264	
2.500	3.062	4.750	5.078	8.000	2.484	1.697	2.407	0.749	2.625	0.204	0.079	0.687	6.062	5.139	
2.625	3.312	4.625	4.740	8.000	2.500	1.619	2.329	0.578	2.454	0.296	0.171	0.687	6.062	**	
2.750	3.312	4.750	4.875	8.000	2.500	1.697	2.407	0.656	2.532	0.218	0.093	0.687	6.062	5.139	

\*Seal cartridge is OD registered on the Turn Diam. of 4.125".

\*\*Seal cartridge is OD registered on the Turn Diam. of 5.125".

**Type 5610VQ Oversize Bore Single Cartridge  
Dimensional Data (inches)**

Seal Size	D1	D3	Min.	Max.	D26	L12	L23	L39	L56	L90	L91	L92	M	N	Min. Turn Diam.
1.375	1.909	2.875	3.023	5.375	2.062	1.446	2.062	0.625	2.125	0.791	0.666	0.562	4.062	3.268	
1.750	2.406	3.500	3.925	6.500	2.156	1.487	2.125	0.656	2.187	0.744	0.619	0.687	5.093	3.885	
1.875	2.549	3.625	3.734	6.500	2.156	1.316	1.954	0.485	2.017	0.915	0.790	0.687	5.093	*	
2.125	2.798	3.875	4.250	7.156	2.375	1.570	2.282	0.749	2.407	0.806	0.681	0.687	5.687	4.264	
2.500	3.301	4.750	5.078	8.000	2.484	1.697	2.407	0.656	2.532	0.698	0.573	0.687	6.062	5.000	
2.625	3.551	4.625	4.740	8.000	3.088	1.619	2.329	0.578	2.454	0.884	0.759	0.687	6.062	**	
2.750	3.551	4.750	4.875	8.000	2.500	1.697	2.407	0.656	2.532	0.806	0.681	0.687	6.062	5.139	

\*Seal cartridge is OD registered on the Turn Diam. of 4.125".

\*\*Seal cartridge is OD registered on the Turn Diam. of 5.125".

**Installing the Seal**

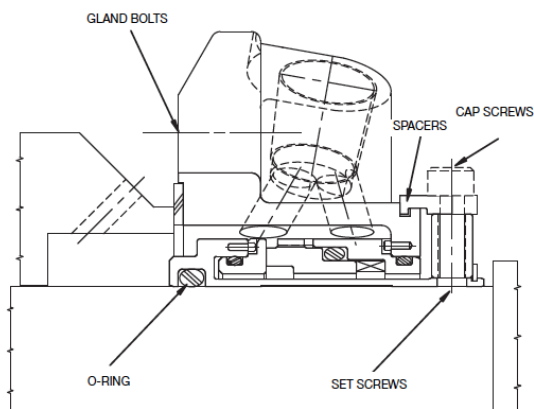
- Before starting the installation, read the following instructions carefully.
- Remove the seal from its packaging, inspect for any damage and wipe clean.
- The equipment should be clean and meet the specifications noted in the "Preparing the Equipment" section. Lubricate sleeve O-ring with lubricant recommended in chart below. Lubricate shaft sparingly. Lubricate gland plate bolts/nuts as required.

ELASTOMER	LUBRICANT
Fluoroelastomer (i.e., Viton®)	Vegetable Oil, Animal Oil, Mineral-Hydrocarbon Oils, Soap Solution, Parker 'Super-O-Lube,' Silicone Grease
Ethylene Propylene	Vegetable Oil, Polywater®, Soap Solution, Glycerine, Propylene Glycol, Silicone Grease
Perfluoroelastomer (i.e., Kalrez®)	Vegetable Oil, Animal Oil, Mineral-Hydrocarbon Oils

**NOTE:** Always use a lubricant that is compatible with your machinery and product. Use lubricant sparingly, only enough to install seal with ease.

Viton and Kalrez are registered trademarks of DuPont.  
Polywater is a registered trademark of American Polyware Co.

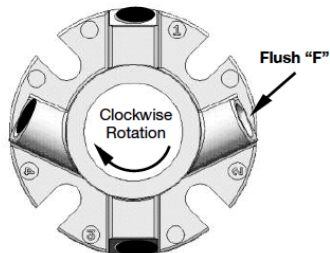
- Make sure that gland plate gasket is properly positioned, and that collar set screws do not extend past sleeve ID. Slide complete cartridge seal assembly onto shaft. For ANSI pumps, position gland plate so pipe connection #1 is at or near top dead center. For DIN pumps, position gland plate so slot between pipe connections #2 and #3 is at or near top dead center. Slide cartridge onto studs (if applicable) until gasket is flush against the face of seal chamber. Hand tighten gland plate bolts/nuts.
- Reassemble pump and make all necessary impeller adjustments.
- Continue tightening gland plate bolts/nuts in an alternating pattern until secure (1/4 turns, 180° apart), with gland plate and face of pump seal chamber metal to metal. Do not over-stress or distort gland plate.
- Tighten collar set screws evenly (1/4 turns, 180° apart), securing cartridge seal to shaft.
- Remove spacers and save.
- Make appropriate piping connections to seal assembly.



### Installing the Seal (continued)

It is recommended that the seal cavity be vented through the pump's lantern ring connection located at top dead center. It is always recommended that a flush injection be utilized. The flush should be piped into the seal gland to ensure maximum efficiency.

