

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LUCIANO RAFAEL FROSE

**SIMULAÇÃO NUMERICA DE GRAXA EM VEDANTES
LABIRINTO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
(Tcc2 - Nº de Inscrição - 22)

CURITIBA

2017

LUCIANO RAFAEL FROSE

**SIMULAÇÃO NUMERICA DE GRAXA EM VEDANTES
LABIRINTO**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Cesar O. R. Negrão, Ph.D

Co-orientador: Prof. Tiago Cousseau, Ph.D.

CURITIBA

2017

TERMO DE ENCAMINHAMENTO

Venho por meio deste termo, encaminhar para apresentação a monografia do Projeto de Pesquisa "SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE GRAXA EM VEDANTES LABIRINTO", realizado pelo aluno LUCIANO RAFAEL FROSE, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica do Paraná.

Orientador: Prof. Dr Cesar Otaviano Ribeiro Negrão
UTFPR - Damec

Curitiba, 13 de Novembro de 2017.

TERMO DE APROVAÇÃO

LUCIANO RAFAEL FROSE

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE GRAXA EM VEDANTES LABIRINTO

Por meio deste termo, aprovamos a Proposta de Projeto de Pesquisa “SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE GRAXA EM VEDANTES LABIRINTO”, realizada pelo aluno LUCIANO RAFAEL FROSE, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Cezar O. R. Negrão, Ph.D.
Departamento de Mecânica, UTFPR
Orientador

Prof. Tiago Cousseau, Ph.D.
Departamento de Mecânica, UTFPR
Co-orientador

Prof. Eduardo Germer, Ph.D.
Departamento de Mecânica, UTFPR
Avaliador

Prof. Hilbeth Azikri, Ph.D.
Departamento de Mecânica, UTFPR
Avaliador

Curitiba, 30 de Novembro de 2017.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela vida, por ser complicada e podermos estudá-la. Agradeço que Ele nos ama e que podemos achar um sentido para viver. Agradeço a minha família por sempre providenciar estudo para que eu pudesse me formar Engenheiro Mecânico: ao meu pai por buscar o sustento da casa e providenciar o tão necessário pão de cada dia e em ter me ensinado a persistência e dedicação no trabalho; à minha mãe pelo seu amor incondicional em motivar e me ensinar a conduzir uma vida decente; à minha irmã pela sua companhia e irmandade em todos estes anos.

Agraço a minha querida noiva e futura esposa. Por sempre me amar e me motivar no estudo e na construção de um melhor *eu*.

Hoje vemos como por um espelho, confusamente; mas então veremos face a face. Hoje conheço em parte; mas então conhecerei totalmente, como eu sou conhecido.
1 Coríntios 13:12

RESUMO

FROSE, Luciano. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE GRAXA EM VEDANTES LABIRINTO. 104 f. Trabalho de Conclusão de Curso – DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

A problemática de contaminação de mancais por detritos do ambiente externo é explorada através da simulação numérica em vedantes labirinto. O presente trabalho utiliza o software comercial FLUENT 16.0 de volumes finitos para análise do escoamento de graxa nos selos. O fluido é modelado como Herschel-Bulkley e implementado no software através de uma *User Defined Function* (UDF) embasada no modelo de Papanastasiou. O funcionamento de selos é abordado e durante as simulações são exploradas as variáveis responsáveis por influenciar no comportamento do escoamento. Faz-se a validação da aplicação numérica do modelo reológico com a solução analítica do escoamento entre placas planas e paralelas. Através de três estudos de caso onde a variação da montagem de selos radiais e axiais, a variação da graxa e da rotação concluiu-se que selos radiais são mais eficientes no viés de menores perdas por atrito viscoso e estanqueidade contra contaminantes. A variação da graxa possibilitou visualizar que maiores valores de tensão limite de escoamento favorecem a expansão de regiões não cisalhadas, assim como graxas com menores valores de n reduzem perdas por momento viscoso devido redução de perdas por atrito. O estudo do efeito da velocidade de rotação sobre as propriedades do vedante labirinto possibilitou constatar o aumento da vazão mássica de graxa devido redução da viscosidade efetiva que por sua vez eleva o momento viscoso do labirinto.

Palavras-chave: Lubrificante, Graxa, Selo labirinto, CFD, fluido não-newtoniano.

ABSTRACT

FROSE, Luciano. NUMERICAL SIMULATION OF GREASE INSIDE LABYRINTH SEALS. 104 f. Trabalho de Conclusão de Curso – DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

The problem of contamination of bearings by debris from the external environment is explored through numerical simulation in labyrinth seals. The present work uses the commercial software FLUENT 16.0 of finite volumes for analysis of the flow of grease in the seals. The fluid is modeled as Herschel-Bulkley and implemented in the software through a User Defined Function (UDF) based on the Papanastasiou model. The operation of seals is approached and during the simulations the variables responsible for influencing the flow behavior are explored. The numerical application of the rheological model is validated with the analytical solution of the flow between flat and parallel plates. Through three case studies where the variation of radial and axial seals, grease variation and rotation are evaluated, it was concluded that radial seals are more efficient in the bias of less viscous friction losses and watertightness against contaminants. The variation of the grease allowed to visualize larger values of τ_y favor the expansion of non-shear regions. As well as greases with lower values of n reduce viscous moment losses due to reduction of frictional losses. The study of the effect of the rotation speed on the properties of the labyrinth seal made it possible to verify the increase of the grease mass flow due to the reduction of the effective viscosity, which in turn increases the viscous moment of the labyrinth.

Keywords: Lubricant, Grease, Labyrinth seal, CFD, non-Newtonian fluid.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1	Exemplo de um selo labirinto	13
Figura 1.2	Exemplo de um mancal exposto a detritos do ambiente externo.	14
Figura 1.3	Causas identificadas para falha de rolamentos antes de atingir sua vida útil calculada	15
Figura 2.1	Esquemática de selos labirinto.	19
Figura 2.2	Queda de pressão ao longo do selo labirinto demonstrando o princípio de vedação em turbomáquinas.	20
Figura 2.3	Esquemática de cisalhamento unidirecional.	23
Figura 2.4	Comparação esquemática entre característica de escoamento entre fluidos newtonianos e fluidos newtonianos generalizados.	25
Figura 2.5	Fotos da estrutura do espessante da graxa utilizando três técnicas diferentes de visualização. SEM (esquerda), AFM (centro) e TEM (direita). Comprimento da figura individual corresponde a $10\mu m$	28
Figura 3.1	Perfil de velocidade típico para fluidos newtonianos (linha pontilhada) e fluidos pseudoplásticos (linha contínua).	32
Figura 3.2	Esquemática do teste de escoamento de graxa em restrição. ...	32
Figura 3.3	Esquemática dos resultados de escoamento da graxa na cavidade (Figura 3.2) em que U_S é a velocidade da superfície do eixo.	33
Figura 3.4	Esquemática de eixo rotacionando internamente com exterior parado.	34
Figura 3.5	Comparação entre velocidades experimentais com solução analítica (Eq. 3.1 para graxa NLGI 00 e espaçamento de 0,4mm.	34
Figura 3.6	Esquemática do problema de escoamento helicoidal para fluido HB.	35
Figura 3.7	Influência da variação na rotação do eixo na velocidade axial e viscosidade um fluido HB.	36

Figura 3.8	Influência na região não cisalhada para com base em variações dos números de Re e Bi	37
Figura 4.1	Comparação entre selos labirintos montados radialmente e axialmente ao eixo.	40
Figura 4.2	Valores de referência para geometrias de vedantes labirinto.	41
Figura 4.3	Geometria de labirintos axiais e radiais que serão avaliadas no presente trabalho.	43
Figura 4.4	Representação da discretização em volumes finitos com identificação dos pontos utilizados na aproximação numérica	48
Figura 5.1	Geometria de placas planas e paralelas com condições de contorno	51
Figura 5.2	Comparação entre simulação de fluidos Herschel-Bulkley com solução analítica de escoamento em tubo circular para condições de pressões de entrada da tubulação de $p = 30, 140$ e $240kPa$	53
Figura 5.3	Nomenclatura das regiões de mudança do número de volumes finitos no estudo de convergência de malha.	55
Figura 5.4	Regiões de controle da velocidade máxima assumida para as CC de verificação de malha	56
Figura 5.5	Comparação gráfica entre as velocidades obtidas pelas três malhas no estudo de convergência da solução numérica.	57
Figura 5.6	Malha resultante do estudo de convergência da solução numérica. .	58
Figura 5.7	Comparação entre queda de pressão de labirinto radial e axial.	60
Figura 5.8	Comparação da queda da pressão para labirintos axiais.	60
Figura 5.9	Comparação da queda da pressão para labirintos radiais.	61
Figura 5.10	Comparação entre vazões mássicas e momentos viscosos entre as geometrias para o Caso 1.	63
Figura 5.11	Comparação entre velocidades circunferenciais u_{θ} entre geometrias de labirintos duplo para as CC do Caso 1. (Ambos possuem a mesma escala de velocidade)	64
Figura 5.12	Comparação entre vazões mássicas e momentos viscosos entre cada graxa do Caso 2.	66

Figura 5.13	Velocidade circunferenciais u_θ e viscosidades efetivas para cada tipo de graxa do Caso 2.	67
Figura 5.14	Comparação entre viscosidades efetivas η para cada graxa do Caso 2. Detalhe para as regiões não cisalhadas presentes nos cantos na curvatura do labirinto.	68
Figura 5.15	Comparação do efeito nos perfis de velocidade para cada rotação do Caso 3.	69
Figura 5.16	Comparação entre viscosidades efetivas η para cada velocidade do Caso 3.	70
Figura 5.17	Comparação da queda de pressão na direção axial para cada velocidade do Caso 3.	71
Figura 5.18	Comparação entre vazões mássicas e momentos viscosos para cada velocidade de rotação do Caso 3.	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Efeitos mecânicos esperados para selos sem contato dependendo da condição de operação do eixo	21
Tabela 3.1	Valores para modelo reológico de graxas SKF NLGI 00, 1 e 2 utilizados no estudo de Baart e Taylor (2011).	31
Tabela 4.1	Espaçamento recomendado pela empresa NTN para vedantes labirinto conforme Anexo D.	41
Tabela 4.2	Valores para modelo reológico de graxas SKF NLGI 00, 1 e 2.	45
Tabela 4.3	Implementação das hipóteses e condições de contorno no software de resolução das equações do estudo.	50
Tabela 5.1	Número de volumes utilizados para cada caso de estudo na validação da convergência de malha.	55
Tabela 5.2	Condições para análise de malha	55
Tabela 5.3	Performance da simulação para cada caso de estudo de convergência.	56
Tabela 5.4	Valores de GCI obtidos no estudo de convergência de malha.	57
Tabela 5.5	Resumo da enumeração e das CC de cada caso estudado.	59

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	Caracterização do Problema	14
1.2	Objetivos	15
1.2.1	Objetivo Geral	15
1.2.2	Objetivos Específicos	15
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	Vedantes	17
2.1.1	Funcionamento Mecânico de Selos	17
2.1.2	Tipos de Vedantes	18
2.2	Equacionamento Matemático	21
2.2.1	Conservação da Massa e da Quantidade de Movimento Aplicada a Fluidos	21
2.3	Fluidos Não Newtonianos e Graxa	23
2.3.1	Conceitos de Fluidos Newtonianos	23
2.3.2	Conceitos de Fluidos Newtonianos Generalizados	24
2.4	Caracterização Reológica da Graxa	27
2.5	Síntese do Capítulo	28
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	30
3.1	Estudos Experimentais com Graxa	30
3.2	Simulação Numérica de Fluidos HB	35
3.3	Síntese da Revisão Bibliográfica	38
4	MODELAGEM MATEMÁTICA	39
4.1	Descrição do Problema	39
4.1.1	Especificação das Geometrias	40
4.1.2	Condições de Contorno	44
4.1.3	Propriedades dos Fluidos	45
4.1.4	Hipóteses	45
4.2	Modelagem Matemática	46
4.2.1	Discretização	47
4.3	Método Numérico	49
5	RESULTADOS	51
5.1	Verificação do Modelo	51
5.1.1	Descrição de um Problema Simples	51
5.1.2	Solução Analítica	52
5.1.3	Comparação com Solução Analítica	52
5.2	Análise de Sensibilidade de Malha e Critérios de Convergência	54
5.3	Estudo de Casos	58
5.3.1	Descrição dos Casos	59
5.3.2	Detalhamento dos Resultados	59
6	CONCLUSÃO	73
6.1	Trabalhos Futuros	74

REFERÊNCIAS	75
Apêndice A - HERSCHEL-BULKLEY COM PAPANASTASIOU EM UDF	79
Anexo A - CATÁLOGO SKF - MANCAIS SNL 30, SNL 31 E SNL 32	80
Anexo B - CATÁLOGO SKF - SELOS TACONITE	94
Anexo C - CATÁLOGO MANCAIS SNR-NTN	97
Anexo D - CATÁLOGO NTN - DIFERENÇAS ENTRE SELOS EXTERNO	101

1 INTRODUÇÃO

Diversos projetos mecânicos possuem um eixo rotacionando internamente em um ambiente com pressão elevada ou contendo algum líquido. Pode-se citar aplicações como: bombas, compressores e outros elementos mecânicos que possuem mancais de rolamentos. Em tais situações é necessário isolar o meio interior da máquina do ambiente externo. Dá-se o nome de selo ou vedante a todo dispositivo mecânico que possui como função permitir a livre rotação do eixo e garantir a vedação entre dois ambientes contendo fluidos distintos. A Figura 1.1 exemplifica a utilização de um selo como integrante de um sistema de proteção do rolamento.

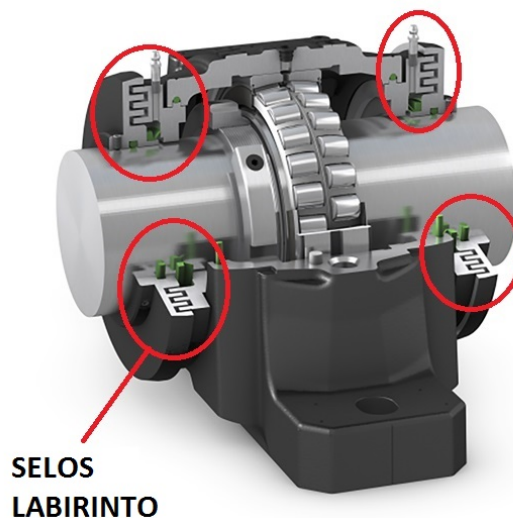


Figura 1.1: Exemplo de utilização de vedante em mancal de rolamento de rolos SKF.

Fonte: <http://evolution.skf.com/sealing-solutions-for-challenging-environments/>
acessado: 21/04/2017

Em projetos mecânicos todas vedações devem ser projetadas para atenderem as condições de uso, ou seja, garantir a livre rotação do eixo e a vedação. Prejuízos estão associados caso isso não seja atingido. Em caso de equipamentos pressurizados a perda de pressão pode causar mal funcionamento. Em máquinas contendo

líquidos o vazamento pode gerar paradas indesejadas para limpeza e troca do vedante, resultando em tempo improdutivo e conseqüentemente prejuízo financeiro.

Selos utilizados em mancais possuem a função de garantir que o fluido lubrificante do sistema permaneça enclausurado e sem a presença de contaminantes. Devido ser comumente utilizado na proteção de mancais contra entrada de contaminantes do ambiente externo são referenciados também como isolante de rolamento (*bearing isolator*) ou protetor de rolamento (*bearing seals*). A Figura 1.2 representa o selo labirinto, foco de estudo do presente trabalho. A vedação do sistema a detritos é gerada através de um caminho estreito preenchido de graxa. Para elevados níveis de contaminação a injeção periódica de graxa que garante o fluxo expulsando continuamente os contaminantes e o lubrificante contaminado pode ser aplicada.

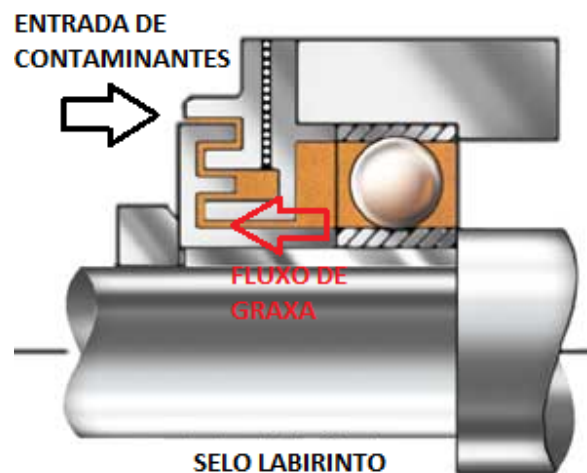


Figura 1.2: Exemplo de um selo labirinto.

Fonte: <http://media.noria.com/sites/archive-images/-Backup-200601-shaft-bearing-fig1>

A recente busca por elevar o ciclo de vida e reduzir desperdícios energéticos está ocasionando uma otimização nos selos isolantes de rolamentos em busca de ganhos econômicos. Outra motivação para prolongar a vida útil está nos custos de parada do equipamento devido a necessidade de substituição dos vedantes. Considerando que selos labirinto operaram sem contato (menores perdas de atrito) e possuem maior vida útil, sua utilização está sendo priorizada na busca de projetos mecânicos mais sustentáveis: menores perdas energéticas e maior confiabilidade de funcionamento (GAMACHE, 2012).

1.1 Caracterização do Problema

Em ambientes contaminados, Miskovic et al. (2016) afirma que a entrada de particulados causa uma drástica redução na vida útil do rolamento, demonstrando assim a necessidade de isolamento do sistema ao meio externo. A Figura 1.3 exemplifica um caso onde o rolamento está sujeito a sofrer contaminação do ambiente.

Gloucester e Road (1994) comentam que devido interferência do ambiente externo e das condições de utilização 90% dos rolamentos não atingem o tempo de uso considerado em projeto. A Figura 1.4 identifica causas das falhas para rolamentos antes de alcançarem a vida útil prevista. Bloch e Budris (2004) apontam também que 48% das falhas em rolamentos antes de atingirem a vida útil calculada pelo fornecedor é causada pela entrada de particulados. Isto demonstra que estudar e compreender os fatores para entrada de contaminantes em selos é importante para elevar a confiabilidade de projetos mecânicos e seu futuro desempenho.



Figura 1.3: Exemplo de um mancal exposto a detritos do ambiente externo.

Fonte: <http://evolution.skf.com/sealing-solutions-for-challenging-environments/>
acessado: 21/04/2017

Atualmente não encontra-se na literatura uma explicação detalhada e difundida do processo da entrada de contaminantes em selos labirintos. Dobrowolski et al. (2016) comentam que a fratura entre duas camadas cisalhantes de graxa viabiliza a entrada de particulados. Em seu estudo experimental, afirmam que conhecer o perfil de velocidades em vedantes labirinto é um primeiro passo para compreender o processo de contaminação.

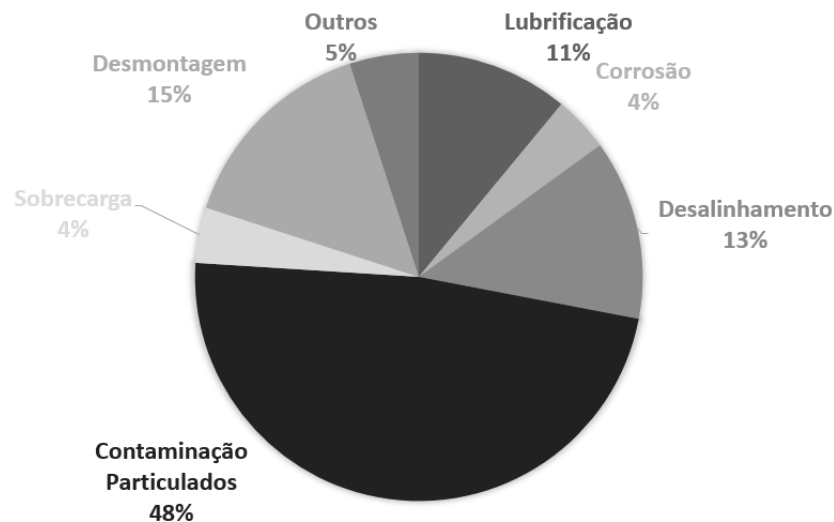


Figura 1.4: Causas identificadas para falha de rolamentos antes de atingir sua vida útil calculada.

Fonte: (BLOCH; BUDRIS, 2004)

Na técnica visual utilizada em seu estudo Dobrowolski et al. (2016) apontam a dificuldade em se visualizar o perfil de velocidade da graxa devido ser um fluido opaco. Propõe-se aqui abordar o problema através da técnicas de simulação numérica visando superar as dificuldades encontradas experimentalmente.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

Simular numericamente o escoamento de graxas em vedantes labirinto utilizados para proteger rolamentos com o objetivo de analisar a eficiência de diferentes geometrias. A técnica numérica a ser utilizada é de DFC (*Dinâmica de Fluidos Computational*).

1.2.2 Objetivos Específicos

- Simular geometrias de selos labirintos distintos de modo a compreender as características do escoamento;
- Visualizar a influência das propriedades reológicas de graxas no comportamento do escoamento;

- Compreender a diferença entre labirintos axiais e radiais associando com a eficiência de um selo sem contato.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção são explicadas definições relevantes para simulação numérica da graxa. Iniciando com o funcionamento de vedantes, seguindo com a importância da lubrificação e finalizando com uma explicação das equações relevantes no estudo de fluidos não-newtonianos, reologia e formulação de graxas.

2.1 Vedantes

2.1.1 Funcionamento Mecânico de Selos

Diversos parâmetros podem influenciar no bom funcionamento do vedante do eixo e assim em seu tempo de vida útil. LaPlante (2017) identifica estes mecanismos que, separadamente, influenciam no desempenho geral do selamento desejado para a aplicação:

- Mecanismo de selamento (selo mecânico, labirinto, entre outros);
- Superfície do eixo, como rugosidade superficial e tolerâncias geométricas;
- Fluidos a serem vedados;
- Ambiente em que o rolamento está exposto assim como seus carregamentos.

LaPlante (2017) lista ainda fatores externos e internos ao sistema que influenciam na vida útil do vedante:

- Lubrificante: tipo, quantidade e seu nível de contaminação;
- Condições de funcionamento do sistema: velocidade rotacional do eixo, temperatura, pressão, funcionamento intermitente, vibração e alinhamento da montagem;

- Condições do ambiente: nível de concentração de poeira, sujeira, água e a temperatura;
- Selo: material, conceito de funcionamento e características de projeto e qual ambiente o selo irá operar.

Os efeitos gerados no sistema devido à *temperatura, pressão e lubrificante* podem ser explicados como:

- Temperatura: elevação da temperatura de operação, causada por má lubrificação ou elevadas rotações do eixo podem degradar as propriedades do material do selo ocasionando redução de sua vida útil. A temperatura elevada pode acelerar a oxidação dos meios a serem selados, gerando reações químicas de adesão do selo ou no eixo a ser vedado. Selos que levam em consideração o calor gerado por atrito possuem maior de vida útil;
- Lubrificante: devido a grande interação entre o selo e o lubrificante e o aumento de temperatura em regiões de elevada taxa de cisalhamento, caso o lubrificante seja mal dimensionado, pode ocorrer deposição de carbono no eixo;
- Pressão: selos que possuem lábio de vedação são fortemente influenciados caso o fluido a ser vedado esteja pressurizado. Tal pressão irá deformar e tensionar a região do lábio de vedação de modo a gerar uma zona concava ocasionando redução do tempo de vida útil.

2.1.2 Tipos de Vedantes

Devido diversas aplicações encontradas para utilização dos vedantes mecânicos é esperado encontrar diferentes modelos disponíveis no mercado.

Além dos vedantes mecânicos, existem selos projetados para operarem sem contato com as partes móveis do sistema, sendo classificados como *selos sem contato mecânico (noncontact seals)*. Sua vantagem consiste em não provocarem perdas por atrito (por consequência menor temperatura de operação) e não possuírem desgaste durante sua utilização acarretando em maior vida útil e confiabilidade operacional. Além de selos labirintos comuns é possível encontrar no mercado selos labirintos híbridos (*hybrid labyrinth seals*), (DINC, 2001) e selos de pressão centrífuga (*centrifugal pressure seals*), (ARUTUNOFF, 1961).

Devido selos labirintos operarem sem contato e serem indicados para elevadas rotações, sua aplicação em turbomáquinas na vedação entre estágios de trabalho é frequente (CHUPP et al., 2006). A Figura 2.1 apresenta diferentes selos labirintos encontrados nestas aplicações. Seu conceito de vedação difere levemente em relação aos selos labirinto encontrados na proteção de mancais de rolamentos.

O selo (e) da Figura 2.1 exemplifica um tipo que é utilizado tanto em turbomáquinas e em proteção de mancais, como pode ser comprovado através dos catálogos das empresas SKF e NTN, Anexos A e D respectivamente. Sendo este tipo de selo labirinto o foco das simulações a serem conduzidas neste trabalho.

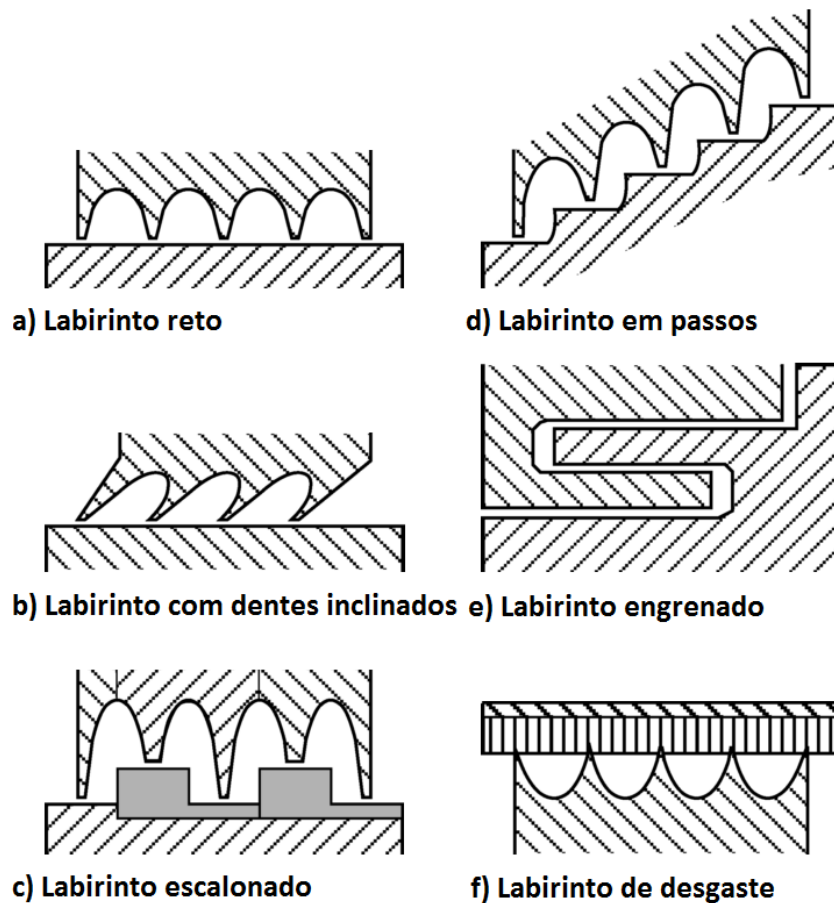


Figura 2.1: Tipos de selos labirintos em turbomáquinas.

Fonte: (CHUPP et al., 2006)

A diferença entre os selos labirinto encontrado nas turbomáquinas para os de proteção de mancais está no princípio de seu funcionamento: em máquinas a vapor a selagem é feita por quedas de pressões subseqüentes através de recirculação de fluido entre os canais do labirinto, como demonstrado na Figura 2.2, já em selos protetivos de mancais, o labirinto cumpre a função de obstáculo para passagem de

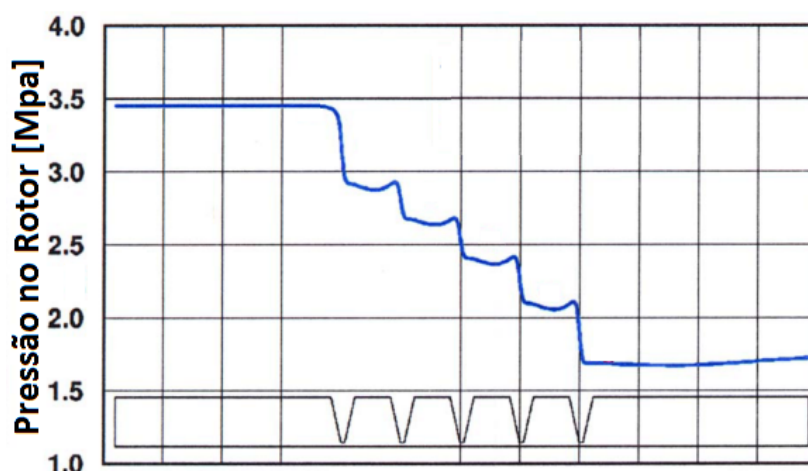


Figura 2.2: Queda de pressão ao longo do selo labirinto demonstrando o princípio de vedação em turbomáquinas.

Fonte: (HIRANO et al., 2005)

contaminantes.

O fornecedor Centritec Seals (SEALS, 2017) comenta que uma montagem fora da tolerância de 0,005” axialmente e 0,015” radialmente pode causar vazamento do lubrificante e comprometer todo o sistema. Outras informações relevantes a dimensões de selos, características de alinhamento de montagem e de seleção para aplicação específicas estão disponíveis nos Anexos A e C contendo parte de catálogos SKF e SNR-NTN respectivamente.

Durante a operação, é conveniente avaliar o selo em três situações: eixo estacionário, eixo acelerando ou desacelerando e em condições de operação. A Tabela 2.1 resume os principais efeitos a serem esperados para cada um dos selos de não contato durante tais condições: selos labirinto, selos labirintos híbridos e selos de pressão centrífuga.

Nota-se com a Tabela 2.1 que selos labirinto não permitem em momento algum de seu funcionamento o escoamento de graxa que não seja laminar sem que isso prejudique a vedação. Isso deve-se ao fato que uma camada de lubrificante em cisalhamento forma uma barreira contra contaminantes. Esta por sua vez só é formada durante a operação, sendo que em paradas de máquinas existe o risco de entrada de detritos. Essa necessidade de uma camada cisalhante de lubrificante obriga a existência de vazamento contínuo além da utilização de fluidos de viscosidade elevada para garantir a estanqueidade. Novamente devido à camada cisalhante existe

Tabela 2.1: Efeitos mecânicos esperados para selos sem contato dependendo da condição de operação do eixo.

Tipo de selo	Estacionário	Acelerando/Desacelerando	Em operação
<i>pressão centrífuga</i>	- sem vazamento obrigatório - parcialmente aberto ao ambiente (expulsão durante operação)	- possibilidade de interação com fluido sendo vedado - viscosidade não é uma restrição	- vibração e desalinhamento toleráveis
<i>labirinto</i>	- vazamento obrigatório - aberto para o ambiente	- sem possibilidade de interação com fluido sendo vedado	- alinhamento deve ser mantido - movimentos radiais e axiais geram vazamentos
<i>labirinto híbrido</i>	- menor vazamento obrigatório - selado para o ambiente	- escoamento turbulento não é tolerado - viscosidade de lubrificante limitada	

Fonte: <http://machinedesign.com/mechanical/3-factors-affecting-your-seals-life-span>, acessado em 21/11/2017

a necessidade de trabalho a elevadas rotações. Pela Tabela 2.1 nota-se que selos híbridos e de pressão centrífuga aparecem como opções aos lados negativos de selos labirintos comuns.

Outra vantagem dos vedantes labirintos está no fato de permitir o processo de injeção de graxa nova em substituição à graxa degradada (CANN et al., 2001). Uma vez que o labirinto não enclausura a graxa, faz-se possível expelir a graxa degradada, eliminando também possíveis contaminantes que tenham adentrado no sistema de vedação.

2.2 Equacionamento Matemático

Após identificar tipos de vedantes e característica que influenciam em seu funcionamento é possível explicar conceitos relevantes para a simulação numérica do escoamento em selos labirinto, assim como apresentar equações pertinentes e uma explicação sobre diferenças entre fluidos newtonianos e não-newtonianos.

2.2.1 Conservação da Massa e da Quantidade de Movimento Aplicada a Fluidos

Tensão de cisalhamento aplicada a um elemento infinitesimal no fluido é dado pelo tensor $\underline{\tau}$ e chamado de *tensor tensões de cisalhamento*. A tensão total sofrida por um elemento infinitesimal é dada pelo somatório entre o tensor de tensões (Eq. 2.1) e a pressão isotrópica, e é nomeado de *tensor tensões* $\underline{\Pi}$.

$$\underline{\underline{\Pi}} = -p\underline{\underline{I}} + \underbrace{\begin{pmatrix} \tau_{rr} & \tau_{r\theta} & \tau_{rz} \\ \tau_{\theta r} & \tau_{\theta\theta} & \tau_{\theta z} \\ \tau_{zr} & \tau_{z\theta} & \tau_{zz} \end{pmatrix}}_{\underline{\underline{\tau}}} \quad (2.1)$$

onde p representa a pressão e $\underline{\underline{I}}$ a matriz identidade.

A equação de conservação da quantidade de movimento para fluidos incompressíveis, como a graxa considerada neste trabalho, pode ser escrita conforme Eq. 2.2. Uma vez que o problema a ser descrito não possui interferência da variação com o tempo, isto é, plenamente desenvolvidos, os termos $\partial/\partial t = 0$ não foram apresentados. O mesmo sendo válido para termos gravitacionais.

$$\rho(\underline{u} \cdot \nabla \underline{u}) = -\nabla \cdot \underline{\underline{\Pi}} \quad (2.2)$$

onde ρ é a densidade do graxa e \underline{u} o vetor de velocidades em coordenadas cilíndricas composto por u_r , u_z e u_θ .

O *tensor taxa de cisalhamento* $\underline{\underline{\dot{\gamma}}}$, importante para definição do comportamento reológico, é calculado pelos gradientes da velocidade em coordenadas cilíndricas como:

$$\underline{\underline{\dot{\gamma}}} = \nabla \underline{u} + (\nabla \underline{u})^T \equiv \begin{pmatrix} \frac{\partial u_r}{\partial r} & \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} & \frac{\partial u_r}{\partial z} \\ \frac{\partial u_\theta}{\partial r} & \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} & \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \\ \frac{\partial u_z}{\partial r} & \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} & \frac{\partial u_z}{\partial z} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\partial u_r}{\partial r} & \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} & \frac{\partial u_r}{\partial z} \\ \frac{\partial u_\theta}{\partial r} & \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} & \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \\ \frac{\partial u_z}{\partial r} & \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} & \frac{\partial u_z}{\partial z} \end{pmatrix}^T \quad (2.3)$$

É possível descrever o comportamento de fluidos aplicando os conceitos de conservação da massa, energia e quantidade de movimento. Para mais detalhes procurar Morrison (2001).

A conservação da massa é obtida pelo divergente do campo vetorial de velocidades. Fisicamente isso significa que o somatório do fluxo adentrando/saindo de um elemento infinitesimal é igual a zero, como na Eq. 2.4.

$$\underline{\underline{\nabla}} \cdot \underline{u} = 0 \quad (2.4)$$

Aplicando-se a Eq. 2.1 do tensor tensões na Eq. 2.2 têm-se a equação da quantidade de movimento em termos de $\underline{\underline{\tau}}$. O lado esquerdo concentra os termos

referentes ao campo de velocidade e o lado direito forças de pressão e viscosas.

$$\rho (\underline{u} \cdot \nabla \underline{u}) = -\nabla p - \nabla \cdot \underline{\underline{\tau}} \quad (2.5)$$

onde ρ é a densidade do fluido e p a pressão.

- O termo $\underline{u} \cdot \nabla \underline{u}$ caracteriza o termo não linear da equação, representa a variação do fluxo vetorial de velocidade através da superfície do elemento infinitesimal;
- Os termos $-\nabla p$ e $-\nabla \cdot \underline{\underline{\tau}}$ representam as forças atuando no volume infinitesimal de pressão e viscosas.

As equações apresentadas nesta seção são válidas para fluidos newtonianos e não-newtonianos a serem discutidos a seguir.

2.3 Fluidos Não Newtonianos e Graxa

2.3.1 Conceitos de Fluidos Newtonianos

Dá-se o nome de fluido com comportamento newtoniano a todo material que ao ser sujeito a uma tensão unidirecional, como na Figura 2.3, a taxa de cisalhamento $\dot{\underline{\underline{\gamma}}}$ varie linearmente e esteja relacionado a um fator de proporcionalidade do fluido, chamado de *viscosidade* μ (DESHPANDE et al., 2010).

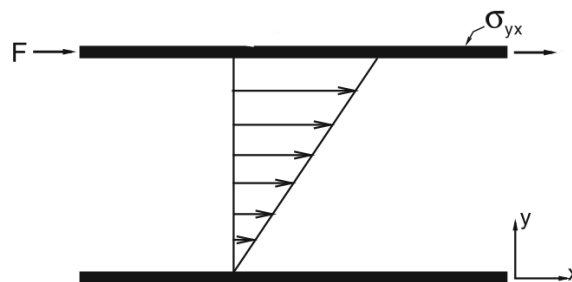


Figura 2.3: Esquemática de cisalhamento unidirecional.

Fonte: (DESHPANDE et al., 2010)

A Eq. 2.6 consiste então na relação linear entre a tensão nas superfícies do elemento infinitesimal e o tensor taxa de cisalhamento nas faces de elemento. À constante de proporcionalidade μ , dá-se o nome de *viscosidade*.

$$\underline{\underline{\tau}} = -\mu \underline{\underline{\dot{\gamma}}} \quad (2.6)$$

Ao aplicar a relação da Eq. 2.6 na Eq. 2.5 obtém-se a equação de conservação da quantidade de movimento para fluidos newtonianos.

2.3.2 Conceitos de Fluidos Newtonianos Generalizados

Devido a propriedades inerentes ao fluido, nota-se que nem todo material apresenta de uma relação linear entre tensão de cisalhamento (τ) e taxa de cisalhamento ($\dot{\gamma}$), sendo denominados de *fluidos não-newtonianos*. Deshpande et al. (2010) agrupa tais materiais nas seguintes categorias:

1. Fluidos em que a taxa de cisalhamento $\dot{\gamma}$ depende apenas do estado do tensor de tensões τ naquele ponto são conhecidos como: *puramente viscosos, inelásticos, independentes do tempo* ou *fluidos newtonianos generalizados*;
2. Fluidos em que a relação entre τ e $\dot{\gamma}$ depende do tempo de duração ou da história do escoamento são categorizados como *dependentes do tempo*.
3. Fluidos que apresentam comportamento com características viscosas e elásticas (que parcialmente sofrem recuperação elástica quando tensionados) são nomeados *viscoelásticos*.

Para determinadas substâncias é possível substituir a relação linear da tensão com a viscosidade (μ) por uma função da taxa de cisalhamento ($\dot{\gamma}$), como na Eq. 2.7, sendo denominado de fluido newtoniano generalizado.

$$\underline{\underline{\tau}} = -\eta(\dot{\gamma}) \underline{\underline{\dot{\gamma}}} \quad (2.7)$$

em que $\eta(\dot{\gamma})$ é uma função escalar de $\dot{\gamma}$, referenciada como *viscosidade efetiva*. Sendo $\dot{\gamma}$ calculado como $\dot{\gamma} \equiv |\underline{\underline{\dot{\gamma}}}| \equiv \sqrt{\frac{1}{2} \underline{\underline{\dot{\gamma}}} : \underline{\underline{\dot{\gamma}}}}$

A Figura 2.4 exemplifica o comportamento dos modelos reológicos a serem explicados em seguida. Nela são apresentados como cada modelo traz uma abordagem diferente para o termo $\eta(\dot{\gamma})$ da Eq. 2.7.

A Eq. 2.8 apresenta o modelo da lei de potência, com o índice n sendo adimensional e determinando o comportamento do fluido: quando $n = 1$ trata-se de um

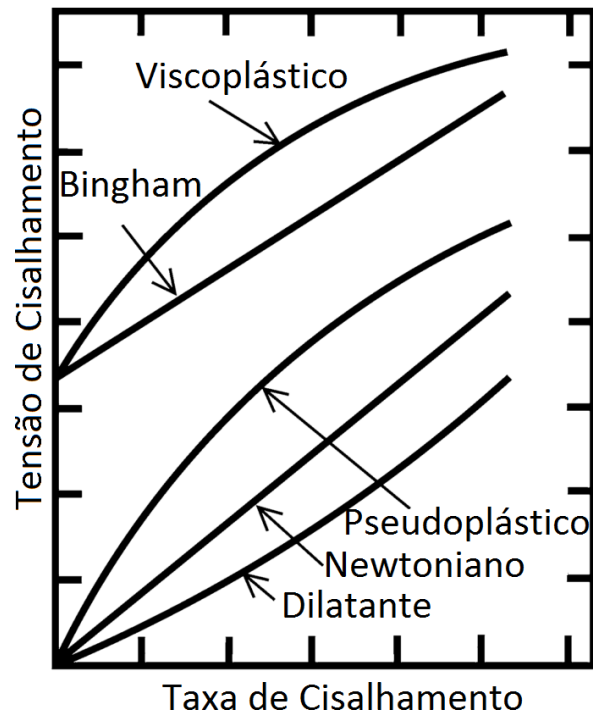


Figura 2.4: Comparação esquemática entre característica de escoamento entre fluidos newtonianos e fluidos newtonianos generalizados.

Fonte: Adaptado de Deshpande et al. (2010).

fluido newtoniano, para $n < 1$ é determinado como *pseudoplástico* e para $n > 1$ referenciado como *fluido dilatante*. Pela Figura 2.4 nota-se que materiais pseudoplásticos possuem maior viscosidade efetiva a baixas taxas de cisalhamento enquanto materiais dilatantes possuem o comportamento inverso, isto é, menores viscosidades efetivas a baixas taxas (MORRISON, 2001).

$$\tau = K \left(\frac{\partial u_z}{\partial r} \right)^n \quad (2.8a)$$

$$\eta(\dot{\gamma}) = K \dot{\gamma}^{n-1} \quad (2.8b)$$

em que K representa o índice de consistência do fluido, assume valor de μ para fluidos newtonianos quando $n = 1$.

Bingham (1922) desenvolveu um modelo, apresentado na Eq. 2.9, para fluidos que aparentemente não escoam a tensões de cisalhamento menores do que uma chamada *tensão de limite de escoamento*, τ_y . Embora alguns autores como Barnes e Walters (1985) não apoiarem a ideia da existência desta tensão o modelo é muito utilizado devido sua simplicidade matemática e boa concordância com testes experi-

mentais.

$$\tau = \begin{cases} \infty, & \tau \leq \tau_y \\ \tau_y + K\dot{\gamma}, & \tau > \tau_y \end{cases} \quad (2.9a)$$

$$\eta(\dot{\gamma}) = \begin{cases} \infty, & \tau \leq \tau_y \\ \frac{\tau_y}{\dot{\gamma}} + K\dot{\gamma}, & \tau > \tau_y \end{cases} \quad (2.9b)$$

Avançando com o trabalho de Bingham (1922), Herschel e Bulkley (1926) desenvolveram um modelo apresentado na Eq. 2.10 (de aqui em diante referenciado como *fluido HB*) em que para tensões acima de τ_y o fluido se comporta de acordo com um fluido lei de potência (*power law fluid*). A fluidos com tensão limite de escoamento τ_y dá-se o nome de *fluido viscoplástico*.

$$\tau = \begin{cases} \infty, & \tau \leq \tau_y \\ \tau_y + K\dot{\gamma}^n, & \tau > \tau_y \end{cases} \quad (2.10a)$$

$$\eta(\dot{\gamma}) = \begin{cases} \infty, & \tau \leq \tau_y \\ \frac{\tau_y}{\dot{\gamma}} + K\dot{\gamma}^{n-1}, & \tau > \tau_y \end{cases} \quad (2.10b)$$

Devido ao ponto de descontinuidade no modelo de Bingham, Papanastasiou (1987) desenvolveu um modelo de regularização exponencial que elimina esta descontinuidade, porém insere um índice m com unidade de tempo [s]. Este parâmetro determina o crescimento exponencial na Eq. 2.11. Uma vez que é válido para ambas regiões cisalhadas e não-cisalhada, por eliminar a descontinuidade do modelo de Bingham e pela sua simplicidade matemática, selecionou-se o modelo de Papanastasiou no equacionamento da modelagem numérica do presente trabalho.

$$\eta(\dot{\gamma}) = \frac{\tau_y}{\dot{\gamma}} (1 - \exp(-m\dot{\gamma})) + K\dot{\gamma}^{n-1} \quad (2.11)$$

Além da apresentação dos modelos reológicos, é relevante ao estudo a definição de números adimensionais para facilitar uma comparação da resolução do problema entre diferentes literaturas (de Souza Mendes, 2007). Sommerfeld (1908) define o

número de Reynolds para fluidos newtonianos como sendo:

$$Re = \frac{\rho V U}{\eta} \quad (2.12)$$

onde L e V representam um comprimento e uma velocidade característica do problema, respectivamente, e para fluidos newtonianos $\eta(\dot{\gamma}) = \mu$. Essa relação adimensional compara forças inerciais (numerador) com forças viscosas (denominador).

O número de Bingham (Eq. 2.13) correlaciona forças devido à tensão limite de escoamento (numerador) com forças viscosas (denominador), sendo utilizado como parâmetro no estudo da influência de τ_y no comportamento do escoamento.

$$Bi = \frac{\tau_y L}{\mu V} \quad (2.13)$$

2.4 Caracterização Reológica da Graxa

Devido sua consistência semi-sólida, a graxa é o lubrificante preferencial em mancais de rolamento, cerca de 80-90% das aplicações optam por ela. Algumas de suas qualidades são: quando aplicada não vaza com facilidade; após período inicial de trabalho permanece bem distribuída por todo elemento rolante, fornece lubrificação continuamente a todas superfícies em contato e auxilia na proteção do rolamento contra contaminantes (LUGT; BAART, 2012).

Graxa é um lubrificante de elevada complexidade, sendo formado de um óleo base (65 – 95%), aditivos (0 – 10%) e espessante (3 – 30%) (*thickener*). O espessante, mostrado na Figura 2.5, forma um entrelaçamento, armazenando óleo base em seu interior (LUGT; BAART, 2012).

Uma vez que uma parte da graxa é formada a partir de um óleo base, Palacios e Palacios (1984) propuseram a inclusão da viscosidade deste óleo (η_b) no modelo HB. Assim, para taxas de cisalhamento ou tensões de cisalhamento muito elevadas, a viscosidade atuante seria a do próprio óleo base. A Eq. 2.10 do fluido HB passa a ser escrita conforme Eq. 2.14.

Este modelo é comumente utilizado em trabalhos reológicos com a graxa (BAART; TAYLOR, 2011), (LUGT; BAART, 2012) e (LI et al., 2014).

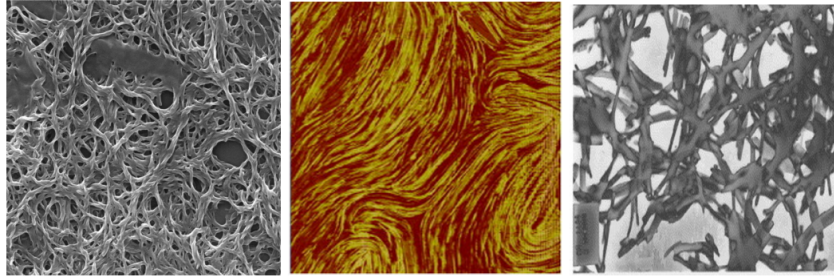


Figura 2.5: Fotos da estrutura do espessante da graxa utilizando três técnicas diferentes de visualização: SEM (esquerda), AFM (centro) e TEM (direita). Comprimento da figura individual corresponde a $10\mu m$.

Fonte: (COUSSEAU, 2013)

$$\tau = \tau_y + K\dot{\gamma}^n + \eta_b\dot{\gamma} \quad (2.14a)$$

$$\eta(\dot{\gamma}) = \begin{cases} \infty, & \tau \leq \tau_y \\ \frac{\tau_y}{\dot{\gamma}} + k\dot{\gamma}^{n-1} + \eta_b, & \tau > \tau_y \end{cases} \quad (2.14b)$$

É identificado na literatura a existência de mecanismos de mudança de comportamento das propriedades reológicas, como degradação do material após submetido por períodos de estresse mecânico (REZASOLTANI; KHONSARI, 2016). Devido o óleo estar retido na estrutura da graxa é estudado também a migração do óleo da estrutura para regiões de elevadas taxas de cisalhamento (FRANKEN et al., 2016). Esta característica favorece a boa lubrificação do sistema porém dificulta estudos acadêmicos.

2.5 Síntese do Capítulo

Através deste capítulo foi possível compreender o funcionamento de selos mecânicos e quais parâmetros operacionais são relevantes. Concluiu-se que a velocidade de rotação, assim como tipo de graxa presente no selo são relevantes para avaliar a eficiência do selo.

Foram introduzidos conceitos de fluidos newtonianos e não-newtonianos assim como modelos válidos para este estudo. Apresentou-se a graxa como formada por um espessante e óleo base. Essa estrutura quando cisalhada apresenta um comportamento não-newtoniano, ou seja, a viscosidade não permanece como fator de

proporcionalidade entre a tensão aplicada τ com a taxa de cisalhamento $\dot{\gamma}$.

Diversas equações constituintes foram relacionadas e com base na literatura adotou-se o fluido HB como a que melhor modela a graxa.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Não foi encontrado na literatura um estudo semelhante com o aqui proposto. Isso possivelmente está relacionado ao fato de que empresas de selos e rolamentos considerem estas informações como sigilosas, uma vez que estes estudos são realizados para melhoria dos próprios produtos. Procurou-se então literaturas referente ao escoamento de fluidos HB em geometrias com condições de contorno e características similares ao problema proposto, como é o caso de escoamentos que apresentam regiões não cisalhadas devido a baixas tensões de cisalhamento. Embora poucos, foram encontrados artigos de estudos experimentais e numéricos sobre o tema do estudo, sendo o primeiro em maior quantidade e qualidade.

Esta seção foi dividida em estudos acerca de análises experimentais do comportamento reológico da graxa e de simulações de fluidos HB em geometrias similares ao problema proposto.

3.1 Estudos Experimentais com Graxa

Westerberg et al. (2010) em seu estudo analisou o escoamento de graxas SKF em placas planas e paralelas utilizando a técnica de μ PIV (metodologia experimental para visualização do campo vetorial 2D do escoamento em escalas micrométricas) e posteriormente comparou seus resultados com a solução analítica. Nele Westerberg et al. (2010) concluiu que o parâmetro n do modelo reológico de HB seria o de menor influência nas dimensões da região não cisalhada do escoamento, isto é, nas regiões que a tensão de cisalhamento é menor do que a tensão limite de escoamento (τ_y). Desta maneira as propriedades τ_y e K são mais relevantes no levantamento das características do escoamento. Westerberg et al. (2010) levantou um problema na comparação dos dados analíticos com os experimentais, apontando que resultados obtidos em reômetros podem acabar não descrevendo o comportamento reológico em outras geometrias. O autor comenta que a solução analítica com os

parâmetros reológicos do reômetro não replica o perfil de velocidade levantado experimentalmente pelo μ PIV. Através deste estudo sabe-se que a comparação entre resultados numéricos da simulação do escoamento em vedantes labirinto pode não se assemelhar completamente a resultados experimentais devido diferenças nas propriedades reológicas reais do escoamento com aquelas levantadas no reômetro.