Port #1	- Not Drilled
Port #2	- Flush
Port #3	- Not Drilled
Port #4	- Not Drilled

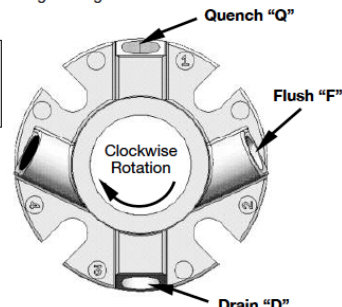


Type 5610V

For DIN pumps rotate gland 135° CCW. Use port #2 as flush.

**NOTE:** For CCW (counter clockwise) rotation pumps, consult John Crane engineering.

Port #1	- Quench
Port #2	- Flush
Port #3	- Drain
Port #4	- Not Drilled



Type 5610VQ

### Decommissioning the Equipment

1. Ensure that the equipment is electrically isolated.



If the equipment has been used on toxic or hazardous fluids, ensure that the equipment is correctly decontaminated and made safe prior to commencing work. Remember, fluid is often trapped during draining and may exist outside the seal. The equipment instruction manual should be consulted to check for any special precautions.

2. Ensure that the equipment is isolated by the appropriate valves. Check that the fluid is drained and pressure is fully released.

### Maintenance

No maintenance of a seal is possible while installed. Therefore, it is recommended that a spare seal unit be held in stock to allow immediate replacement of a removed seal.

It is recommended that used seals are returned to a John Crane service location, as rebuilding to as-new specifications must be carried out by qualified personnel.



It is the responsibility of the equipment user to ensure that any parts being sent to a third party have appropriate safe handling instructions externally attached to the package.

### Quality Assurance

This seal has been assembled in accordance with John Crane quality assurance standards and with proper maintenance and use will give safe and reliable operation to the maximum recommended performance as shown in any relevant approved John Crane publication.



# TYPE 5610V/5610VQ

PAGE 6

## SINGLE O-RING CARTRIDGE SEAL

Installation, Operation & Maintenance Instructions

### Ordering Information

1. Cartridge seal size = solid shaft or sleeve outside diameter (OD).
2. Select single (5610V) or single with quench (5610VQ) arrangement.
3. Determine whether standard or enlarged seal chamber configuration is required.
4. Choose seal drawing number from chart below.
5. For other material combinations or size considerations, consult your local John Crane representative.

### Materials of Construction - Standard

Primary Ring	Carbon Graphite Silicon Carbide (optional) Nickel Binder Tungsten Carbide (optional)
Mating Ring	Silicon Carbide Nickel Binder Tungsten Carbide (optional)
Cartridge Hardware	316 Stainless Steel*
Secondary Seal	Fluoroelastomer*

### Operating Limits

Pressure:	Sizes up to 3.000" — 21 bar g/300 psig max. Sizes over 3.000" — 13 bar g/200 psig
Temperature:	-29°C to 204°C/-20°F to 400°F
Speed:	To 25 m/s/5,000 fpm

\*Various options.

### Type 5610V/5610VQ Cartridge Drawing Numbers Standard Bore Layouts

Seal Size	5610V	5610VQ
1.000	H-SP-1030362	H-SP-1030394
1.125	H-SP-1030363	H-SP-1030395
1.250	H-SP-1030364	H-SP-1030396
1.375	H-SP-1030365	H-SP-1030397
1.500	H-SP-1030366	H-SP-1030398
1.625	H-SP-1030367	H-SP-1030399
1.750	H-SP-1030368	H-SP-1030400
1.875	H-SP-1030369	H-SP-1030401
2.000	H-SP-1030370	H-SP-1030402
2.125	H-SP-1030371	H-SP-1030403
2.250	H-SP-1030371	H-SP-1030404
2.375	H-SP-1030373	H-SP-1030405
2.500	H-SP-1030374	H-SP-1030406
2.625	H-SP-1030375	H-SP-1030407
2.750	H-SP-1030376	H-SP-1030408
2.875	H-SP-1030377	H-SP-1030409
3.000	H-SP-1030378	H-SP-1030410
3.125	H-SP-1030379	H-SP-1030411
3.250	H-SP-1030380	H-SP-1030412
3.375	H-SP-1030381	H-SP-1030413
3.500	H-SP-1030382	H-SP-1030414
3.625	H-SP-1030383	H-SP-1030415
3.750	H-SP-1030384	H-SP-1030416
3.875	H-SP-1030385	H-SP-1030417
4.000	H-SP-1030386	H-SP-1030418
4.125	H-SP-1030387	H-SP-1030419
4.250	H-SP-1030388	H-SP-1030420
4.500	H-SP-1030389	H-SP-1030421
4.750	H-SP-1030390	H-SP-1030422
5.000	H-SP-1030391	H-SP-1030423
5.250	H-SP-1030392	H-SP-1030424
5.500	H-SP-1030393	H-SP-1030425

### Type 5610V/5610VQ Cartridge Drawing Numbers Oversize Bore Layouts

Seal Size	5610V	5610VQ
1.375	H-SP-1032553	H-SP-1032554
1.750	H-SP-1032556	H-SP-1032557
1.875	H-SP-1032559	H-SP-1032560
2.125	H-SP-1032562	H-SP-1032563
2.500	H-SP-1032565	H-SP-1032566
2.625	H-SP-1032568	H-SP-1032569
2.750	H-SP-1032571	H-SP-1032572