Li et al. (2012), motivados pelo escoamento de relubrificação de vedantes, dirigem um estudo experimental utilizando a técnica do μ PIV em dois canais de escoamento unidirecional com restrição. Em seu trabalho, Li et al. (2012) notam a existência de regiões não cisalhadas (estacionárias) devido ao comportamento viscoplástico do material. Isto demonstra que cantos formados no selo labirinto potencialmente conterão graxa degradada e contaminada de detritos e que não será eliminada em processos de relubrificação. Sendo de interesse do presente trabalho avaliar as dimensões e quantidades de regiões não cisalhadas, além de sua relação com as propriedades do fluido HB e com as condições de operação.

Baart e Taylor (2011), utilizando-se novamente da técnica do μ PIV e do modelo de HB com viscosidade do óleo base definida conforme Eq. 2.14, analisaram as influências de velocidade de rotação do eixo, propriedades reológicas da graxa e a temperatura de operação na migração radial de partículas contaminantes. A Figura 3.1 exemplifica o perfil de velocidade do espaçamento formado entre um eixo rotacionando e uma superfície externa estática. A Figura 3.2 esquematiza a geometria em que os testes foram realizados, enquanto a Figura 3.3 relaciona os perfis de velocidade obtidos para as graxas apresentadas na Tabela 3.1. A geometria utilizada trata-se de um eixo rotacionando internamente de um alojamento.

O modelo referido na Figura 3.3 trata-se de uma solução analítica corrigida com um fator de pseudoplasticidade (*shear thinning*) que considera temperatura e propriedades reológicas.

Tabela 3.1: Valores para modelo reológico de graxas SKF NLGI 00, 1 e 2 utilizados no estudo de Baart e Taylor (2011).

	τ_y [Pa]	K[Pa·sn]	n [-]	η_b [Pa·s]
NLGI 00	15	12	0,63	0,89
NLGI 1	260	61	0,42	0,49
NLGI 2	500	8,2	0,63	0,25

O trabalho de Baart e Taylor (2011) demonstra a existência de modelos ajustados experimentalmente e que podem ser futuramente comparados com o trabalho

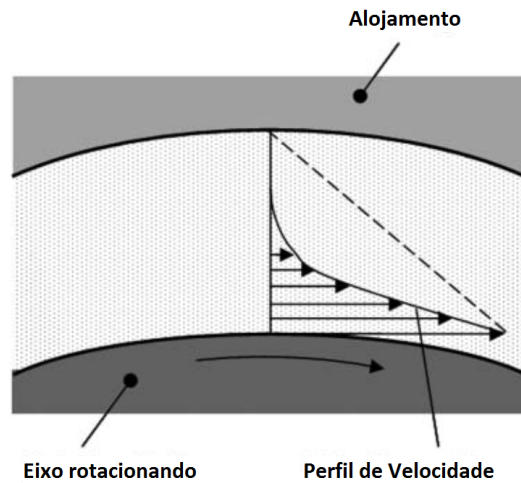


Figura 3.1: Perfil de velocidade típico para fluidos newtonianos (linha pontilhada) e fluidos pseudoplásticos (linha contínua).

Fonte: (BAART; TAYLOR, 2011)

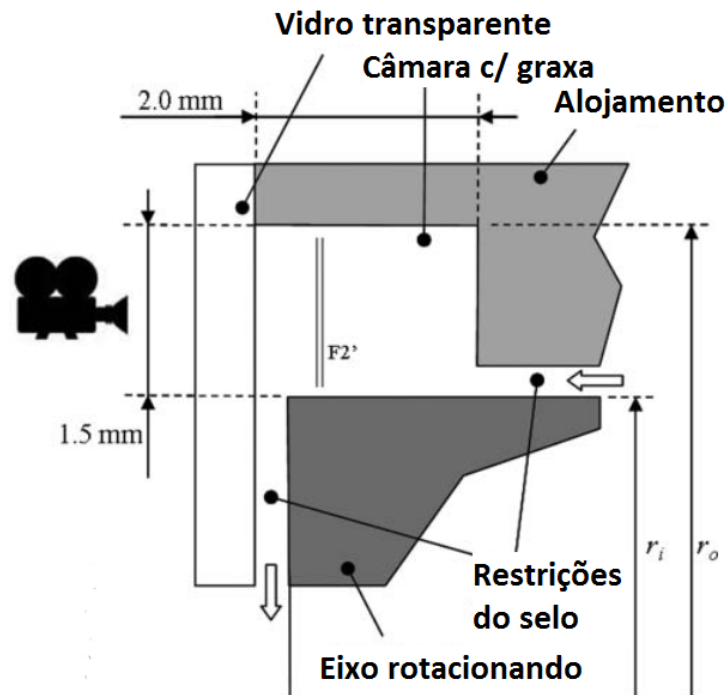


Figura 3.2: Esquematização do teste de escoamento de graxa em restrição.

Fonte: (BAART; TAYLOR, 2011)

aqui proposto, auxiliando na comprovação da veracidade dos resultados numéricos. No estudo nota-se também que no escoamento de graxas com maiores valores de τ_y a região de fluido não cisalhada é maior quando comparado com graxas com menores

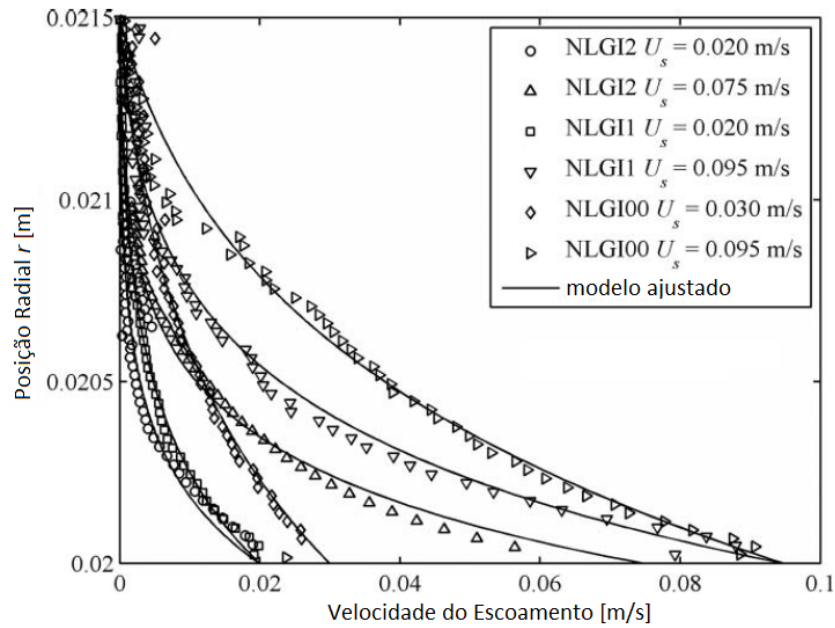


Figura 3.3: Esquemática dos resultados de escoamento da graxa na cavidade (Figura 3.2) em que U_s é a velocidade da superfície do eixo.

Fonte: (BAART; TAYLOR, 2011)

valores de tensão limite de escoamento. Esta é uma característica que poderá estar presente no estudo do escoamento através de selos labirinto.

Li et al. (2014) parte do trabalho de Baart e Taylor (2011), porém foca em cavidades menores (espaçamento entre diâmetros de 0,4mm) de graxa, desenvolvendo uma solução analítica (Eq. 3.1) de um eixo rotacionando conforme a Figura 3.4. No trabalho concluiu-se que escoamentos radiais com superfície muito próximas podem ser descritos como unidimensionais de acordo com a Eq. 3.1.

$$u_{\varphi}(r) = -\frac{r}{K^{1/n}} \int_r^{r_i} \left(\frac{C_1}{r^2} - \tau_y \right)^{\frac{1}{n}} dr + r \frac{u_1}{r_i} \quad (3.1)$$

em que u_{φ} é a velocidade transversal, $u_i = u_{\varphi}(r = r_i)$ onde r é definido como $r_i < r < r_o$, onde C_1 é determinado através das velocidades de contorno após n ser especificado.

A Figura 3.5 mostra a validade da solução analítica encontrada por Li et al. (2014). Esta abordagem de linearização do escoamento para geometrias com espaçamentos estreitos ($< 0,4mm$) é interessante para o estudo proposto para avaliar se tal proposição de linearidade também não é válida para escoamento de graxa em vedantes labirinto.

Dobrowolski et al. (2016) avançando o trabalho de Li et al. (2014) realizaram

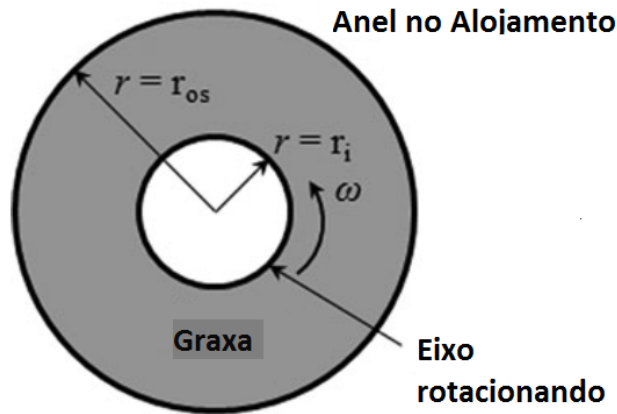


Figura 3.4: Esquematização de eixo rotacionando internamente com exterior parado.

Fonte: (LI et al., 2014)

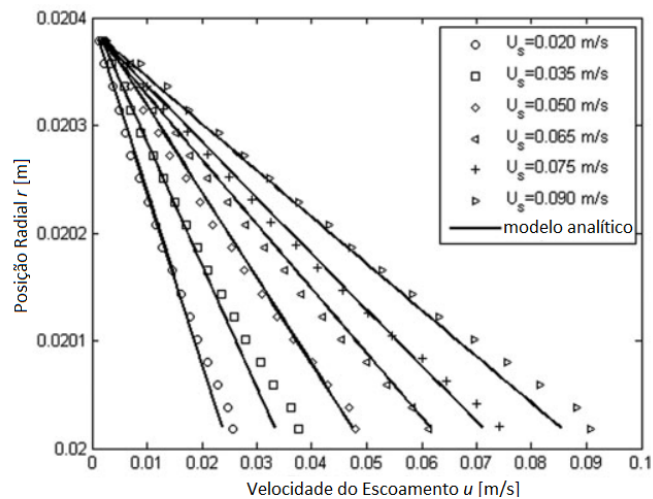


Figura 3.5: Comparação entre velocidades experimentais com solução analítica (Eq. 3.1 para graxa NLGI 00 e espaçamento de 0,4mm).

Fonte: (LI et al., 2014)

testes na mesma técnica de visualização, porém obtendo velocidades com variação na profundidade de visualização do escoamento, ou seja, filmando a superfície F2' (ver Figura 3.2) em diferentes profundidades perpendicularmente à direção r . O estudo de Dobrowolski et al. (2016) respalda a dificuldade técnica para experimentação através do μ PIV para profundidades superiores a 0,8 mm, demonstrando a importância da continuidade do estudo também no ambiente numérico.

3.2 Simulação Numérica de Fluidos HB

Escoamento helicoidal de fluidos não-newtonianos foi um tipo de trabalho encontrado que se assemelha ao estudo de escoamento em selos labirinto. Isto deve-se ao fato de se tratar de um eixo rotacionando internamente a um alojamento. O fluxo volumétrico Q imposto ao espaço anular se assemelha com o processo de relubrificação de graxa nova sendo injetada no mancal.

Fathikalajahi e Javanmardi (1990), Meuric et al. (1998), Hussain e Sharif (2000), Escudier et al. (2002) e Pereira et al. (2010) são exemplos de alguns trabalhos interessantes a respeito deste escoamento helicoidal e com foco no fluido de HB. Todos os autores discorrem sobre o aumento de vazão ao longo da geometria com o aumento da velocidade rotacional do eixo para uma mesmo gradiente de pressão. Esta conclusão é relevante para o estudo da simulação de selos labirinto uma vez que pode ocorrer o mesmo, ou seja, para maiores velocidades de rotação do eixo existe uma maior vazão mássica de graxa sendo expulsa do mancal através do selo.

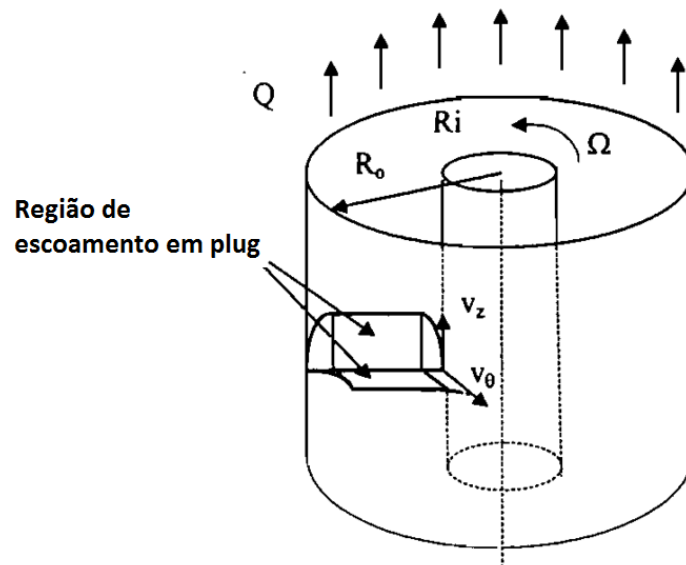


Figura 3.6: Esquemática do problema de escoamento helicoidal para fluido HB.

Fonte: (FATHIKALAJAHI; JAVANMARDI, 1990)

Hussain e Sharif (2000) normalizaram a direção radial do problema, através da relação $R = (r - R_i)/(R_o - R_i)$, realizando testes numéricos e modelando o fluido HB através do modelo de Papanastasiou (1987). Sendo $R_i = 0,06m$, $R_o = 0,12m$, $\tau_y = 0,15Pa$, $K = 0,33Pa \cdot s$, e o índice n igual a 1 e 0,75. O gradiente de pressão

entre a entrada e a saída da região anular é mantida em 25 Pa/m . Pela Figura 3.7a, nota-se que a velocidade axial aumenta para maiores velocidades angulares ω do eixo. Através da Figura 3.7b, é possível notar diminuição da viscosidade com a redução do raio R , devido à taxa de cisalhamento $\dot{\gamma}$, ser mais elevada mais próximo do eixo rotacionando. Durante a simulação de vedantes labirinto será possível observar comportamentos semelhantes a estes, isto é, aumento da velocidade axial e redução na viscosidade efetiva, $\eta(\dot{\gamma})$, com base no aumento da rotação do eixo.

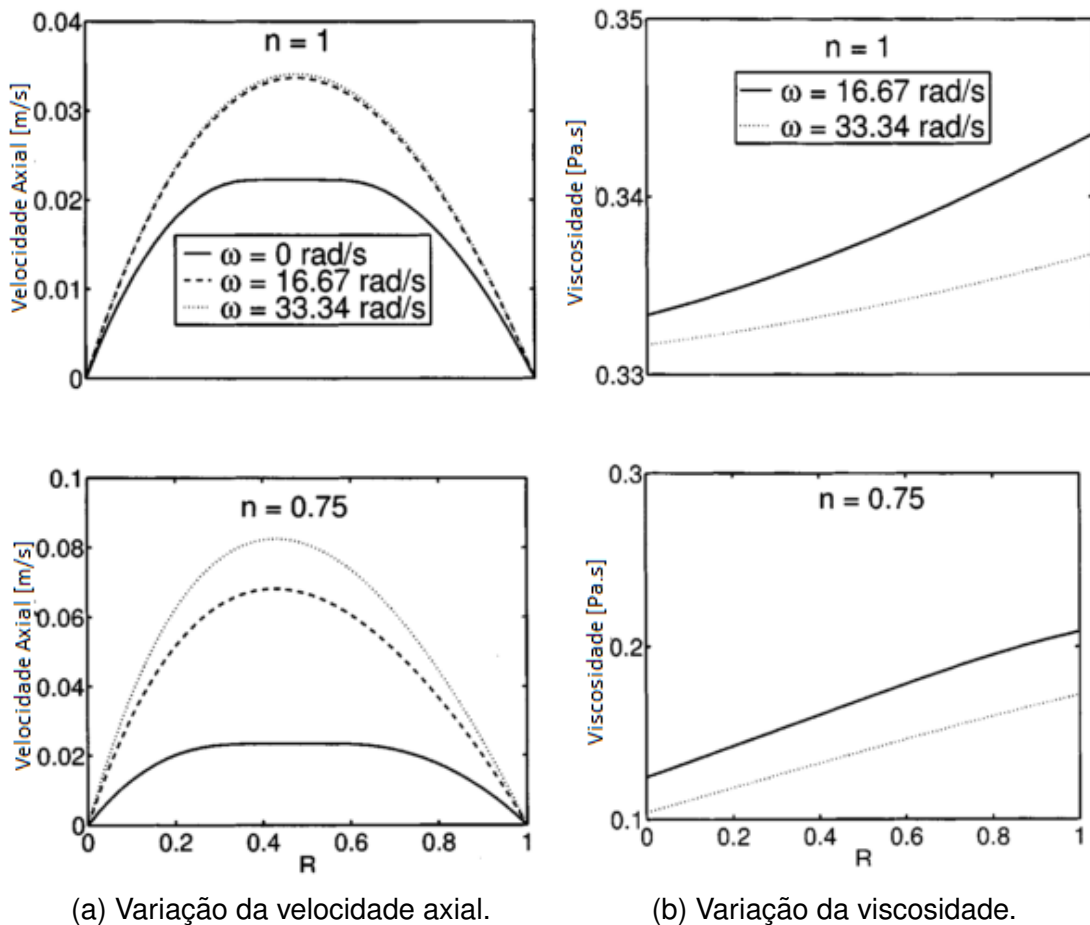
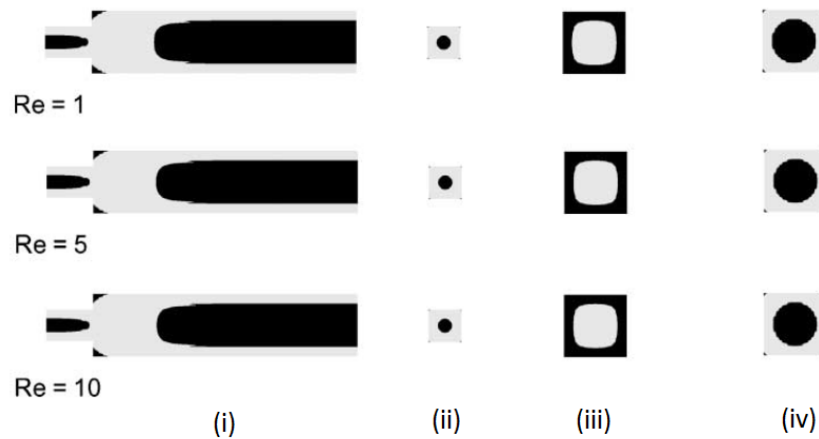


Figura 3.7: Influência da variação na rotação do eixo na velocidade axial e viscosidade um fluido HB.

Fonte: Hussain e Sharif (2000)

O trabalho de Alexandrou et al. (2001), executando simulações com volumes finitos e o modelo de Papanastasiou, estudaram o comportamento do fluido HB, através de expansões e contrações. Na Figura 3.8 está representados em cinza regiões cisalhadas enquanto as pretas representam locais não cisalhados, *plug flow*. A seção (i) retrata o escoamento passando pela restrição, enquanto as seções (ii) até (iv) são cortes perpendiculares à direção do escoamento, sendo antes e logo após o

estrangulamento e após atingir o desenvolvimento completo, respectivamente. Pela Figura 3.8a nota-se que as regiões não cisalhadas diminuem fracamente com o aumento do Re e enquanto pela Figura 3.8b observa-se que a região não cisalhada aumenta significativamente com o aumento de de Bi . Isso leva a conclusão de que o número de Bi é mais significativo nas dimensões das regiões não cisalhadas, possíveis locais de acumulação de graxa degradada e contaminada nos vedantes labirinto. Esta conclusão é importante para futuros testes numéricos variando as condições do sistema, como parâmetros reológicos e velocidade de rotação do eixo. Uma comparação entre escoamentos com Bi variados permitiria concluir a influência da composição da graxa nas características globais do escoamento.



(a) Escoamento com variação do número de Re para $Bi = 1, 0$.



(b) Escoamento com variação do número de Bi para $Re = 1, 0$.

Figura 3.8: Influência na região não cisalhada para com base em variações dos números de Re e Bi .

Fonte: Alexandrou et al. (2001)

3.3 Síntese da Revisão Bibliográfica

O trabalho atual se enquadra na literatura utilizando modelos já consolidados e em geometria similar já estudadas porém aplicado a uma situação-problema em que a modelagem numérica é necessária devido dificuldades apresentadas na coleta de dados experimentais.

Foi possível notar a falta de trabalhos numéricos referentes a este tema, sendo que a grande maioria está voltada para simulação em vedantes labirintos de turbomáquinas, os quais não são preenchidos com graxa.

Foi mostrado que a graxa é modelada como HB em diversos artigos, assim como a utilização de graxas SKF com propriedades reológicas já conhecidas e que podem ser tomadas como base.

Embora uma geometria similar ao do labirinto não tenha sido encontrada, o problema de escoamento helicoidal é abordado na literatura. Neste foi demonstrado que uma variação tanto na velocidade de rotação do eixo como nas propriedades reológicas do material influenciam no escoamento. Devido sua similaridade com o estudo proposto, pode-se realizar variações similares de modo a aguardar conclusões parecidas.

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

4.1 Descrição do Problema

Nota-se na literatura ausência de discussão sobre as diferenças entre as geometrias de labirintos, assim como as vantagens e desvantagens na escolha entre os montados axialmente e radialmente, conforme a Figura 4.1. Além desta relação, percebe-se falta de explicação ao projetista sobre qual graxa é mais adequada a cada situação.

No Anexo D, têm-se a informação de catálogo da empresa NTN que selos labirintos axiais possuem uma eficiência maior quando comparado com selos radiais, porém novamente sem justificativa. Pretende-se aqui compreender as diferenças entre as geometrias e justificar os fenômenos físicos que embasam esta afirmação. Vale ressaltar que o presente trabalho segue a nomenclatura da empresa SKF, conforme Figura 4.1, enquanto a empresa NTN possui a nomenclatura invertida, Anexo D.

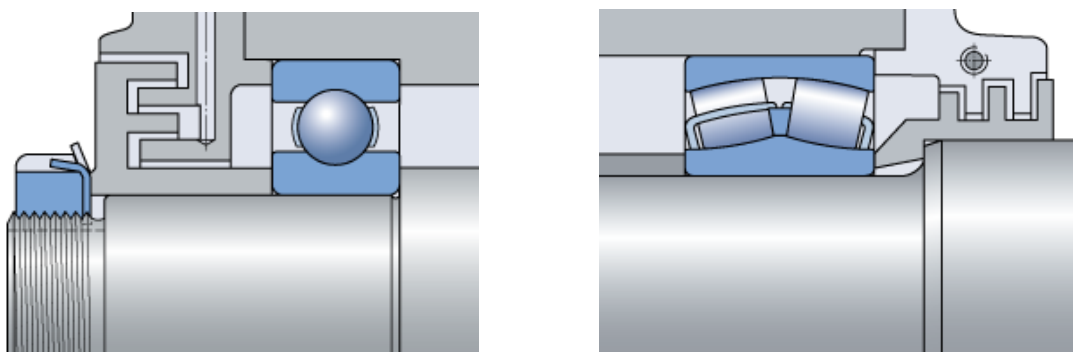
Conforme Anexo D a eficiência de um selo labirinto pode ser compreendida como:

- Impedir perda de lubrificante para o ambiente externo;
- Prevenir entrada de contaminantes do ambiente externo;
- Baixa perda de quantidade de movimento por atrito viscoso.

É possível relacionar estes quesitos de eficiência em uma comparação entre labirintos axiais e radiais com os seguintes requisitos do escoamento da graxa:

- Impedir perda de lubrificante para o ambiente externo:

Para uma dada diferença de pressão entre a entrada e saída do labirinto, o mais eficiente apresenta menor vazão mássica.



(a) Selo SKF montado radialmente ao eixo. (b) Selo SKF montado axialmente ao eixo.

Figura 4.1: Comparação entre selos labirintos montados radialmente e axialmente ao eixo.

Fonte: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/design-considerations/sealing-solutions/external-seals/non-contact-seals/index.html> - acessado 25/10/2017

- Prevenir entrada de contaminantes do ambiente externo:

Para uma dada diferença de pressão entre a entrada e saída do labirinto, aquele que resultar em menor vazão mássica de graxa com variação da rotação é mais eficiente. Devido aplicação de selos sem contato em altas rotações, a avaliação de sua eficiência com base na velocidade de rotação é importante.

- Baixa perda por atrito viscoso:

Aquele que possui menor perda de momento por atrito com as mesmas condições de contorno é mais eficiente.

É possível presumir que para determinadas medidas geométricas e condições de operação, um labirinto radial venha a possuir o mesmo valor de vazão mássica que um selo axial. Contudo, com a variação da rotação o comportamento do escoamento seja alterado devido a geometria e como consequência anule a igualdade antes encontrada entre dois labirintos com montagens diferentes. O segundo requisito citado acima busca eliminar o risco de tal eventualidade.

4.1.1 Especificação das Geometrias

Infelizmente empresas fabricantes de selos como a SKF, SNR e NTN não detalham as dimensões dos selos a ponto de permitir recriar a geometria. Partindo de

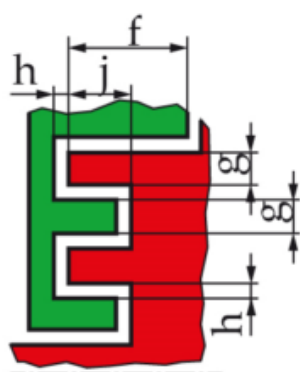
informações contidas em catálogos destas empresas, Anexo A, D, C, e B foi possível formular uma geometria similar.

A Tabela 4.1 representa as informações quanto aos espaçamentos radiais e axiais considerado.

Tabela 4.1: Espaçamento recomendado pela empresa NTN para vedantes labirinto conforme Anexo D.

Ø do eixo	Espaçamento [mm]	
	Direção radial	Direção axial
Até 50 mm	0,2 - 0,4	1,0 - 2,0
50 - 200 mm	0,5 - 1,0	3,0 - 5,0

Optou-se por um eixo de $\varnothing = 50 \text{ mm}$ porque esta geometria pode ser usada para representar uma diversidade de situações maior do que com valores nos extremos, como por exemplo em $\varnothing = 200 \text{ mm}$. Ou seja, ser válida para um maior número de aplicações de selo labirinto. Embora a Tabela 4.1 especifique espaçamentos maiores na direção axial, mantendo-se fixo em $h = 0,75 \text{ mm}$ o espaçamento do labirinto para ambas as direções, axial e radial, faz-se possível uma comparação mais real da influencia do posicionamento da montagem do selo, sendo ele radial ou axial. Partindo desta informação foi possível tomar como base valores apresentados por Kümmel e Werner (2010) em Bosch et al. (2017), conforme mostra a Figura 4.2, que considera o espaçamento constante.



Abbr.	at h min. 0,75 mm
f	11
g	2
j	4,25

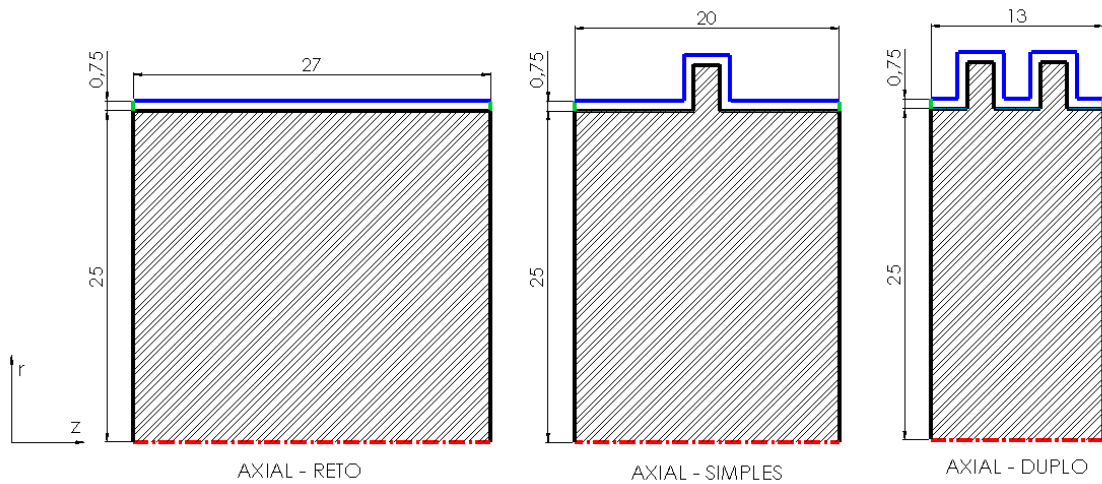
Figura 4.2: Valores de referência para geometrias de vedantes labirinto.

Fonte: (KÜMMEL; WERNER, 2010) referenciado em (BOSCH et al., 2017)

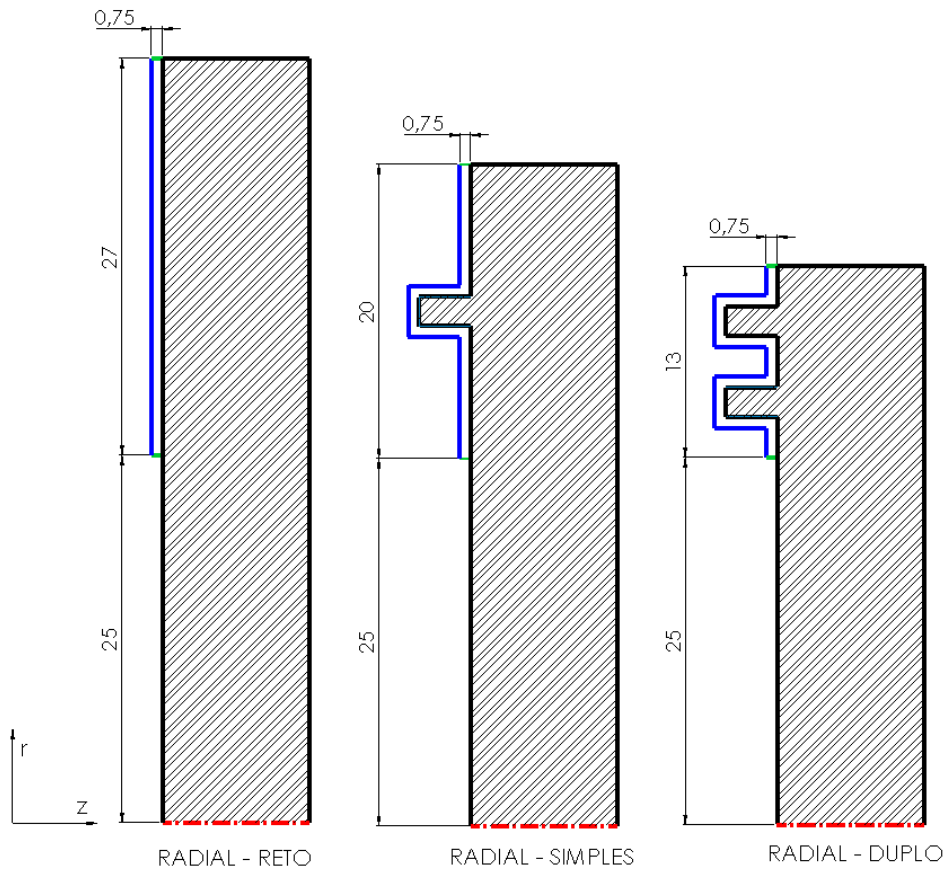
Com o objetivo de avaliar o efeito das curvaturas dos labirintos, optou-se neste trabalho por manter o perímetro da seção do labirinto constante e variar o número de

curvaturas presentes. Além disso, a direção da montagem, axial ou radial também é avaliada.

A Figura 4.3 representa as geometrias que são avaliadas no presente trabalho.



(a) Visualização transversal das geometrias de selos labirintos axiais abordados.



(b) Visualização transversal das geometrias de selos labirintos radiais abordados.

Figura 4.3: Geometria representativa de labirintos axiais e radiais focos do estudo. (Linha azul: representação do alojamento, estacionário; linha preta e região hachurada: representação do eixo e parte do labirinto que rotaciona acoplado ao eixo; linha verde: representação da entrada e saída da graxa (axial: entrada à esquerda, radial: entrada na face próxima ao eixo de rotação) e linha vermelha: eixo de rotação do sistema.)

4.1.2 Condições de Contorno

É possível identificar que o problema é simétrico e 2D em relação ao eixo de rotação, assim como já abordado por outros autores como Westerberg et al. (2017) e Baart e Taylor (2011). Uma superfície rotaciona com a velocidade do eixo (linha preta Figura 4.3) a outra encontra-se estacionária por estar fixada no corpo do mancal (linha azul da Figura 4.3).

O trabalho numérico de Westerberg et al. (2017) considera as regiões de entrada e saída de graxa (linhas verdes da Figura 4.3) como parede. Porém consultando trabalhos experimentais de Dobrowolski et al. (2016), Bosch et al. (2017) e Kümmel e Werner (2010) e o catálogo da SKF no Anexo B notou-se a importância de considerar o labirinto aberto ao ambiente devido ser este o fator que irá influenciar a entrada de contaminantes. Esta consideração pode ser implementada numericamente tanto por diferença de pressão ou por vazão mássica de graxa imposta entre a entrada e saída do labirinto. Como nota-se pelo Anexo B, os valores de vazão de graxa de relubrificação são na ordem de $1,08 \cdot 10^{-7} \text{ kg/s}$, a ponto de serem inferiores ao erro numérico considerado. Considerou-se então que o mesmo efeito de abertura ao ambiente pode ser modelado como a imposição de uma diferença de pressão que resulte em valores de vazão maiores do que o erro numérico obtido.

Tendo em vista essa informação, pode-se relacionar cada região da geometria com as possíveis condições de contorno a serem implementadas:

- Entrada de graxa:
 1. região de entrada de graxa da parte interna do mancal (valores de referência em *gramas/h* informado pela empresa SKF apresentados no Anexo B);
 2. diferença de pressão em relação com superfície de saída da graxa;
 3. superfície estacionária com não-escorregamento para casos sem influência do ambiente externo.
- Saída de graxa:
 1. diferença de pressão em relação com superfície de entrada da graxa;
 2. superfície estacionária com não-escorregamento para casos sem influência do ambiente externo.
- Superfície rotacionando:

1. superfície acoplada ao eixo e rotacionando na mesma velocidade angular;
- Superfície estacionária:
 1. superfície acoplada ao corpo do mancal e parada em relação ao eixo;
 - Região interna:
 1. completamente preenchida com graxa.

Embora as dimensões e quantidade das reentrâncias que formam a geometria do labirinto possam variar dependendo do modelo analisado as quatro C.C. permanecem aplicadas aos mesmos locais e com a mesma representação física do modelo real.

4.1.3 Propriedades dos Fluidos

Assim como utilizada em diversos estudos como de Bosch et al. (2017), Dobrowolski et al. (2016), Baart e Taylor (2011), as graxas SKF NLGI 00, NLGI 1 e NLGI 2 apresentadas na Tabela 4.2 são utilizadas no presente trabalho.

A vantagem na comparação entre estas graxas está por possibilitar diferenciar escoamento entre uma graxa de comportamento reológico newtoniano como a NLGI 00 e outra com elevado valor na tensão limite de escoamento como a NLGI 2.

Tabela 4.2: Valores para modelo reológico de graxas SKF NLGI 00, 1 e 2.

Graxa SKF	τ_y [Pa]	K[Pa·sn]	n [-]	ρ_g [kg/m ³]
NLGI 00	0	1,85	1	890
NLGI 1	189	4,1	0,797	910
NLGI 2	650	20,6	0,605	930

Fonte: (WESTERBERG et al., 2017)

4.1.4 Hipóteses

Além das C.C. explicadas, deve-se considerar as seguintes hipóteses a serem incluídas na modelagem numérica que determinarão as equações finais que deverão ser resolvidas numericamente:

1. Escoamento monofásico laminar;

2. escoamento isotérmico;
3. Regime permanente;
4. Propriedades do fluido (com exceção da viscosidade) permanecem constante;
5. Viscosidade varia com a taxa de cisalhamento ($\dot{\gamma}$);
6. Problema 2D simétrico em relação ao eixo de rotação com velocidade de circunferencial, u_θ (*axisymmetric swirl*).

4.2 Modelagem Matemática

Toda modelagem numérica do trabalho está concentrada no método de volumes finitos (*finite volume method*) e resolvida utilizando o software comercial da empresa ANSYS, o FLUENT versão 16.0. Esta metodologia possibilita a discretização de equações diferenciais parciais, como a conservação da quantidade de movimento e da massa.

Consierando o escoamento como estacionário ($\partial/\partial t = 0$) e em coordenadas cilíndricas simétricas em relação ao eixo de rotação e a rotação axissimétrica, as equações da conservação da massa podem ser escritas como as Eq. 4.1 e Eq. 4.2, respectivamente.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (ru_r) + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \rho g_r + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r\tau_{rr})}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} \right) \quad (4.2a)$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) = \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r\tau_{r\theta})}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial z} \right) \quad (4.2b)$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial (r\tau_{rz})}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) \quad (4.2c)$$

Desta maneira o escoamento é resolvido no plano $r \times z$, porém com a extrapolação para solução de u_θ neste plano.

Substituindo a relação de fluidos newtonianos generalizados na Eq. 4.2, obtêm-se as equações da conservação da quantidade de movimento no seguinte formato:

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \rho g_r + \eta \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (ru_r) \right) + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right) \quad (4.3a)$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) = \eta \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (ru_\theta) \right) + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right) \quad (4.3b)$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \eta \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (ru_z) \right) + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \quad (4.3c)$$

4.2.1 Discretização

O teorema de divergência de Gauss apresentado na Eq. 4.4 afirma que a integral do divergente do vetor velocidade em um volume de controle pode ser resolvido como integral de linha do fluxo F pela superfície S , o que lança base para discretização das equações de conservação de massa e quantidade de movimento (MOUKALLED et al., 2016).

$$\int_V (\nabla \cdot F) dV = \oint_S (F \cdot \underline{n}) dS \quad (4.4)$$

Considerando a malha 2D regular apresentada na Figura 4.4, é possível discretizar as Eqs. 4.3 integrando o elemento central P com o teorema de Gauss.

Integrando as Eqs. 4.2 e 4.3 no volume P de controle da Figura 4.4, obtêm-se respectivamente:

$$\int_{\Delta V} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (ru_r) + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) r dr d\theta dz = 0 \quad (4.5)$$

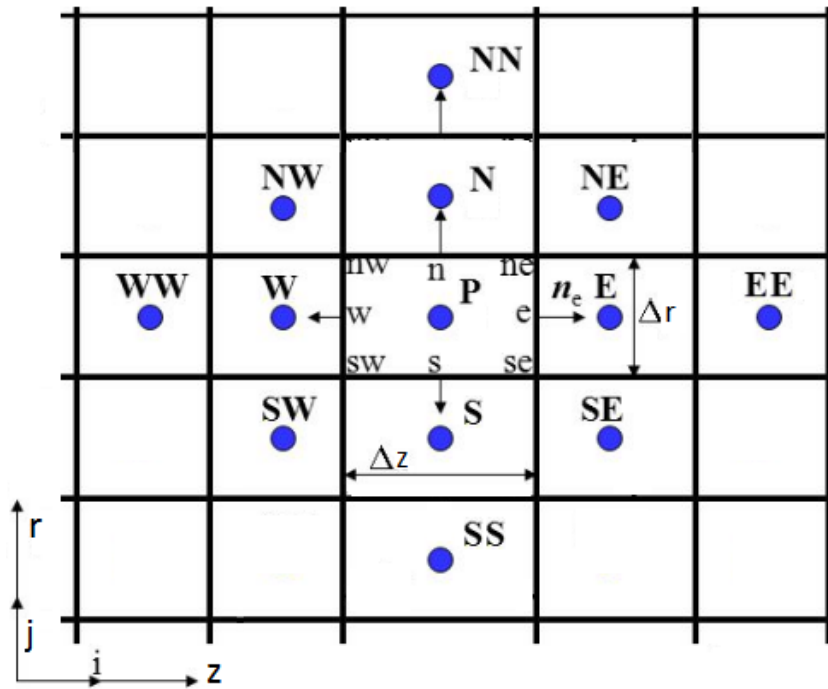


Figura 4.4: Representação da discretização em volumes finitos com identificação dos pontos utilizados na aproximação numérica. (Maiúsculas representam pontos no centro do volume, minúsculas nomeiam faces de volumes. *P*: volume central da discretização, *N*: norte, *S*: sul, *W*: oeste, *E*: leste, *NN*: extremo-norte, *NW*: norte-oeste, *NE*: norte-leste, *WW*: extremo-oeste, *EE*: extremo leste, *SS*: extremo-sul, *SW*: sul-oeste e *SE*: sul-leste)

Fonte: Autoria própria.

$$\int_{\Delta V} \left(\rho \left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \right) r dr d\theta dz \quad (4.6a)$$

$$= \int_{\Delta V} \left(-\frac{\partial p}{\partial r} + \rho g_r + \eta \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r) \right) + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right) \right) r dr d\theta dz$$

$$\int_{\Delta V} \left(\rho \left(u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \right) r dr d\theta dz \quad (4.6b)$$

$$= \int_{\Delta V} \left(\eta \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_\theta) \right) + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right) \right) r dr d\theta dz$$

$$\int_{\Delta V} \left(\rho \left(u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \right) r dr d\theta dz \quad (4.6c)$$

$$= \int_{\Delta V} \left(-\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \eta \left(\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_z) \right) + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} r \right) \right) r dr d\theta dz$$

Aplicando-se as discretizações seleccionadas para este problema, a serem listadas na seção adiante, e considerando que os termos de velocidades u_r , u_θ , u_z e p'

(correção da pressão) podem ser representados genericamente por um escalar ϕ . A integração em um volume P pode ser escrita resumidamente como:

$$a_{I,J}\phi_{I,J} = \sum a_{nb}\phi_{nb} + b_{I,J} \quad (4.7)$$

A Eq. 4.7 resulta em uma matriz esparsa de orientação diagonal, no caso de uma discretização de primeira ordem trata-se de uma matriz pentadiagonal contendo a conectividade de fluxo entre os volumes vizinhos imediatos de P.

Partindo-se desta discretização é possível desenvolver o procedimento de solução para equações acopladas.

O software comercial utilizado para resolução das equações apresenta o controle da satisfação da solução numérica da Eq. 4.7, apresentado na Eq. 4.8.

$$R^\phi = \frac{\sum_{\text{cell } I,J,K} |\sum_{nb} a_{nb}\phi_{nb} + b - a_{I,J,K}\phi_{I,J,K}|}{\sum_{\text{cell } I,J,K} |a_{I,J,K}\phi_{I,J,K}|} \quad (4.8)$$

em que R^ϕ representa o *resíduo* da resolução da equação para uma variável qualquer ϕ , como por exemplo as velocidades u_r , u_θ e u_z . O controle do resíduo auxilia a compreender a estabilidade numérica do problema iniciado no software.

4.3 Método Numérico

Infelizmente o sistema de equações de conservação de massa e quantidade de movimento após discretizadas não resulta em um sistema linear devido a pressão estar contida nas equações de quantidade de movimento, além da não linearidade presente no termo de aceleração da equação de conservação da quantidade de movimento. De modo a contornar este problema e resolver o sistema, Patankar (1980) propõe o método de solução de equações acopladas SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*). O método consiste de um processo iterativo para que através de sucessivas correções na pressão resultem em campos de velocidade que satisfaçam a conservação da massa e assim solucionando as equações acopladas. Diversas literaturas como Moukalled et al. (2016), Versteeg e Malalasekera (2007) e LeVeque (2002) podem ser consultadas para detalhamento do método e suas variâncias como o SIMPLEC, SIMPLER, PISO, entre outros. Devido o método SIMPLEC ser o que mantém maior parte da equação da conservação da quantidade de movimento para a correção da pressão, foi o utilizado no presente trabalho.

Escolheu-se a discretização QUICK (*Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics*) para termos convectivos por ser de terceira ordem, isto é, aumentar a conectividade entre os volumes resultando em uma melhor captura das variações de propriedades físicas do fluido. Isto é feito devido as interfaces de regiões com tensões abaixo e acima da tensão crítica de cisalhamento, τ_y , serem instáveis numericamente devido elevada taxa de variação na viscosidade.

O modelo de Papanastasiou é implementado no software através de uma função definida pelo usuário (*User Defined Equations*, UDF) conforme descrito no Apêndice A.

A Tabela 4.3 resume como as hipóteses físicas e condicionamento da solução numérica foi implementada no software do presente estudo. A implementação numérica no software FLUENT v16.0 do modelo está descrita no Apêndice A.

Tabela 4.3: Implementação das hipóteses e condições de contorno no software de resolução das equações do estudo.

Grupo	Escolha no FLUENT
<i>Solver</i>	Baseado na pressão Velocidade absoluta Espaço 2D axissimétrico com velocidade u_θ
<i>Fluido</i>	Implementado com UDF
<i>Acoplamento pressão-velocidade</i>	SIMPLEC
<i>Discretização espacial</i>	Gradiente: células baseadas em mínimos quadrados Pressão: segunda ordem Conservação quantidade de movimento: QUICK Velocidade u_θ : QUICK

5 RESULTADOS

5.1 Verificação do Modelo

A região de escoamento laminar desenvolvido de um fluido HB através de duas placas planas e paralelas submetidas a uma diferença de pressão foi obtida através de solução numérica e analítica. Isto é feito de maneira a comparar a eficácia da implementação numérica do modelo Papanastasiou.

5.1.1 Descrição de um Problema Simples

A Figura 5.1 esquematiza a geometria de placas paralelas juntamente com a aplicação da diferença de pressão entre extremidades. O comprimento assume valor de $L = 49 \text{ mm}$ e a altura $h = 1,5 \text{ mm}$. Optou-se por impor três níveis de pressão no problema de modo a observar o comportamento da solução numérica, variando de $p = 30, 140$ e 240 kPa . O fluido considerado trata-se das já descritas graxas NLGI 00, 1 e 2. Em todos os casos, o número de Reynolds permanece inferior a $Re < 1$, regime laminar. Nestas condições o número de Bingham atinge menores do que $Bi < 60$.

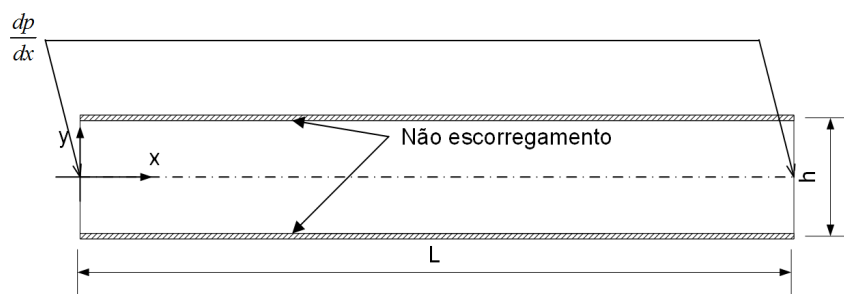


Figura 5.1: Geometria de placas planas e paralelas com condições de contorno.

Fonte: Autoria própria.

5.1.2 Solução Analítica

Neste seção são apresentados resultados da implementação do modelo Papanastasiou no FLUENT v16.0.

Para este problema é possível desenvolver uma solução analítica sendo a Eq. 5.1a válida para região cisalhada e a Eq. 5.1b para a região não cisalhada.

$$u = \frac{n}{n+1} \frac{1}{\frac{1}{K} \frac{dp}{dx}} \left[\frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \left(y - \frac{h}{2} \right) - \frac{\tau_y}{K} \right]^{\frac{n+1}{n}} - \frac{n}{n+1} \frac{1}{\frac{1}{K} \frac{dp}{dx}} \left[\frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \left(y_s - \frac{h}{2} \right) - \frac{\tau_y}{K} \right]^{\frac{n+1}{n}} \quad (5.1a)$$

$$u = \frac{n}{n+1} \frac{1}{\frac{1}{K} \frac{dp}{dx}} \left[\frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \left((h-y) - \frac{h}{2} \right) - \frac{\tau_y}{K} \right]^{\frac{n+1}{n}} - \frac{n}{n+1} \frac{1}{\frac{1}{K} \frac{dp}{dx}} \left[\frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \left(y_s - \frac{h}{2} \right) - \frac{\tau_y}{K} \right]^{\frac{n+1}{n}} \quad (5.1b)$$

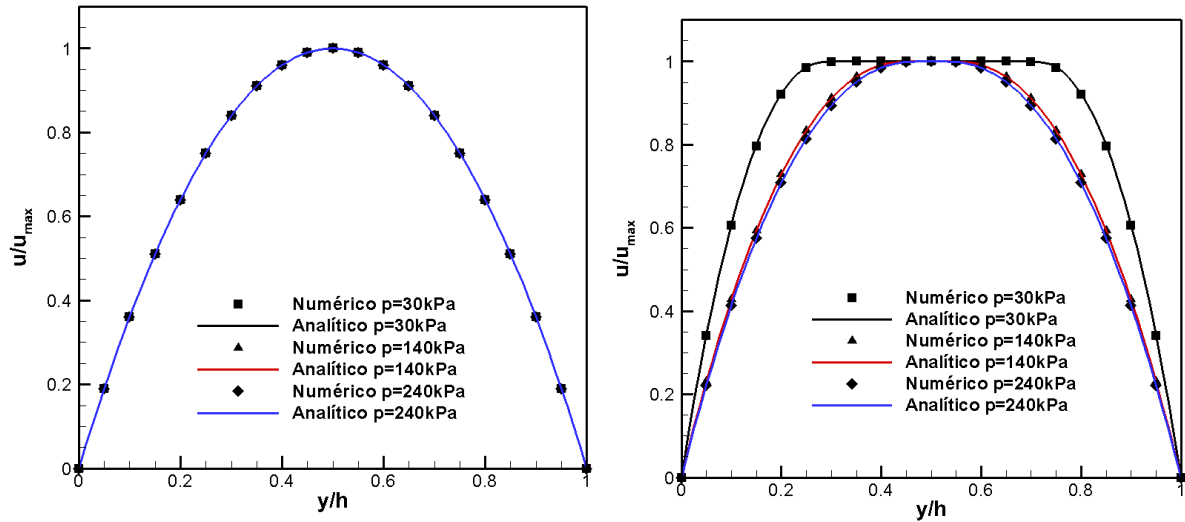
5.1.3 Comparação com Solução Analítica

Durante a simulação adotou-se a técnica de avaliar a vazão mássica atravessando o tubo devido a uma diferença de pressão imposta. Assim foi possível verificar quando a solução numérica atinge valor de resíduo pequeno o suficiente para uma comparação com uma solução analítica, e 10^{-9} foi o valor máximo admitido para o resíduo definido de acordo com a Eq. 4.8.

Ao analisar a Figura 5.2 é possível identificar que o modelo de Papanastasiou foi corretamente implementado na UDF do FLUENT. Com base nisto é possível utilizar a mesma metodologia para próximas simulações em geometrias diferentes, uma vez que a discretização não dependerá disto, mas sim apenas a qualidade da malha.

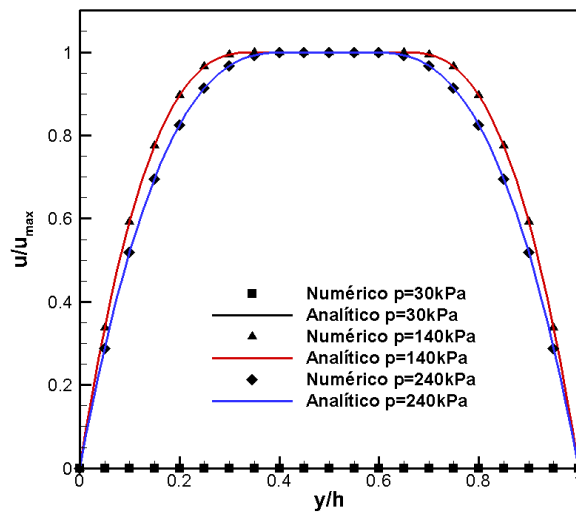
Nas Figuras 5.2b e 5.2c nota-se a presença de regiões não cisalhadas. Isto ocorre devido a taxa de cisalhamento $\dot{\gamma}$ ser menor no centro das placas quando comparado com as proximidades das paredes. A correta captura dessa transição é fundamental para determinar nas simulações futuras onde o fluido estará cisalhado e não cisalhado.

Com o aumento da tensão limite de escoamento, τ_y , nota-se um aumento na região não-cisalhada. Outro fator determinante para o tamanho da região não cisalhada está na diferença de pressão. Pela Figura 5.2b nota-se a redução no tamanho para pressões mais elevadas devido resultarem em taxas de cisalhamento mais elevadas. Pela Figura 5.2c observou-se que a 30 kPa não existe escoamento devido a tensão aplicada pela pressão ser inferior à tensão limite de escoamento.



(a) Graxa NLGI 00

(b) Graxa NLGI 1



(c) Graxa NLGI 2

Figura 5.2: Comparação entre simulação de fluidos Herschel-Bulkley com solução analítica de escoamento em tubo circular para condições de pressões de entrada da tubulação de $p = 30, 140$ e 240kPa .

5.2 Análise de Sensibilidade de Malha e Critérios de Convergência

Para verificar se a malha utilizada e seu refinamento são satisfatórios, um estudo de convergência de grade foi aplicado. Isso é feito comparando-se sucessivamente o valor da velocidade máxima em uma mesma posição geométrica para três malhas com refinamentos diferentes. Após calcular a ordem de convergência observada p , Eq. 5.2 o índice de convergência de grade (GCI - (*Grid Congerence Index*)) proposto por Roache pode ser calculado (ROACHE, 1997). Para uma taxa de multiplicação do tamanho da malha estruturada constante, isto é, $r = cte$, a ordem de convergência observada é definida como:

$$p^{obs} = \frac{\ln |\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}|}{\ln r} \quad (5.2)$$

Onde $\varepsilon_{32} = \varphi_3 - \varphi_2$, $\varepsilon_{21} = \varphi_2 - \varphi_1$ e φ^k representam o valor numérico assumido por uma variável qualquer, φ , em um mesmo ponto geométrico nas malhas de refinamento variado, k . O fator GCI permite de maneira simples reportar a taxa de convergência de uma malha uniforme (ROACHE, 1998). Para uma comparação da malha k com a versão anterior $k - 1$ o fator GCI pode ser calculado por:

$$GCI^{k,k-1} = \frac{F_s \cdot e_a^{k,k-1}}{r_{k,k-1}^p - 1} \quad (5.3)$$

sendo F_s o fator de segurança, e através de estudos empíricos, é definido como 1,25 para casos com pelo menos três malhas diferentes (ROACHE, 1998). O erro relativo adimensional $e_a^{k,k-1}$ é a estimativa entre malhas subsequentes:

$$e_a^{k,k-1} = \left| \frac{\varphi_{k-1} - \varphi_k}{\varphi_k} \right| \quad (5.4)$$

Caso o GCI reduza quando o refinamento da malha é aumentado, a malha converge para a solução exata das equações numéricas quando o tamanho de cada elemento constituinte tende a zero. Outra característica do índice é a possibilidade de calcular a incerteza numérica da simulação.

A Tabela 5.1 apresenta as diferentes malhas utilizadas para o processo de simulação. Uma taxa de crescimento constante ($r = 2,0$) foi mantida para facilitar o processo de estudo de convergência de grade. A Figura 5.3 apresenta as regiões de refinamento de malha para cada caso citado na Tabela 5.1

Tabela 5.1: Número de volumes utilizados para cada caso de estudo na validação da convergência de malha.

Índice k	Malha	Espaçamento	Caminho
3	Grosseira	10	20
2	Média	20	40
1	Fina	40	80

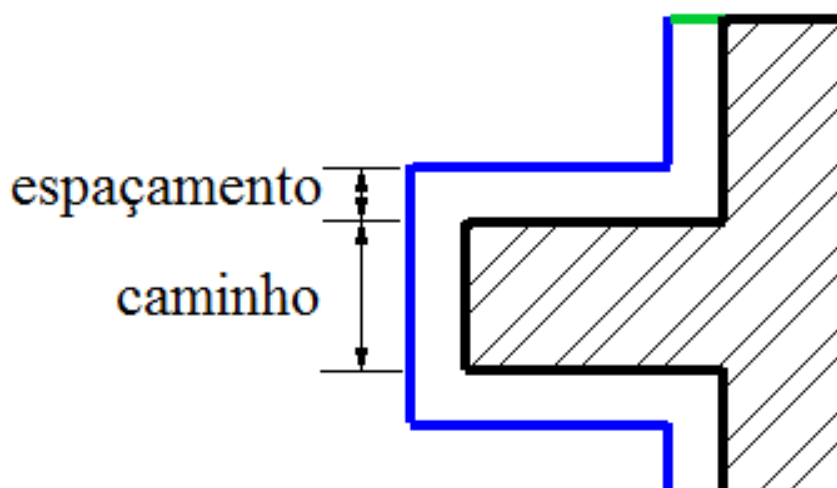


Figura 5.3: Nomenclatura das regiões de mudança do número de volumes finitos no estudo de convergência de malha.

Fonte: Autoria própria.

Adiante serão apresentados as condições de contorno para estudo das geometrias indicadas anteriormente. Afim de realizar um estudo da malha numérica tomou-se a situação mais crítica, isto é, maior vazão mássica através do labirinto, maior rotação e para graxa com maiores valores de τ_y e menor n , a NLGI 2.

O labirinto no sentido radial gera o maior número de variações na velocidade e na pressão, sendo considerado para a análise da malha. Assim, a Tabela 5.2 resume as condições assumidas no estudo.

Tabela 5.2: Condições para análise de malha.

Condição	Consideração
Fluido	Graxa NLGI 2
Geometria	Labirinto radial duplo de $\varnothing 50 \text{ mm}$
Rotação	800 rpm (83,78 rad/s)
Relubrificação	0,39 g/h (vide Anexo B)

Fonte: Autoria própria

O método proposto por Roache (1998) requer a escolha de pontos de controle no problema, que assumem o valor de φ_k durante o cálculo. Optou-se por controlar o valor máximo assumido pela resultante da velocidade em duas regiões no labirintos, indicados na Figura 5.4.

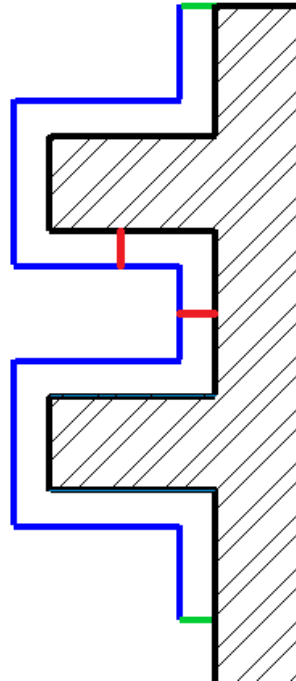


Figura 5.4: Em vermelho estão representadas as regiões de controle, horizontais e verticais da velocidade máxima assumida para as CC de verificação de malha.

Fonte: Autoria própria.

Para as simulações realizadas obteve-se a performance de residual e número de iterações conforme apresentado na Tabela 5.3. É possível destacar como o residual diminui com o aumento do número de elementos na malha. Isto é devido a um comprimento mais rígido à Eq. 4.7, com uma melhor captura do fenômeno físico.

Tabela 5.3: Performance da simulação para cada caso de estudo de convergência.

Índice k	Malha	Variável de Maior R	Valor de R	Nº de Iterações
1	Fina	Continuidade	$1,03 \cdot 10^{-4}$	800
2	Média	Continuidade	$4,93 \cdot 10^{-5}$	250
3	Grosseira	Qtde. Movimento em r	$2,07 \cdot 10^{-7}$	170

Visualmente a Figura 5.5 indica que a solução numérica do perfil de velocidades está convergindo, ou seja, que o erro está diminuindo. Porém, essa conclusão

gráfica pode levar a falsas interpretações, devendo ser comparada com o resultado do GCI.

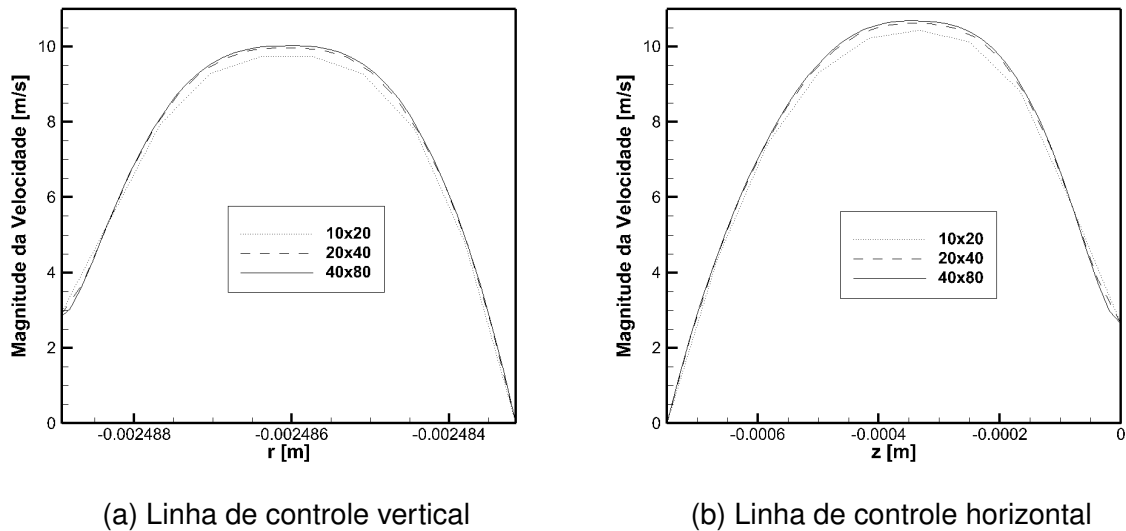


Figura 5.5: Comparação gráfica entre as velocidades obtidas pelas três malhas no estudo de convergência da solução numérica.

A Tabela 5.4 resume os valores de GCI obtidos durante a avaliação de convergência da malha. Uma vez que o valor de GCI_{12} é menor do que GCI_{23} , pelo conceito de Roache (1998) conclui-se que a malha está convergindo.

Tabela 5.4: Valores de GCI obtidos no estudo de convergência de malha.

Índice k	Malha	GCI (Horizontal)	GCI (Vertical)
1 e 2	Fina e Média	0,293%	0,229%
3 e 2	Grosseira e Média	0,966%	0,925%

A partir desta análise foi possível concluir que a solução entre malha média e fina está distante apenas de aproximadamente 0,3%. Embasado nisso e buscando reduzir o número de iterações foi definido manter a malha *Média* como modelo para as demais geometrias, admitindo que as condições do escoamento de fluido nas outras geometrias possuem menor variação, ou seja, são mais estáveis numericamente.

A Figura 5.6 demonstra a malha resultante do estudo de convergência através do índice GCI.

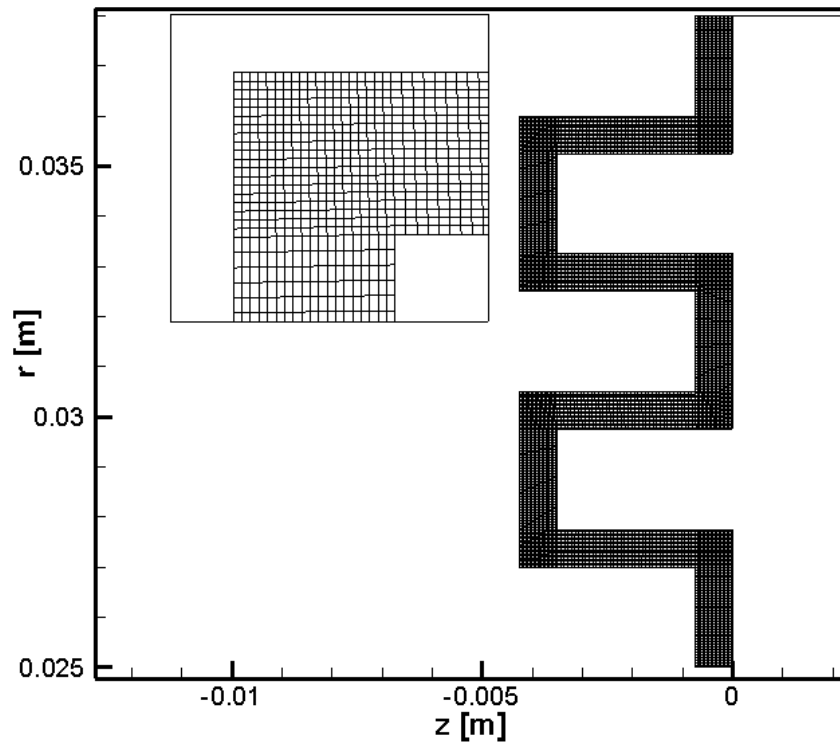


Figura 5.6: Malha resultante do estudo de convergência da solução numérica.

Fonte: Autoria própria.

5.3 Estudo de Casos

Afim de compreender a eficiência de cada geometria, como descrito anteriormente, foram propostos casos de estudo onde pretende-se avaliar labirintos abertos (diferença de pressão entre entrada e saída) ao ambiente e concluir sobre qual geometria possui a maior eficiência.

Após a avaliação da eficiência, conforme parâmetros descritos, a geometria selecionada é submetida a uma variação de tipo de graxa afim de entender o seu papel no desempenho de um vedante labirinto.

Para avaliar o efeito da velocidade de rotação na capacidade de vedação dos labirintos, foram propostos dois casos com três velocidades de rotação diferentes para geometrias de labirinto axial e radial.

5.3.1 Descrição dos Casos

A Tabela 5.5 contempla as geometrias, fluidos e condições de contorno para cada um dos casos.

Tabela 5.5: Resumo da enumeração e das CC de cada caso estudado.

Caso	CC: Entradas e Saídas	Geometria	Graxa	CC: rpm
1	Dif. de pressão 0,1 atm	Todas	NLGI 2	400 rpm
2	Dif. de pressão 0,1 atm	Axial	NLGI 00, 1 e 2	400 rpm
3	Dif. de pressão 0,1 atm	Axial	NLGI 2	200, 400 e 800 rpm

5.3.2 Detalhamento dos Resultados

Afim de compreender o escoamento nos labirintos, uma comparação entre o comportamento da pressão total na parede da superfície rotacionando ao eixo foi realizada. As Figuras 5.8 e 5.9 indicam o comportamento para as geometrias do Caso 1.

É possível notar na Figura 5.8b e 5.9a que para o caso de uma geometria reta a queda de pressão na direção do escoamento é contínua, contudo, para casos com labirinto existem um regiões em que um degrau na pressão pode ser notado. Esta descontinuidade está associada com a mudança de sentido do escoamento e relacionado com o número de curvaturas do labirinto.

Outra conclusão relevante desta comparação, e demonstrado na Figura 5.7, está no fato da queda de pressão no sentido radial ser maior do que no sentido axial devido a rotação no início e recuperando no final. Ou seja, a queda de pressão é mais acentuada no início devido a geometria ser do tipo radial, recuperando no final do labirinto apenas pela CC de pressão 0 ser imposta.

Embora a expansão de área favoreça a uma queda de pressão menos acentuada, a velocidade circunferencial u_θ é elevada devido o aumento linear conforme o raio. Esta elevação da velocidade resulta então em uma maior queda de pressão para este tipo de montagem de selos labirinto.

Através da Figura 5.9a percebe-se que a queda de pressão radialmente em labirintos radiais não é linear devido estar associado com o aumento da área do labirinto radialmente ao eixo, o que não ocorre no labirinto axial reto da Figura 5.8a.

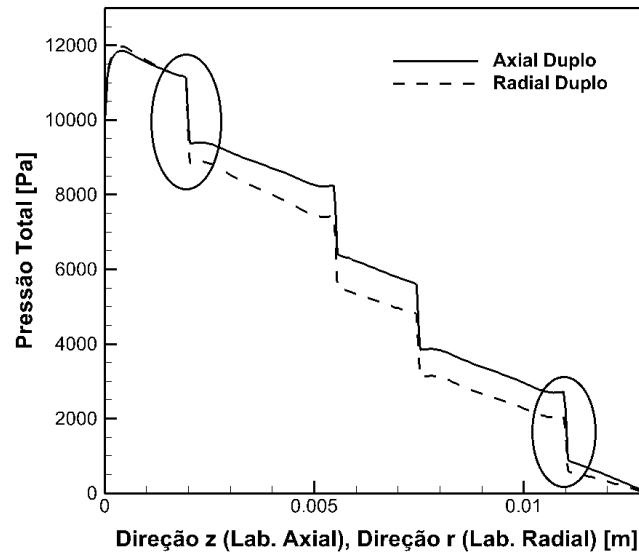
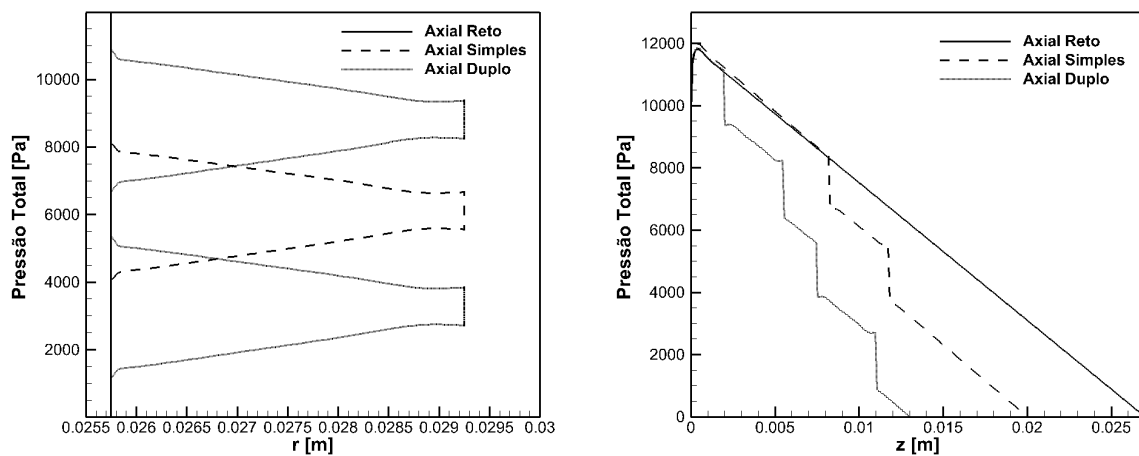


Figura 5.7: Comparação entre queda de pressão de labirinto radial e axial.

Fonte: Autoria própria.



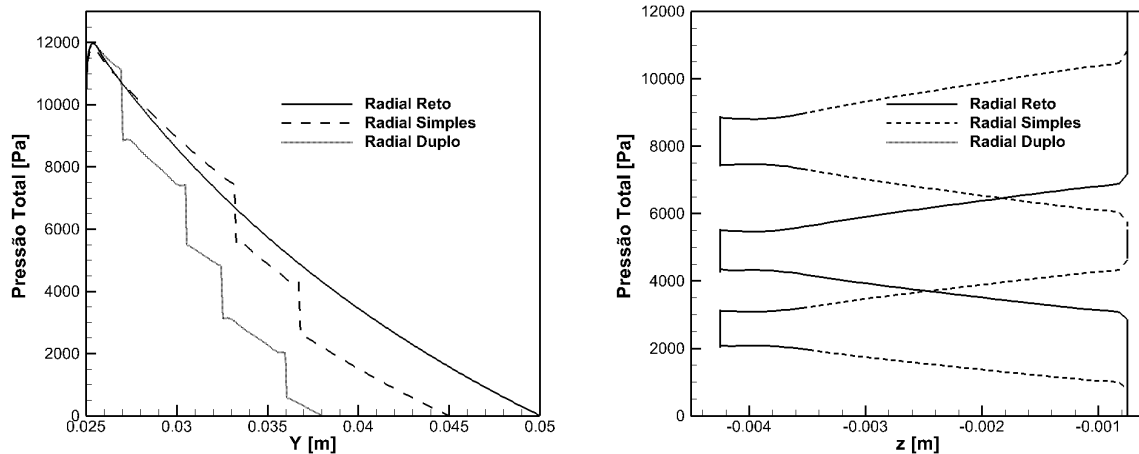
(a) Variação da pressão radialmente

(b) Variação da pressão axialmente

Figura 5.8: Comparação da queda da pressão para labirintos axiais.

Fonte: Autoria própria.

A Figura 5.10, adimensionalizada em relação ao maior valor encontrado, apresenta uma completa comparação entre o momento viscoso e a vazão mássica para cada uma das geometrias do Caso 1. O momento viscoso trata-se do momento necessário para superar as perdas por atrito e manter a rotação do eixo. A vazão de graxa se referencia à quantidade de graxa passando pelo labirinto na determinada



(a) Variação da pressão radialmente

(b) Variação da pressão axialmente

Figura 5.9: Comparação da queda da pressão para labirintos radiais.

Fonte: Autoria própria.

diferença de pressão.

Na Figura 5.10a nota-se que em todos os casos os labirintos radiais necessitam de um momento maior quando comparado com geometrias axiais para se manterem na mesma velocidade angular. Isto pode ser explicado pela disposição da força de atrito em relação ao centro de rotação. Em geometrias radiais a expansão da área na direção radial favorece o aumento da distância entre a força resultante da perda por atrito com o centro de rotação e conseqüentemente o momento viscoso.

A Figura 5.10b por sua vez compara os valores de vazão mássica para as dadas geometrias do Caso 1. É possível notar a redução na magnitude da vazão para labirintos radiais ocasionado fisicamente pela redução da expansão da área, o que deixa de favorecer o escoamento. Observando atentamente o comportamento da vazão nos labirintos axiais nota-se uma elevação na grandeza com o aumento de labirintos na geometria. Isto é devido ao aumento da área transversal que está sujeita a uma queda de pressão no sentido radial, que devido ser mais suave do que no sentido axial facilita o escoamento. Essa modificação possibilita um aumento na vazão mássica, porém com mudanças de menor valor quando comparado às da geometria radial.

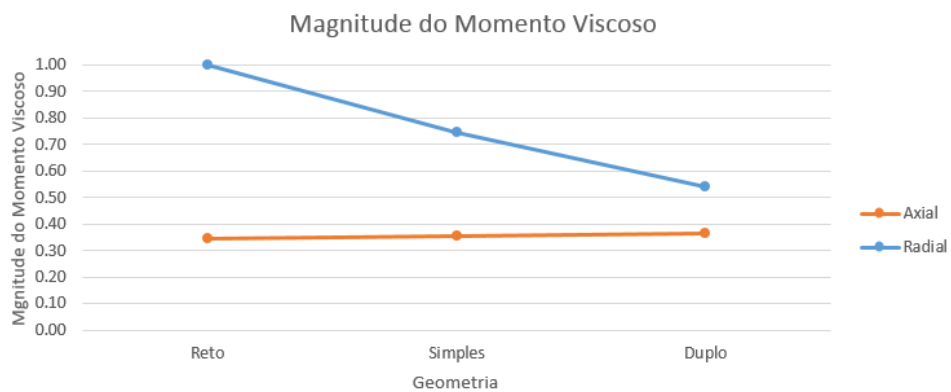
Este aumento da vazão auxilia a negar a afirmação de que quanto maior o número de labirintos melhor será a vedação do vedante. No projeto de um labirinto de maior eficiência deve então ser considerado que a adição de mais curvaturas pode

não elevar a sua estanqueidade, pelo contrário, aumentar a perda por atrito e facilitar minoritariamente a vazão mássica de graxa.

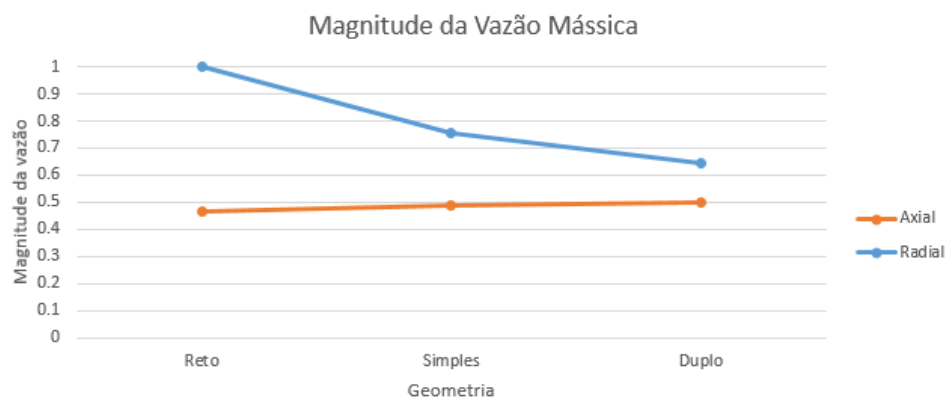
Novamente, devido a expansão da área em labirintos radiais ser sempre maior do que em geometrias axiais a vazão mássica sempre será mais elevada para estes casos.

Ambas as conclusões sobre o comportamento do momento viscoso e da vazão mássica permitem afirmar que, na avaliação da eficiência apenas em relação a estes dois parâmetros, geometrias axiais serão sempre mais eficientes e que a adição de curvaturas não afeta grandemente o momento viscoso e a vazão. Isto estando de acordo com a informação da empresa NTN no Anexo D. Naturalmente outros parâmetros deverão ser considerados na conclusão sobre a eficiência do labirinto, porém de modo geral é esta a conclusão entre labirintos montados radialmente e axialmente.

A expansão da geometria na direção r para labirintos radiais favorece maiores velocidades circunferenciais u_θ , que por sua vez também influenciam no aumento do atrito. Este incremento pode ser percebido na Figura 5.11, onde a velocidade u_θ para o labirinto radial duplo aumenta no sentido r . Estas conclusões são importantes na avaliação da eficiência de um vedante e na seleção para um projeto mecânico devido afetarem nas perdas energéticas finais do equipamento (GAMACHE, 2012).



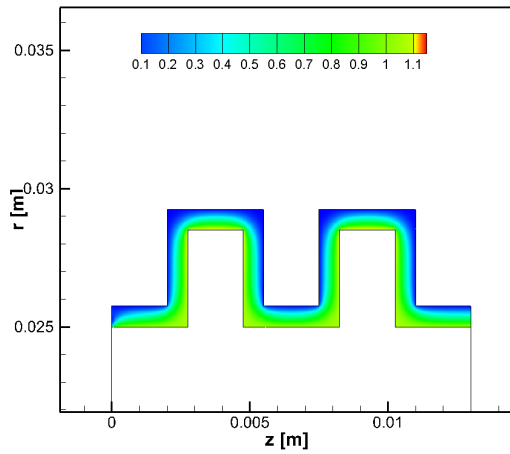
(a) Comparação entre momentos viscosos



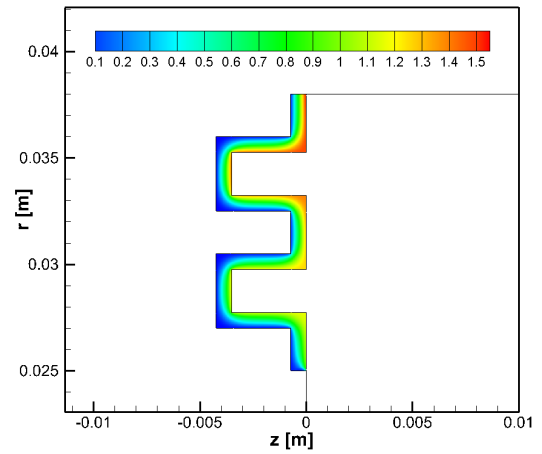
(b) Comparação entre vazões mássicas

Figura 5.10: Comparação entre vazões mássicas e momentos viscosos entre as geometrias para o Caso 1.

Fonte: Autoria própria.



(a) Axial duplo



(b) Radial duplo

Figura 5.11: Comparação entre velocidades circunferenciais u_θ entre geometrias de labirintos duplo para as CC do Caso 1. (Ambos possuem a mesma escala de velocidade)

Fonte: Autoria própria.

O Caso 2 possibilita uma comparação entre momentos viscosos e vazão mássica conforme a variação das propriedades da graxa. A Figura 5.12 mostra esta comparação adimensionalizada em relação ao maior valor encontrado. Diferentemente da verificação do Caso 1, que mantém uma relação contínua entre as comparações, a modificação da graxa não resulta no mesmo. Pela Figura 5.12a é possível perceber que o momento viscoso é menor para graxa NLGI 1 do que para a NLGI 00. Isto pode ser explicado devido à viscoplasticidade (índice n) da graxa NLGI 1, que diminui a viscosidade e facilitam o escoamento com o aumento da taxa de cisalhamento. Estas propriedades resultam em um momento viscoso inferior quando comparado com as NLGI 00 e 2. Vale lembrar que a viscosidade efetiva η está relacionado com a taxa de cisalhamento $\dot{\gamma}$, que por sua vez relacionado à rotação do eixo rpm . Isto indica que o comportamento mostrado na Figura 5.12 pode ser diferente em outras velocidades de rotação.

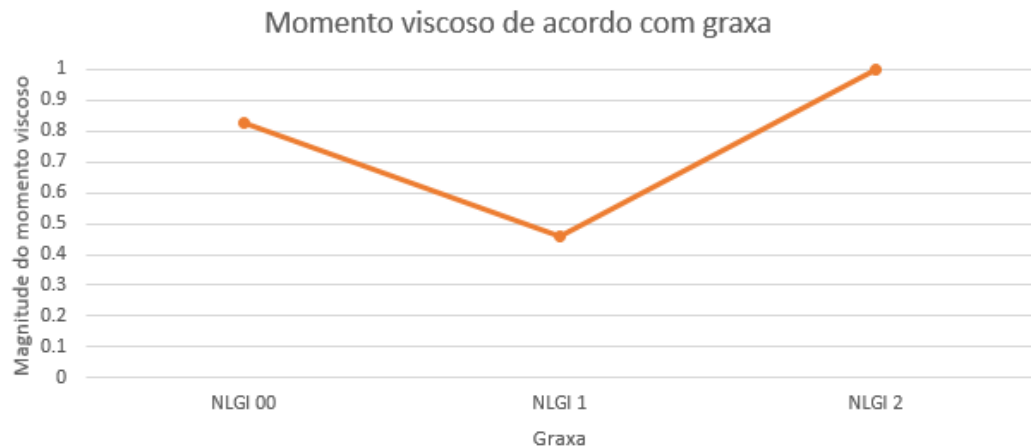
Aumentado o valor de τ_y , como ocorre na mudança de uma NLGI 1 para NLGI 2, o momento viscoso volta a aumentar, sendo superior ao caso da graxa Newtoniana NLGI 00.

A comparação de graxas propostas na geometria axial dupla expõe que a escolha da graxa NLGI 1 resulta na menor perda por atrito, porém com a maior vazão. Esta afirmação demonstra que não existe a seleção de uma graxa que aumente globalmente a eficiência do selo, isto é, que reduza a vazão mássica e o momento viscoso. Esta relação está embasada no fato que o momento viscoso e a vazão mássica são direta e inversamente proporcionais, respectivamente à variação da viscosidade.

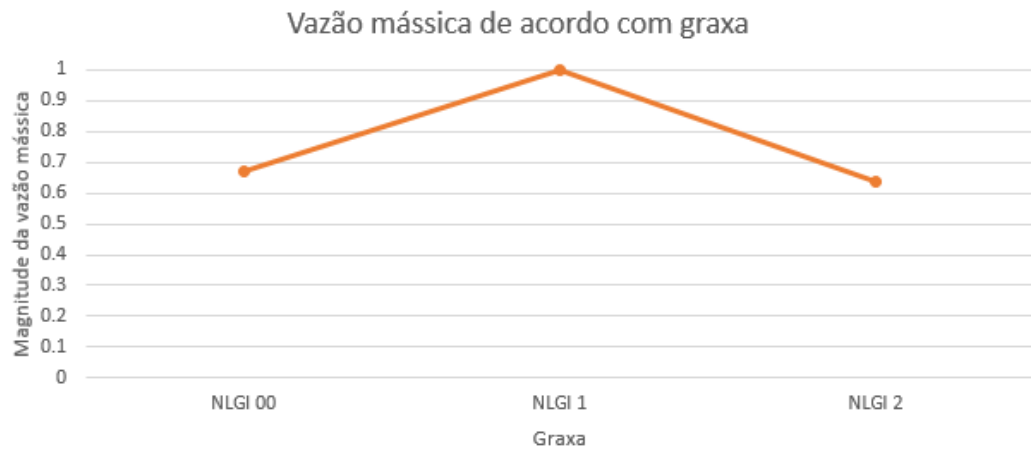
Quando uma maior eficiência energética é requerida, deve-se escolher uma graxa com baixa viscosidade efetiva η . Por outro lado, quando uma baixa vazão mássica deve ser atingida, deve-se optar por uma viscosidade efetiva η maior.

A Figura 5.13b apresenta a variação do perfil de velocidade de acordo com o tipo de graxa utilizado no Caso 2. Assim como concluído por Westerberg et al. (2017), em rotações mais elevadas, como as em aplicações de vedantes labirinto, o perfil de velocidade se aproxima do linear. Constata-se que todas as graxas avaliadas convergem para um perfil de velocidade único e linear, similar com o observado no trabalho Li et al. (2014) abordados na Revisão Bibliográfica.

A Figura 5.13c apresenta a viscosidade efetiva η do fluido. É possível constatar que a graxa NLGI 1 para as CC do Caso 2 resulta no menor valor, justificando ser o fluido que gera menor momento viscoso, como visto anteriormente na Figura 5.10a.



(a) Comparação entre momentos viscosos



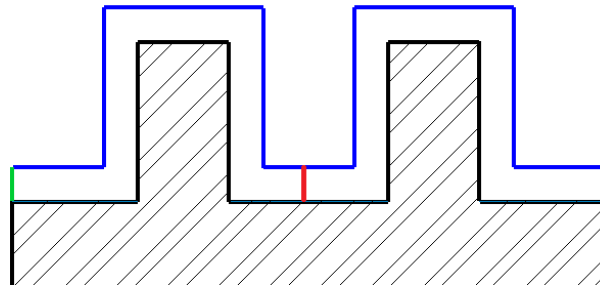
(b) Comparação entre vazões mássicas

Figura 5.12: Comparação entre vazões mássicas e momentos viscosos entre cada graxa do Caso 2.

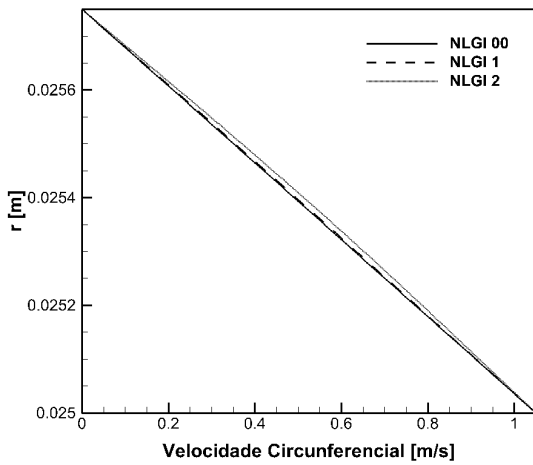
Fonte: Autoria própria.

Este fenômeno dos efeitos da mudança da viscosidade efetiva é citado também no trabalho de Hussain e Sharif (2000).

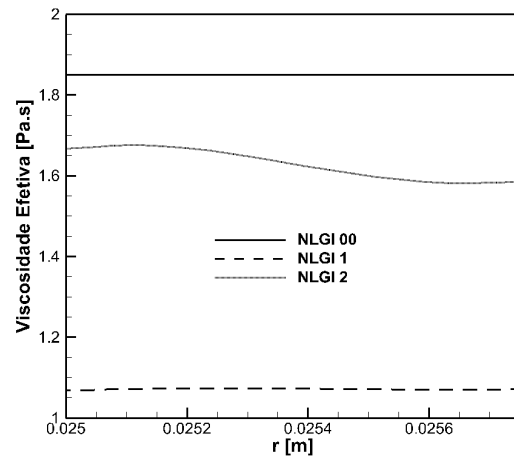
A Figura 5.14 demonstra que com o aumento do valor de τ_y amplifica-se diretamente as regiões não cisalhadas (em vermelho), que por sua vez afetam a qualidade da relubrificação do labirinto (BOSCH et al., 2017). Tais regiões não cisalhadas já foram apresentadas nas Figuras 5.2 e a do trabalho de Alexandrou et al. (2001), Figura 3.8. Como nas outras ocasiões, a dimensão da região está associada com o número de Bi do escoamento, ou seja, uma relação entre τ_y e as forças viscosas. Para o segundo Caso as forças viscosas estão relacionadas apenas com o valor de rpm . Visto que a rotação permanece constante, pode se concluir que o valor de Bi



(a) Linha vermelha: região avaliada



(b) Perfil de velocidades.



(c) Viscosidades efetivas.

Figura 5.13: Velocidade circunferenciais u_θ e viscosidades efetivas para cada tipo de graxa do Caso 2.

Fonte: Autoria própria.

do escoamento aumenta respectivamente para cada tipo de graxa, uma vez que está apenas associado com o valor de τ_y . A mesma conclusão de Alexandrou et al. (2001) é visível na comparação do Caso 2: quanto maior o número de Bi maiores são as regiões não cisalhadas.

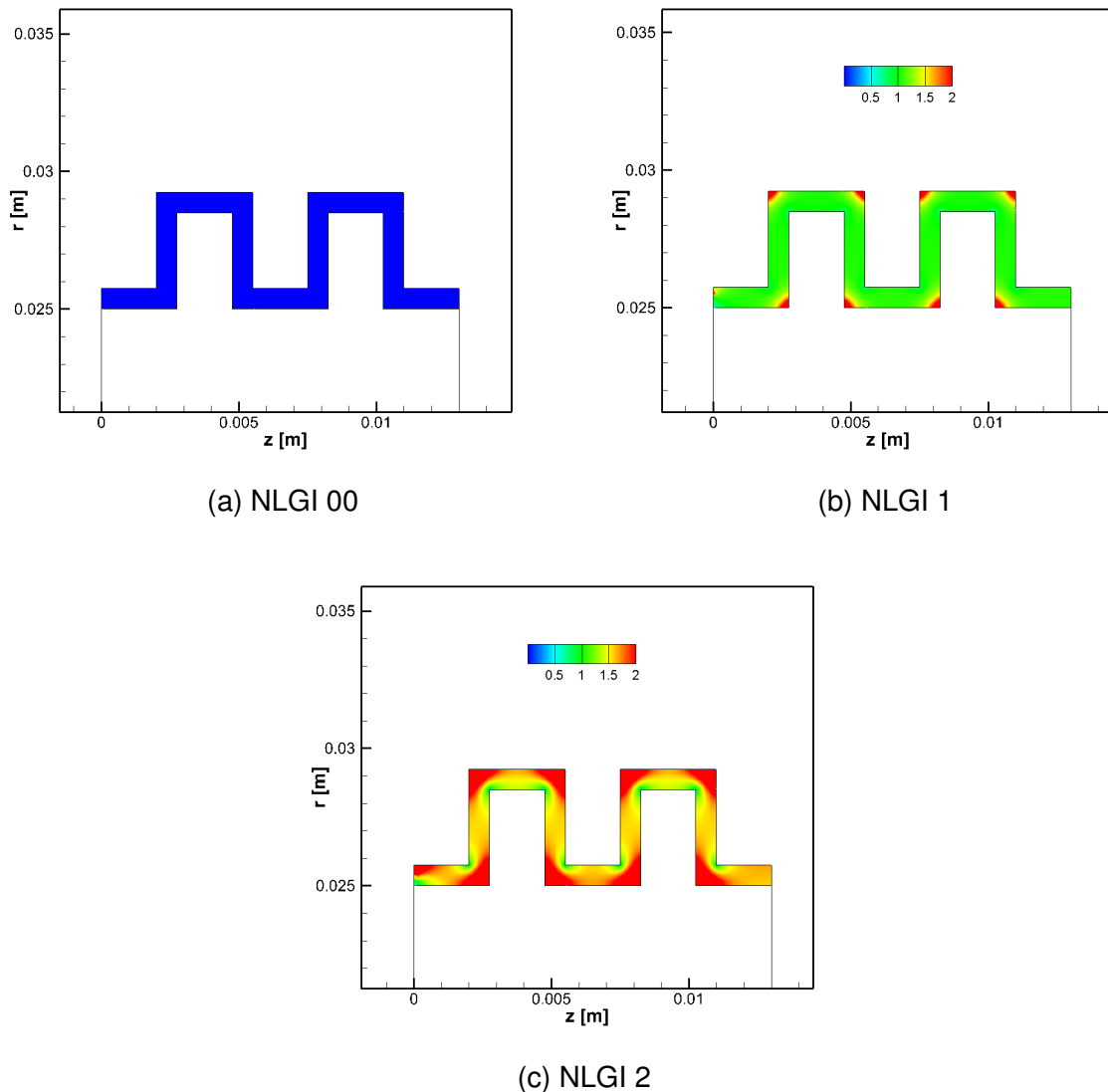


Figura 5.14: Comparação entre viscosidades efetivas η para cada graxa do Caso 2. Detalhe para as regiões não cisalhadas presentes nos cantos na curvatura do labirinto.

Fonte: Autoria própria.

No terceiro Caso abordado, a influência da variação da rotação no comportamento do selo pode ser observado. Essa abordagem é importante para compreender se em determinada condição de operação o equipamento está mais ou menos susceptível a contaminação do ambiente.

Devido à semelhança da geometria com o trabalho apresentado anteriormente na Figura 3.7, observou-se o mesmo fenômeno de aumento da vazão mássica com o acréscimo da velocidade angular do eixo. Assim como concluído por Hussain e Sharif (2000), o aumento da vazão mássica está associado com uma redução na viscosidade

efetiva η devido a presença de maiores taxas de cisalhamento $\dot{\gamma}$ que influenciam a propriedades de viscoplasticidade da graxa. A Figura 5.15a mostra este aumento de acordo com a rotação, já a Figura 5.16 reitera a diminuição de η para cada rotação.

Assim como concluído no trabalho de Bosch et al. (2017), maiores velocidades de rotação apresentam menores níveis de contaminação. Isso pode ser notado pela diminuição das regiões não cisalhadas presentes nos cantos das curvaturas na Figura 5.16. Tais regiões acumulam detritos que não são expelidos durante a relubrificação. Este fenômeno indica que quanto maior a rotação do labirinto em sua aplicação, melhor é seu processo de relubrificação, elevando a vida útil dos mancais.

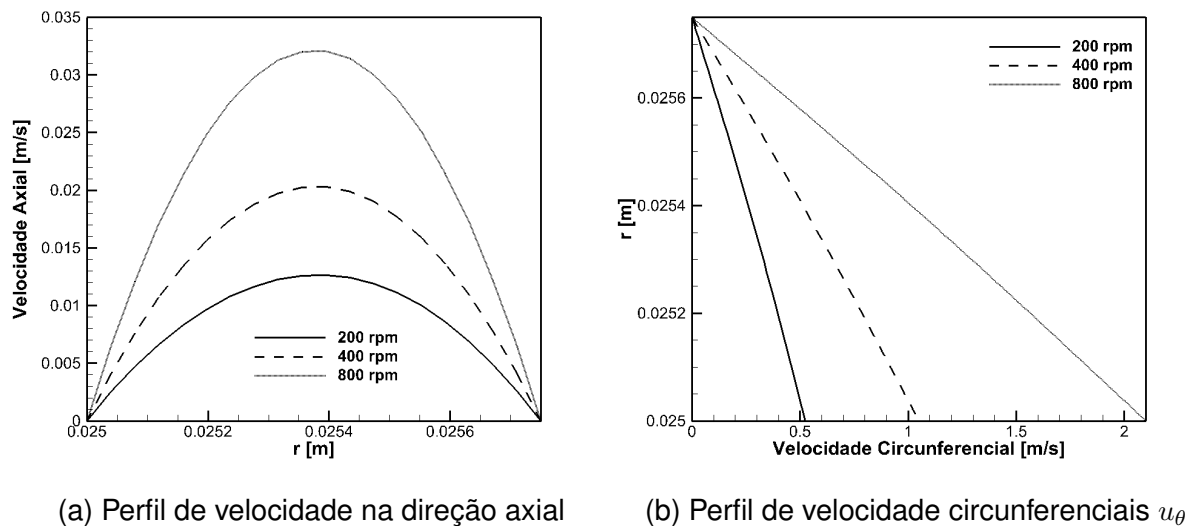


Figura 5.15: Comparação do efeito nos perfis de velocidade para cada rotação do Caso 3.

Fonte: Autoria própria.

Analisando-se a Figura 5.17 é possível concluir que em velocidades mais elevadas a pressão permanece superior ao caso de velocidades mais baixas. Este fenômeno deve-se ao aumento da vazão mássica, mostrado em detalhes na Figura 5.15a, que por sua vez ocasiona um aumento na pressão para que o escoamento seja mantido.

Por fim, a Figura 5.18 resume os fenômenos explicados anteriormente. A Figura 5.18a indica o aumento no momento viscoso causado por maiores velocidades que amplificam as perdas por atrito, enquanto a Figura 5.18b resume o aumento da vazão mássica de graxa ocasionado pela redução na viscosidade η do fluido, facilitando seu escoamento através do labirinto em velocidades angulares mais elevadas

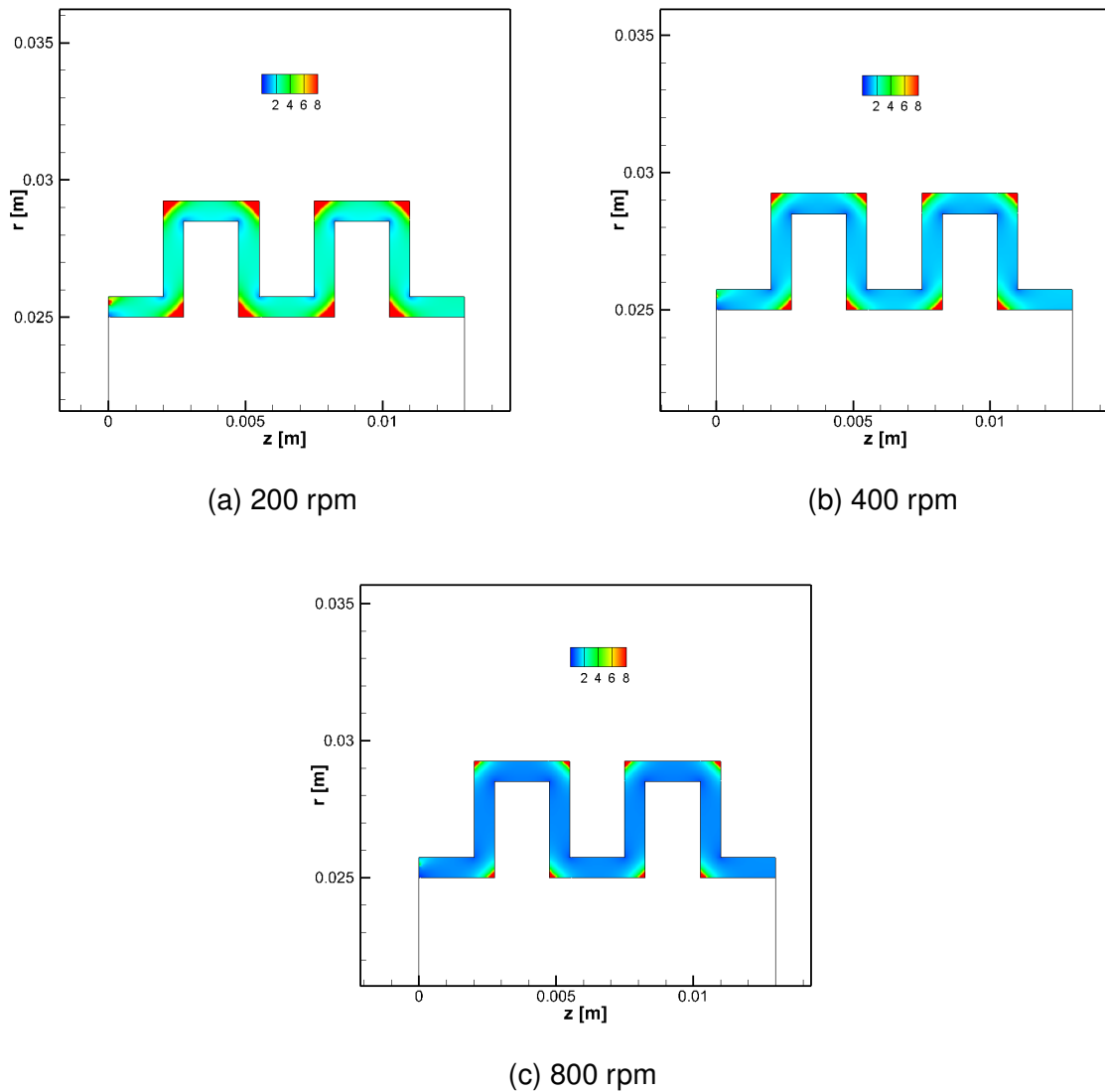


Figura 5.16: Comparação entre viscosidades efetivas η para cada velocidade do Caso 3.

Fonte: Autoria própria.

porém sujeito a uma mesma diferença de pressão.

Sobre o ponto de vista de eficiência energética em projetos mecânicos, está claro que as perdas por atrito são diretamente proporcionais à velocidade de rotação do eixo.

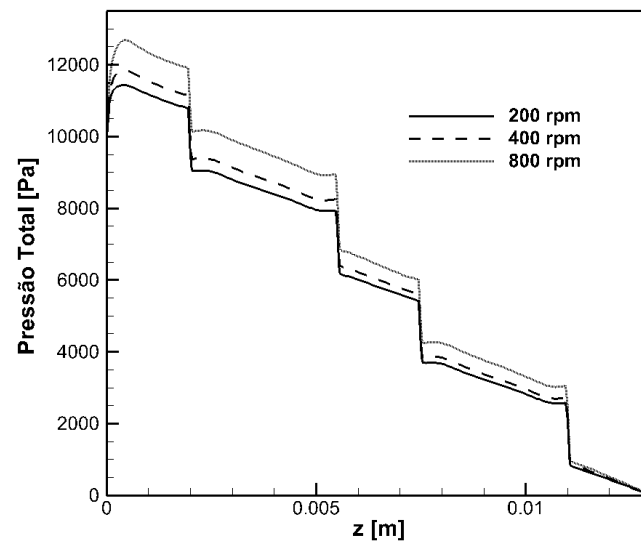
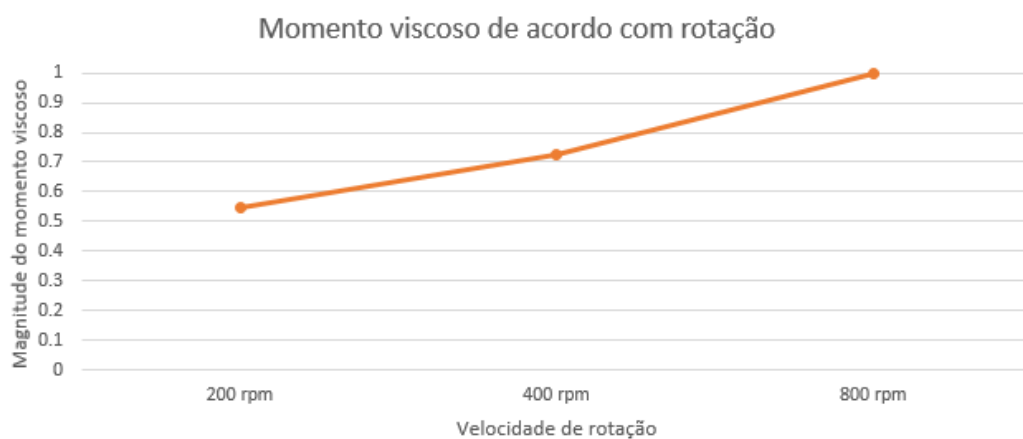
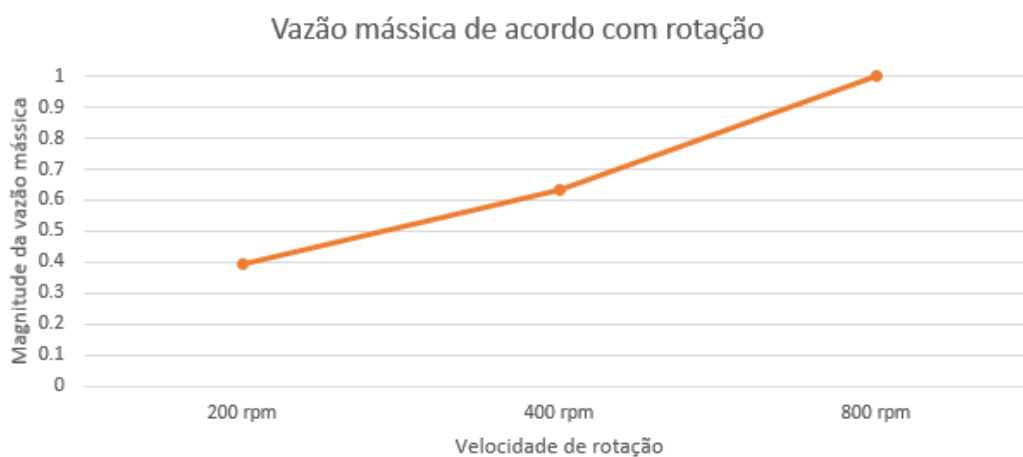


Figura 5.17: Comparação da queda de pressão na direção axial para cada velocidade do Caso 3.

Fonte: Autoria própria.



(a) Comparação entre momentos viscosos



(b) Comparação entre vazões mássicas

Figura 5.18: Comparação entre vazões mássicas e momentos viscosos para cada velocidade de rotação do Caso 3.

Fonte: Autoria própria.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho abordou sobre a ótica numérica o problema de vedantes labirintos preenchidos com graxas SKF NLGI 00, 1 e 2.

A técnica de volumes finitos foi empregada e atendeu às expectativas na resolução das equações de conservação da massa e da conservação da quantidade de movimento respectivas ao problema. O emprego do modelo de Papanastasiou (1987) para implementação do fluido HB possibilitou na captura das regiões não cisalhadas, assim como na variação da viscosidade efetiva η quando sujeito a diferentes taxas de cisalhamento $\dot{\gamma}$.

Partindo-se da informação de catálogo do fornecedor NTN, buscou-se comprovar quais os fenômenos físicos que possibilitam que labirintos montados axialmente ao eixo sejam mais eficientes quando comparados com os vedantes radiais.

Após três casos com variações de número de labirintos e direção de montagem, tipo de graxa e velocidade de rotação foi possível concluir que as razões pela melhor eficiência de vedantes labirinto axiais:

- Menores momentos viscosos, e conseqüente menores perdas por atrito, devido a proximidade com o centro de rotação do eixo;
- Menor expansão radial da área acarretando menores velocidade circunferencial u_θ e como conseqüência menor perdas por atrito;
- Queda de pressão mais suave devido a velocidades menores, garantindo melhor vedação contra detritos;
- Constância no momento viscoso na adição de labirintos axialmente ao eixo.

Quanto à variação das propriedades da graxa foi possível concluir que:

- maiores valores de τ_y favorecem a expansão de regiões não cisalhadas, conforme Figura 5.14;
- menores valores de n reduzem perdas por momento viscoso devido redução de perdas por atrito;
- a variação na viscosidade efetiva influencia de forma direta o aumento da vazão mássica de graxa passando pelo labirinto e de forma inversa o aumento na perda por atrito.

Por fim, a variação na rotação de um labirinto ocasiona os seguintes fenômenos:

- Aumento da vazão mássica de graxa devido redução da viscosidade efetiva η ;
- Aumento do momento viscoso devido elevação de perdas por atrito causada por maiores velocidades do fluido.

6.1 Trabalhos Futuros

Pode-se expandir o trabalho aqui iniciado das seguintes formas:

- Avaliar efeito da adição de labirintos mantendo-se o volume de graxa como uma constante, e não o perímetro como aqui considerado;
- Resolver as equações de temperatura afim de compreender qual a influência das propriedades da graxa no aumento ou redução desta variável;
- Simular escoamento 3D e comparar com a solução do 2D aqui executada e respaldar sobre a validade da hipótese da simetria em relação ao eixo.
- Simular escoamento particulado para compreender rota traçada pelo contaminante e as diferenças entre selos montados axialmente e radialmente.

REFERÊNCIAS

ALEXANDROU, A. N.; MCGILVREAY, T. M.; BURGOS, G. Steady Herschel-Bulkley fluid flow in three-dimensional expansions. **Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics**, v. 100, n. 1-3, p. 77–96, 2001. ISSN 03770257.

ARUTUNOFF, A. **Centrifugal pressure seal for rotary shafts**. 1961. 19–22 p. Disponível em: <<https://www.google.tl/patents/US2979347>>.

BAART, T. M.; TAYLOR, P. The Influence of Speed , Grease Type , and Temperature on Radial Contaminant Particle Migration in a Double Restriction Seal The Influence of Speed , Grease Type , and Temperature. n. December 2012, p. 37–41, 2011.

BARNES, H. A.; WALTERS, K. The yield stress myth? **Rheologica Acta**, v. 24, n. 4, p. 323–326, 1985. ISSN 00354511.

BINGHAM, E. **Fluidity and Plasticity**. 1922. 463 p.

BLOCH, H. P.; BUDRIS, A. R. **Pump User's Handbook**. [S.l.: s.n.], 2004. ISBN 0881734527.

BOSCH, F.; HABIL, P.; HAAS, W. Sealing of dry particles with grease-filled non-contacting sealing systems. p. 1–13, 2017.

CANN, P. M. et al. Grease Degradation in Rolling Element Bearings. **Tribology Transactions**, v. 44, n. 3, p. 399–404, 2001. ISSN 1040-2004.

CHUPP, R. E. et al. Sealing in Turbomachinery. **Journal of Propulsion and Power**, v. 22, n. 2, p. 313–349, 2006. ISSN 0748-4658.

COUSSEAU, T. **Film thickness and friction in grease lubricated contacts. Application to rolling bearing torque loss**. Tese (Doutorado) — Universidade do Porto, 2013.

de Souza Mendes, P. R. Dimensionless non-Newtonian fluid mechanics. **Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics**, v. 147, n. 1-2, p. 109–116, 2007. ISSN 03770257.

DESHPANDE, A. P.; KRISHNAN, J. M.; KUMAR, P. B. S. **Rheology of Complex Fluids**. 1. ed. [S.l.]: Springer-Verlag New York, 2010. 270 p. ISBN 9781441964939,1441964932.

DINC, O. **Hybrid labyrinth and cloth-brush seals for turbine applications**. 2001. 0–4 p. Disponível em: <<https://google.com/patents/US6173958>>.

DOBROWOLSKI, J. D. et al. Experimental Study of Lubricating Grease Flow inside the Gap of a Labyrinth Seal Using Microparticle Image Velocimetry. **Tribology Transactions**, Taylor & Francis, v. 0, n. 0, p. 1–10, 2016. ISSN 1040-2004. Disponível em: <<https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/10402004.2016.1271928>>.

ESCUDIER, M. P.; OLIVEIRA, P. J.; PINHO, F. T. Fully developed laminar flow of purely viscous non-Newtonian liquids through annuli, including the effects of eccentricity and inner-cylinder rotation. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 23, n. 1, p. 52–73, 2002. ISSN 0142727X.

FATHIKALAJAHI, J.; JAVANMARDI, J. Numerical Analysis of Non-Isothermal Helical Flow of Herschel-Bulkley Fluids. **Chemical Engineering Communications**, v. 174, n. 1, p. 135–144, 1990. ISSN 0098-6445.

FRANKEN, M. J. Z.; CHENNAOUI, M.; WANG, J. Mapping of grease migration in high-speed bearings using a technique based on fluorescence spectroscopy. **Tribology Transactions**, Taylor & Francis, v. 0, n. 0, p. 0, 2016. ISSN 1547397X. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/10402004.2016.1211781>>.

GAMACHE, M. **Engineering a better noncontact seal — Archive content from Machine Design**. 2012. Disponível em: <<http://machinedesign.com/archive/engineering-better-noncontact-seal>>.

GLOUCESTER, P.; ROAD, W. Mechanical seals for a wide range of equipment. n. 3, p. 4–5, 1994.

HERSCHEL, V. W. H.; BULKLEY, R. Konsistenzmessungen von Gummi-Benzoloesungen. **Kolloid Zeitschrift**, p. 10, 1926.

HIRANO, T.; GUO, Z.; KIRK, R. G. Application of Computational Fluid Dynamics Analysis for Rotating Machinery—Part II: Labyrinth Seal Analysis. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 127, n. 4, p. 820, 2005. ISSN 07424795.

HUSSAIN, Q. E.; SHARIF, M. A. R. Numerical Modeling of Helical Flow of Pseudoplastic Fluids. **Numerical Heat Transfer, Part A: Applications**, v. 38, n. 3, p. 225–241, 2000. ISSN 1040-7782.

KÜMMEL, J.; WERNER, H. Fettgefüllte Berührungsfreie Wellendichtungen. Berührungsfreie Wellendichtungen mit Fettfüllung zur Schmutzabdichtung. **Abschlussbericht**, n. Frankfurt, 2010.

LAPLANTE, R. **3 Factors Affecting Your Seals' Life Span — Mechanical content from Machine Design**. 2017. Disponível em: <<http://machinedesign.com/mechanical/3-factors-affecting-your-seals-life-span>>.

LEVEQUE, R. **Finite Volume Methods for Hyperbolic Problems**. [S.l.: s.n.], 2002. 258 p. ISSN 1097-0363. ISBN 9780521009249.

LI, J. X. et al. μ pIV measurement of grease velocity profiles in channels with two different types of flow restrictions. **Tribology International**, v. 54, p. 94–99, 2012. ISSN 0301679X.

LI, J. X. et al. Lubricating Grease Shear Flow and Boundary Layers in a Concentric Cylinder Configuration. **Tribology Transactions**, v. 57, n. 6, p. 1106–1115, 2014. ISSN 1040-2004.

LUGT, P. M.; BAART, P. **Grease Lubrication Mechanisms in Bearing Seals**. [S.l.: s.n.], 2012. 309–326 p. ISBN 9781118353912.

MEURIC, O. F. et al. Numerical Flow Simulation of Viscoplastic Fluids in Annuli. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 76, n. 1965, p. 27–40, 1998. ISSN 00084034.

MISKOVIC, Z.; MITROVIC, R.; STAMENIC, Z. Analysis of grease contamination influence on the internal radial clearance of ball bearings by thermographic inspection. **Thermal Science**, v. 20, n. 1, p. 255–265, 2016. ISSN 0354-9836. Disponível em: <<http://www.doiserbia.nb.rs/Article.aspx?ID=0354-98361500083M>>.

MORRISON, F. A. **Understanding Rheology**. [S.l.: s.n.], 2001. 446 p. ISBN 0195141660.

MOUKALLED, F.; MANGANI, L.; DARWISH, M. **The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics**. [s.n.], 2016. 535–557 p. ISSN 09265112. ISBN 978-3-319-16873-9. Disponível em: <<http://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-84939129919&partnerID=tZOtx3y1>>.

OUYANG, L. Theoretical and Numerical Simulation of Non-Newtonian Fluid Flow in Propped Fractures. n. December, p. 1–144, 2013.

PALACIOS, J. M.; PALACIOS, M. P. Rheological Properties of Greases in EHD Contacts. **Tribology International**, n. 1, p. 167–171, 1984.

PAPANASTASIOU, T. C. Flows of Materials with Yield. **Journal of Rheology**, v. 31, n. 5, p. 385, 1987. ISSN 01486055.

PATANKAR, S. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. Minnesota: University of Minnesota, 1980. 197 p. ISBN 0-89116-522-3.

PEREIRA, F. A. R.; ATAÍDE, C. H.; BARROZO, M. A. S. CFD Approach Using a Discrete Phase Model for Annular Flow Analysis. **Latin American Applied Research**, v. 40, p. 53–60, 2010.

REZASOLTANI, A.; KHONSARI, M. M. An engineering model to estimate consistency reduction of lubricating grease subjected to mechanical degradation under shear. **Tribology International**, Elsevier, v. 103, p. 465–474, 2016. ISSN 0301679X. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2016.07.012>>.

ROACHE, P. J. Quantification of Uncertainty in Computational Fluid Dynamics. **Annual Review of Fluid Mechanics**, v. 29, n. 1, p. 123–160, 1997. ISSN 0066-4189.

ROACHE, P. J. Verification of codes and calculations. **AIAA Journal**, v. 36, n. 5, p. 696–702, 1998. ISSN 0001-1452.

SEALS, C. **Centrifugal Seals vs. Mechanical Shaft Seals — Centritec Seals Manufacturer**. 2017. Disponível em: <<http://centritecseals.com/centrifugal-seals-vs-labyrinth-seals.php>>.

SOMMERFELD, A. Ein Beitrag zur hydrodynamischen Erklärung der turbulenten Flüssigkeitsbewegungen. **Proceedings of the 4th International Congress of Mathematicians III**, v. 174, n. 1883, p. 116–124, 1908.

VERSTEEG, H.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. [S.l.: s.n.], 2007. ISBN 978-0-13-127498-3.

WESTERBERG, L. G. et al. Investigation of Grease Flow in a Rectangular Channel Including Wall Slip Effects Using Microparticle Image Velocimetry. **Tribology Transactions**, v. 53, n. 4, p. 600–609, 2010. ISSN 1040-2004.

WESTERBERG, L. G. et al. Lubricating Grease Flow in a Double Restriction Seal Geometry : A Computational Fluid Dynamics Approach. 2017.

APÊNDICE A - HERSCHEL-BULKLEY COM PAPANASTASIOU EM UDF

Baseando-se no trabalho de Ouyang (2013) foi possível implementar o modelo de Papanastasiou para fluidos Herschel-Bulkley em UDF (*User Defined Function*) no FLUENT.

```

/* Herschel-Bulkley viscosity */
DEFINE_PROPERTY(hb_viscosity, c, t) {

/* Input Parameters for H-B Viscosity */
real vis;
real stress;
real ys;
real n, m;
real k;
real Max, Min;
n=0.7; /* Power Law Index */
ys = 0; /* Initial Yield Stress */
k = 0.1; /* Fluid Consistency */
m = 1000;
Max = 100000;
Min = 0.000000000001;

stress = C_STRAIN_RATE_MAG(c,t);

/***** Herschel Bulkley Fluid *****/
/* Papanastasion Model */
vis = ys*(1-exp(-m*stress))/stress + k*pow(stress,n-1); }
return vis;
}

```

ANEXO A - CATÁLOGO SKF - MANCAIS SNL 30, SNL 31 E SNL 32




Secção de catálogo de mancais SKF SNL 30, 31 e 32 (*plummer block housings*) contendo especificação dimensional, de montagem e utilização de selos labirinto.

SNL 30, SNL 31 and SNL 32 plummer block housings

solve housing problems



SNL Series 30, 31 and 32

	 Labyrinth seal	 Taconite seal	 Oil seal
Internal conditions	TS ..	TNF ..	TSD .. U¹⁾
Temperature	-50 to +200 °C	-40 to +100 °C	-50 to +200 °C
Peripheral speed		≤ 12 m/s	
Misalignment	≤ 0,3°	≤ 0,3°	≤ 0,3°
Grease relubrication			
Oil lubrication			
Low friction			
Axial shaft displacement			
Vertical arrangement			
External conditions			
Dust			
Fine particulate contaminants			
Coarse particulate contaminants			
Abrasive contaminants			
Liquids when sprayed			
Direct sunlight			

¹⁾ The oil seals are supplied together with housings prepared for oil lubrication. Oil seals can be ordered separately as spares only.

■ Very suitable
■ Suitable
■ Limited suitability
■ Unsuitable

© SKF is a registered trademark of the SKF Group.

© SKF Group 2010

The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

PUB BU/S9 11067 EN · October 2010

This publication supersedes publication 6793 EN.

Printed in Sweden on environmentally friendly paper.

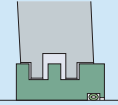
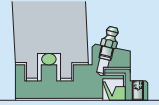
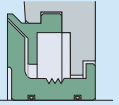
skf.com



Standard seals

The standard seals available from SKF for large SNL housings in the 30, 31 and 32 series include labyrinth seals and heavy-duty taconite seals. The seals are easy to install and are supplied separately. These seals as well as special seals for oil lubrication are shown in **table 1** with an overview of the seal type, its design features and suitability for various operating conditions.

Detailed information on the various standard and special seals including properties can be found on **pages 13 to 15**.

Table 1			
Seal selection			
			
	TS ..	TNF ..	TSD .. U ¹⁾
Properties			
Temperature, °C	-50 to +200	-40 to +100	-50 to +200
Temperature, °F	-60 to +390	-40 to +210	-60 to +390
Peripheral speed, m/s	++	≤ 12	++
Misalignment, degrees	≤ 0,3	≤ 0,3	≤ 0,3
Grease relubrication	+	+	-
Oil lubrication	--	-	++
Low friction	++	+	++
Axial shaft displacement	+	+	+
Vertical arrangement	--	-	--
Sealing ability against			
dust	+	++	+
fine particulate contaminants	+	++	+
coarse particulate contaminants	+	++	+
abrasive contaminants	++	++	++
liquids when sprayed	--	++	-
Direct sunlight	++	++	++
Symbols:			
	++ very suitable		
	+ suitable		
	- limited suitability		
	-- unsuitable		
¹⁾ The oil seals are supplied together with housings prepared for oil lubrication. Oil seals can be ordered separately as spares only			

Labyrinth seals

For applications where there are high speeds and/or extreme temperatures, SKF recommends using a labyrinth seal (→ **fig. 1**). The standard labyrinth seal consists of a labyrinth ring with three steps arranged radially. One step fits in the seal groove in the housing to form a gap type seal. The two other steps forms a gap type seal with the outside and inside of the housing. A hollow, silicone rubber cord supplied with the seal holds the labyrinth ring in place on the shaft.

The standard labyrinth ring can accommodate approximately $0,3^\circ$ of angular misalignment and operating temperatures ranging from -50 to $+200^\circ\text{C}$ (-60 to 390°F).

Labyrinth seals enable axial movement of the shaft relative to the housing.

Labyrinth seals are supplied singly. For a housing arrangement for a through shaft, two seals should be ordered. For a housing arrangement at the end of a shaft, one seal and an end cover (→ **page 17**) should be ordered. Labyrinth seals are identified by the prefix TS followed by the size identification, e.g. TS 34.

Taconite heavy-duty seals

Taconite, a very fine grained mineral found in the mining industry, is extremely difficult to seal against. When SKF developed a heavy-duty sealing system that could stop taconite from entering into the housing, the industry

called it a taconite seal. Since then the taconite seal has become the industry term for heavy-duty labyrinth seals. SKF taconite seals, which are based on the design of a labyrinth seal with axially arranged labyrinth stages, fit SNL 30, 31 and 32 series housings.

The main body of the three-piece taconite seal design (→ **fig. 2**) is based on a radial labyrinth seal to be able to fit the housing seal groove. An O-ring fitted on the outside diameter keeps it firmly in place. A separate V-ring seal, mounted on the shaft, presses against the main body of the seal. The third piece, which is also installed on the shaft, creates an axial labyrinth that is virtually impenetrable when filled with grease. Taconite seals for SNL 30, 31 and 32 series housings are designed to be relubricated. The grease not only enhances the sealing effect, it also extends the service life of the seal. Grease is supplied via a grease fitting in the main body of the seal.

These seals, which can accommodate up to approximately $0,3^\circ$ of angular misalignment, can accommodate temperatures between -40 and $+100^\circ\text{C}$ (-40 to $+210^\circ\text{F}$). In case of higher operating temperatures, contact the SKF application engineering service.

The axial movement of the shaft, relative to the housing, is limited for this type of taconite seal to 2 mm for shaft diameters ranging from 150 up to 200 mm and up to 4 mm for larger shaft diameters.

These seals are supplied singly so that for housings used on through shafts, it is neces-

sary to order two seals. The seal is identified by the prefix TNF followed by the size, e.g. TNF 34.

Seals for oil lubrication

To retain oil in a large SNL housing and prevent leaks, SKF has developed a U-design labyrinth seal (→ **fig. 3**). These seals, which require a modified housing, consist of two parts: a stationary Y-shaped part that is mounted on the housing, and a labyrinth ring that is mounted on the shaft and rotates. Two hollow, silicone rubber cords inserted between the loose fitting labyrinth ring and shaft, keep the ring in place and prevent oil from escaping along the shaft.

These seals do not limit axial movement of the shaft relative the housing as the rotating part of the seal will slide on the shaft after metal-to-metal contact is made between the seal parts.

For oil lubricated applications, modified SNL housings are supplied as a unit, complete with seals. Housings that are supplied with seals are identified by the suffix TURT (TURA for CARB bearings) e.g. SNL 3134 TURT. The seal itself is designated TSD .. U.

Labyrinth seal

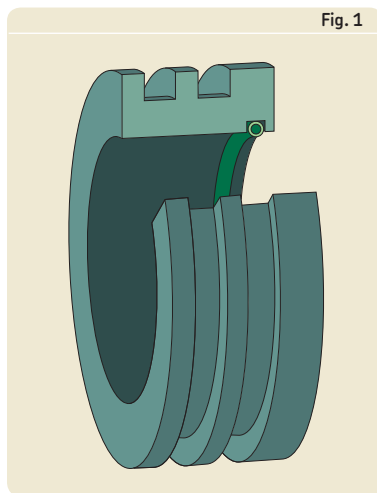


Fig. 1

Taconite heavy-duty seal

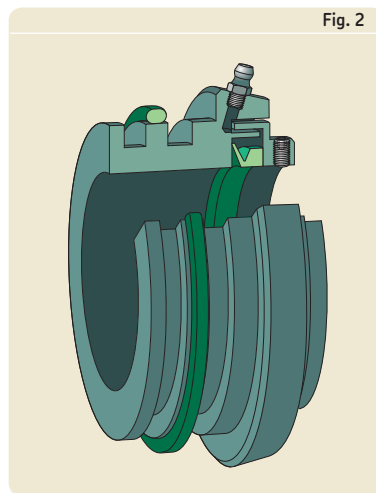


Fig. 2

Oil seal

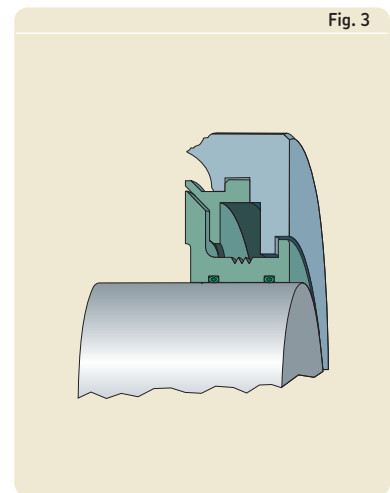
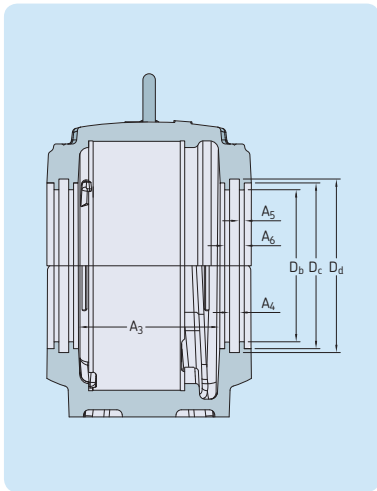


Fig. 3



Special seals

For applications that require special seals, large SNL housings can be supplied without seals. However, if standard seals are not adequate, SKF recommends ordering housings in the SNL .. G series. Housings in the SNL .. G series have a larger bore at the shaft entrance and can accommodate a wider choice of seal designs.

Special seals are not normally supplied by SKF. Therefore, relevant seal groove dimensions are provided in **tables 2** and **3**.

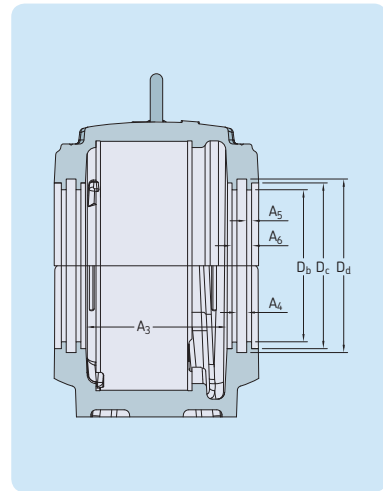
Table 2

Seal groove dimensions for SNL housings							
Housing Size	Dimensions						
	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆	D _b	D _c	D _d
–	mm						
SNL 3036	158	11	5,5	22	181,2	196,4	205,2
SNL 3038	168	11	5,5	22	191,4	206,4	215,4
SNL 3040	186	11	5,5	22	201,4	216,4	225,4
SNL 3044	206	11	5,5	22	221,4	236,4	245,4
SNL 3048	214	11	5,5	22	241,4	256,4	265,4
SNL 3052	231	11	5,5	22	261,6	276,6	285,6
SNL 3056	249	11	5,5	22	281,6	296,6	305,6
SNL 3060	249	11	5,5	22	301,6	316,6	325,6
SNL 3064	279	11	5,5	22	321,8	336,8	345,8
SNL 3068	299	11	5,5	22	342,4	357,4	366,4
SNL 3072	297	11	5,5	22	362,4	377,4	386,4
SNL 3076	328	11	5,5	22	382,4	397,4	406,4
SNL 3080	328	11	5,5	22	402,8	417,8	426,8
SNL 3084	328	11	5,5	22	422,8	437,8	446,8
SNL 3088	358	11	5,5	22	442,8	457,8	466,8
SNL 3092	388	11	5,5	22	463	478	487
SNL 3096	388	11	5,5	22	483	498	507
SNL 30/500	388	11	5,5	22	503	518	527
SNL 30/530	398	11	5,5	22	533	548	557
SNL 3134	159	11	5,5	22	171,2	186,4	195,2
SNL 3136	169	11	5,5	22	181,2	196,4	205,2
SNL 3138	187	11	5,5	22	191,4	206,4	215,4
SNL 3140	207	11	5,5	22	201,4	216,4	225,4
SNL 3144	215	11	5,5	22	221,4	236,4	245,4
SNL 3148	231	11	5,5	22	241,4	256,4	265,4
SNL 3152	249	11	5,5	22	261,6	276,6	285,6
SNL 3156	249	11	5,5	22	281,6	296,6	305,6
SNL 3160	280	11	5,5	22	301,6	316,8	325,6
SNL 3164	300	11	5,5	22	321,8	336,8	345,8
SNL 3168	328	11	5,5	22	342,4	357,4	366,4
SNL 3172	328	11	5,5	22	362,4	377,4	386,4
SNL 3176	328	11	5,5	22	382,4	397,4	406,4
SNL 3180	358	11	5,5	22	402,8	417,8	426,8
SNL 3184	388	11	5,5	22	422,8	437,8	446,8
SNL 3188	388	11	5,5	22	442,8	457,8	466,8
SNL 3192	398	11	5,5	22	463	478	487
SNL 3196	398	11	5,5	22	483	498	507
SNL 3234	186	11	5,5	22	201,4	216,4	225,4
SNL 3236	187	11	5,5	22	191,4	206,4	215,4
SNL 3238	207	11	5,5	22	201,4	216,4	225,4
SNL 3240	214	11	5,5	22	241,4	256,4	265,4
SNL 3244	231	11	5,5	22	241,4	256,4	265,4
SNL 3248	249	11	5,5	22	261,6	276,6	285,6
SNL 3252	279	11	5,5	22	321,8	336,8	345,8
SNL 3256	280	11	5,5	22	301,6	316,8	325,6
SNL 3260	300	11	5,5	22	321,8	336,8	345,8
SNL 3264	328	11	5,5	22	342,4	357,4	366,4
SNL 3268	328	11	5,5	22	382,4	397,4	406,4
SNL 3272	358	11	5,5	22	402,8	417,8	426,8
SNL 3276	388	11	5,5	22	463	478	487
SNL 3280	388	11	5,5	22	422,8	457,8	466,8
SNL 3284	398	11	5,5	22	463	478	487
SNL 3288	398	11	5,5	22	483	498	507

Table 3

Seal groove dimensions for SNL .. G housings

Housing Size	Dimensions				D _b	D _c	D _d
	A ₃	A ₄	A ₅	A ₆			
–	mm						
SNL 3036 G	156	11	5,5	22	221,4	236,4	245,4
SNL 3038 G	166	11	5,5	22	221,4	236,4	245,4
SNL 3040 G	184	11	5,5	22	241,4	256,4	265,4
SNL 3044 G	203	11	5,5	22	261,6	276,6	285,6
SNL 3048 G	211	11	5,5	22	281,6	296,6	305,6
SNL 3052 G	228	11	5,5	22	301,6	316,8	325,6
SNL 3056 G	247	11	5,5	22	321,8	336,8	345,8
SNL 3060 G	247	11	5,5	22	342,4	357,4	366,4
SNL 3064 G	277	11	5,5	22	362,4	377,4	386,4
SNL 3068 G	295	11	5,5	22	382,4	397,4	406,4
SNL 3072 G	293	11	5,5	22	402,8	417,8	426,8
SNL 3076 G	325	11	5,5	22	422,8	437,8	446,8
SNL 3080 G	325	11	5,5	22	463	478	487
SNL 3084 G	325	11	5,5	22	483	498	507
SNL 3088 G	354	11	5,5	22	503	518	527
SNL 3092 G	384	11	5,5	22	533	548	557
SNL 3096 G	384	11	5,5	22	533	548	557
SNL 30/500 G	384	11	5,5	22	563	578	587
SNL 30/530 G	392	11	5,5	22	603	618	627
SNL 3134 G	157	11	5,5	22	201,4	216,4	225,4
SNL 3136 G	166	11	5,5	22	221,4	236,4	245,4
SNL 3138 G	185	11	5,5	22	221,4	236,4	245,4
SNL 3140 G	204	11	5,5	22	241,4	256,4	265,4
SNL 3144 G	213	11	5,5	22	261,6	276,6	285,6
SNL 3148 G	230	11	5,5	22	281,6	296,6	305,6
SNL 3152 G	248	11	5,5	22	301,6	316,8	325,6
SNL 3156 G	248	11	5,5	22	321,8	336,8	345,8
SNL 3160 G	278	11	5,5	22	342,4	357,4	366,4
SNL 3164 G	297	11	5,5	22	362,4	377,4	386,4
SNL 3168 G	325	11	5,5	22	382,4	397,4	406,4
SNL 3172 G	325	11	5,5	22	402,8	417,8	426,8
SNL 3176 G	325	11	5,5	22	422,8	437,8	446,8
SNL 3180 G	354	11	5,5	22	463	478	487
SNL 3184 G	384	11	5,5	22	483	498	507
SNL 3188 G	384	11	5,5	22	503	518	527
SNL 3192 G	395	11	5,5	22	533	548	557
SNL 3196 G	394	11	5,5	22	563	578	587
SNL 3234 G	186	11	5,5	22	201,4	216,4	225,4
SNL 3236 G	185	11	5,5	22	221,4	236,4	245,4
SNL 3238 G	204	11	5,5	22	241,4	256,4	265,4
SNL 3240 G	214	11	5,5	22	241,4	256,4	265,4
SNL 3244 G	230	11	5,5	22	281,6	296,6	305,6
SNL 3248 G	248	11	5,5	22	301,6	316,8	325,6
SNL 3252 G	279	11	5,5	22	321,8	336,8	345,8
SNL 3256 G	278	11	5,5	22	341,8	356,8	365,8
SNL 3260 G	297	11	5,5	22	361,8	376,8	385,8
SNL 3264 G	325	11	5,5	22	382,4	397,4	406,4
SNL 3268 G	328	11	5,5	22	382,4	397,4	406,4
SNL 3272 G	358	11	5,5	22	402,8	417,8	426,8
SNL 3276 G	387	11	5,5	22	463	478	487
SNL 3280 G	386	11	5,5	22	503	518	527
SNL 3284 G	393	11	5,5	22	533	548	557
SNL 3288 G	392	11	5,5	22	563	578	587



B

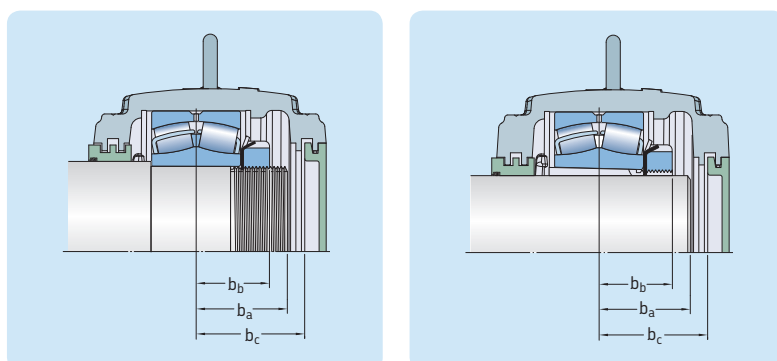


Table 4

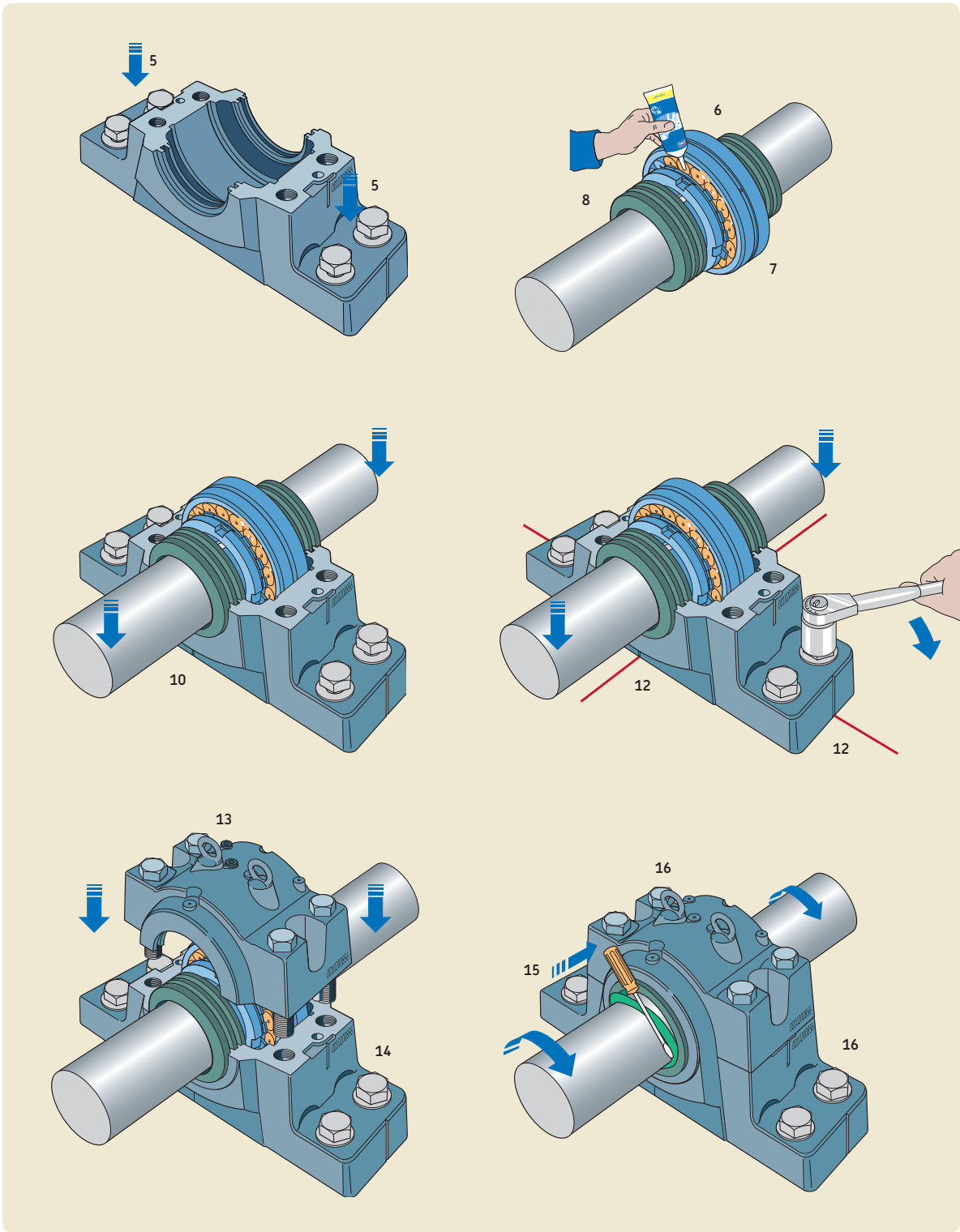
Permissible length of shaft end											
Housing Size	Bearing	Dimensions		b_b	b_c	Housing Size	Bearing	Dimensions		b_b	b_c
		b_a min	b_a max ¹⁾					b_a min	b_a max ¹⁾		
		mm						mm			
SNL 3036	23036	72	102	66,5	107,5	SNL 3134	23134	78	102	73	107,5
	24036	85	102	79,5	107,5	SNL 3136	23136	83	108	78	113,5
SNL 3038	23038	73	108	68	113,5	SNL 3138	23138	88	112	83	117,5
	24038	86	108	80,5	113,5						
SNL 3040	23040	78	112	72,5	117,5	SNL 3140	23140	93	122	88	127,5
	24040	91	112	86	117,5	SNL 3144	23144	100	128	95	133,5
						SNL 3148	23148	106	136	101	141,5
SNL 3044	23044	91	122	86	127,5						
	24044	105	122	100	127,5	SNL 3152	23152	116	146	111	151,5
SNL 3048	23048	97	128	92	133,5	SNL 3156	23156	119	149	114	154,5
	24048	110	128	105	133,5	SNL 3160	23160	138	170	133	175,5
SNL 3052	23052	103	136	98	141,5						
	24052	121	136	116	141,5	SNL 3164	23164	149	181	144	186,5
						SNL 3168	23168	172	197	167	202,5
SNL 3056	23056	108	146	103	151,5	SNL 3172	23172	176	203	171	208,5
	24056	125	146	120	151,5						
SNL 3060	23060	118	149	113	154,5	SNL 3176	23176	179	203	174	208,5
	24060	139	149	134	154,5	SNL 3180	23180	187	218	182	223,5
SNL 3064	23064	121	170	115,5	175,5	SNL 3184	23184	207	238	202	243,5
	24064	140	170	135	175,5						
SNL 3068	23068	130	181	124,5	186,5	SNL 3188	23188	208	238	203	243,5
	24068	153	181	148	186,5	SNL 3192	23192	220	243	215	248,5
SNL 3072	23072	130	181	125	186,5	SNL 3196	23196	224	243	219	248,5
	24072	153	181	148	186,5						
SNL 3076	23076	134,5	197	129,5	202,5	SNL 3234	23234	78	112	73	117,5
	24076	157	197	152	202,5	SNL 3236	23236	91	112	86	117,5
						SNL 3238	23238	96	122	91	127,5
SNL 3080	23080	145	203	140	208,5	SNL 3240	23240	101	128	96	133,5
	24080	171	203	166	208,5	SNL 3244	23244	112	136	107	141,5
SNL 3084	23084	146	203	141	208,5	SNL 3248	23248	122	146	117	151,5
	24084	171	203	166	208,5						
SNL 3088	23088	160,5	218	155,5	223,5	SNL 3252	23252	131	170	126	175,5
	24088	188	218	183	223,5	SNL 3256	23256	134	170	129	175,5
						SNL 3260	23260	154	181	149	186,5
SNL 3092	23092	163,5	238	158,5	243,5						
	24092	191	238	186	243,5	SNL 3264	23264	165	197	160	202,5
SNL 3096	23096	164,5	238	159,5	243,5	SNL 3268	23268	189	203	184	208,5
	24096	191	238	186	243,5	SNL 3272	23272	196	218	191	223,5
SNL 30/500	230/500	173,5	238	168,5	243,5						
	240/500	199	238	194	243,5	SNL 3276	23276	202	238	197	243,5
SNL 30/530	230/530	187,5	243	182,5	248,5	SNL 3280	23280	215	238	210	243,5
	240/530	220	243	215	248,5	SNL 3284	23284	231	243	226	248,5
						SNL 3288	23288	235	243	230	248,5

¹⁾ For non-locating arrangements which are not mounted centrally in the bearing seat, the value of $b_{a\max}$ must be correspondingly reduced

Mounting SNL 30, SNL 31 and SNL 32 housings with labyrinth seals

Before starting installation work, the following instructions should be read carefully.

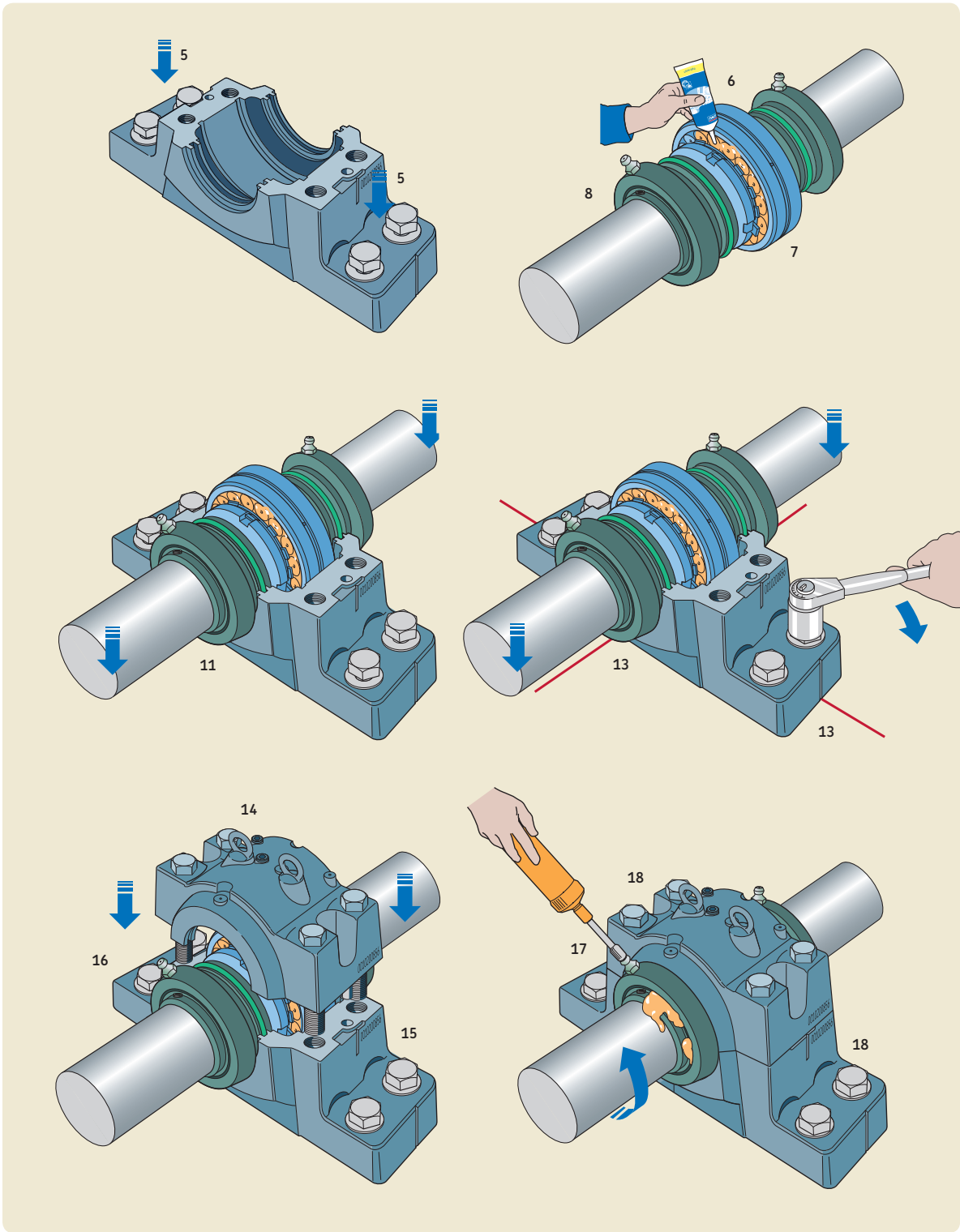
- 1 Make sure that the work area is clean. Check the dimensional and form accuracy of the shaft seat. The shaft should be machined to a tolerance of h9/IT5 for adapter sleeve mounting.
- 2 Check that the roughness of the support surface is $R_a \leq 12,5 \mu\text{m}$. The flatness (planicity) tolerance should be to IT7. Make sure that the mounting surface is clean. If shims are used, the whole surface must be covered by shims. The mounting surface (frame) must be designed to accommodate actual loads, vibrations and settings.
- 3 Mount any components that are on the shaft between the two SNL housings.
- 4 If the bearing is mounted on an adapter sleeve, determine its position relative to the housing. For spherical roller bearings with a lubrication groove and three holes in the outer ring, SKF recommends using the relubrication hole in the centre of the housing. When relubrication from the side of the bearing is required, e.g. for CARB toroidal roller bearings, the housing must be positioned so that the grease fitting is on the opposite side of the nut. When a housing is located at the end of a shaft, grease should be applied at the end cover side.
- 5 Position the housing on the support surface. Fit the attachment bolts, but do not tighten them.
- 6 Mount the first labyrinth seal on the shaft in the correct position.
- 7 Mount the bearing on the shaft – either directly on a stepped shaft or using an adapter sleeve. Completely fill the bearing with grease. The remainder of the recommended grease quantity should be put in the housing base at the sides (→ **table 1, page 20**).
- 8 Mount the second labyrinth ring on the shaft in the correct position (if a stepped shaft is used, first mount the distance ring). If the housing is to be used at the end of a shaft, the second seal is omitted and an end cover inserted in the housing base instead.
- 9 Mount the second bearing and housing, following steps 4 to 8.
- 10 Lay the shaft with the two bearings and labyrinth rings in the two housing bases.
- 11 For locating bearing arrangements and arrangements with CARB toroidal roller bearings, put the appropriate number of locating rings on each side of the bearing (→ product tables). Note that the product tables indicate the total number of locating rings needed. For sizes SNL 3076, SNL 3168 and SNL 3264, the housings have an F or L design and locating rings are not needed.
- 12 Carefully align the two housing bases. Vertical markings at the middle of the side faces and ends of the housing bases can facilitate this. Then, lightly tighten the attachment bolts on both housings.
- 13 Place the two housing caps over each base and tighten the cap bolts (to join cap and base) to the torque specified in **table 2 on page 34**. The cap and base of one housing are not interchangeable with those of another housing. The cap and base for each housing should be checked to make sure that they bear the same serial number.
- 14 Check the alignment of the two housings to minimize misalignment, and fully tighten the attachment bolts in the two housing bases. Recommended tightening torques are provided in **table 2 on page 34**.
- 15 Finally, insert the hollow O-ring cords of synthetic rubber in the labyrinth rings. This can be done using a screwdriver while turning the shaft.
- 16 One day after tightening the cap and attachment bolts, check to make sure that the appropriate torque was maintained.



Mounting SNL 30, SNL 31 and SNL 32 housings with taconite seals

Before starting installation work, the following instructions should be read carefully.

- 1 Make sure that the work area is clean. Check the dimensional and form accuracy of the shaft seat. The shaft should be machined to a tolerance of h9/IT5 for adapter sleeve mounting.
- 2 Check that the roughness of the support surface is $R_a \leq 12,5 \mu\text{m}$. The flatness (planicity) tolerance should be to IT7. Make sure that the mounting surface is clean. If shims are used, the whole surface must be covered by shims. The mounting surface (frame) must be designed to accommodate actual loads, vibrations and settings.
- 3 Mount any components that are on the shaft between the two SNL housings.
- 4 If the bearing is mounted on an adapter sleeve, determine its position relative to the housing. For spherical roller bearings with a lubrication groove and three holes in the outer ring, SKF recommends using the relubrication hole in the centre of the housing. When relubrication from the side of the bearing is required, e.g. for CARB toroidal roller bearings, the housing must be positioned so that the grease fitting is on the opposite side of the nut. When a housing is located at the end of a shaft, grease should be applied at the end cover side.
- 5 Position the housing on the support surface. Fit the attachment bolts, but do not tighten them.
- 6 Slide the parts for the first seal to the correct position on the shaft. The lip of the V-ring should point towards the bearing. Do not tighten the grub screws.
- 7 Mount the bearing on the shaft – either directly on a stepped shaft or using an adapter sleeve. Completely fill the bearing with grease. The remainder of the recommended grease quantity should be put in the housing base at the sides (→ table 1, page 20).
- 8 Mount the second seal according to point 6 (if a stepped shaft is used, first mount the distance ring). If the housing is to be used at the end of a shaft, the second seal is omitted and an end cover inserted in the housing base instead.
- 9 Check that the O-ring is in the correct position on the outside diameter of the seal.
- 10 Mount the second bearing and housing, following steps 4 to 9.
- 11 Lay the shaft with the two bearings and seals in the two housing bases, taking care that the O-rings are not damaged.
- 12 For locating bearing arrangements and arrangements with CARB toroidal roller bearings, put the appropriate number of locating rings on each side of the bearing (→ product tables). Note that the product tables indicates the total number of locating rings needed. For sizes SNL 3076, SNL 3168 and SNL 3264, the housings have an F or L design and locating rings are not needed.
- 13 Carefully align the two housing bases. Vertical markings at the middle of the side faces and ends of the housing bases can facilitate this. Then, lightly tighten the attachment bolts on both housings.
- 14 Place the two housing caps over each base, taking care that the O-rings are not damaged, then tighten the cap bolts (to join cap and base) to the torque specified in table 2 on page 34. The cap and base of one housing are not interchangeable with those of other housings. The cap and base of each housing should be checked to make sure that they bear the same serial number.
- 15 Check the alignment of the two housings to minimize misalignment, and fully tighten the attachment bolts in the two housing bases. Recommended tightening torques are provided in table 2 on page 34.
- 16 Adjust the flingers to the correct position and tighten the grub screws. The clearance in the seal must exceed the axial movement of the bearing.
- 17 Finally, before the first test run, rotate the shaft and supply grease via the fitting until it exudes from the labyrinth rings. The same grease as that used for the bearing should also be used to lubricate the labyrinth rings.
18. One day after tightening the cap and attachment bolts, check to make sure that the appropriate torque was maintained.



Mounting SNL 30 and SNL 31 housings with oil seals

Before starting installation work, the following instructions should be read carefully.

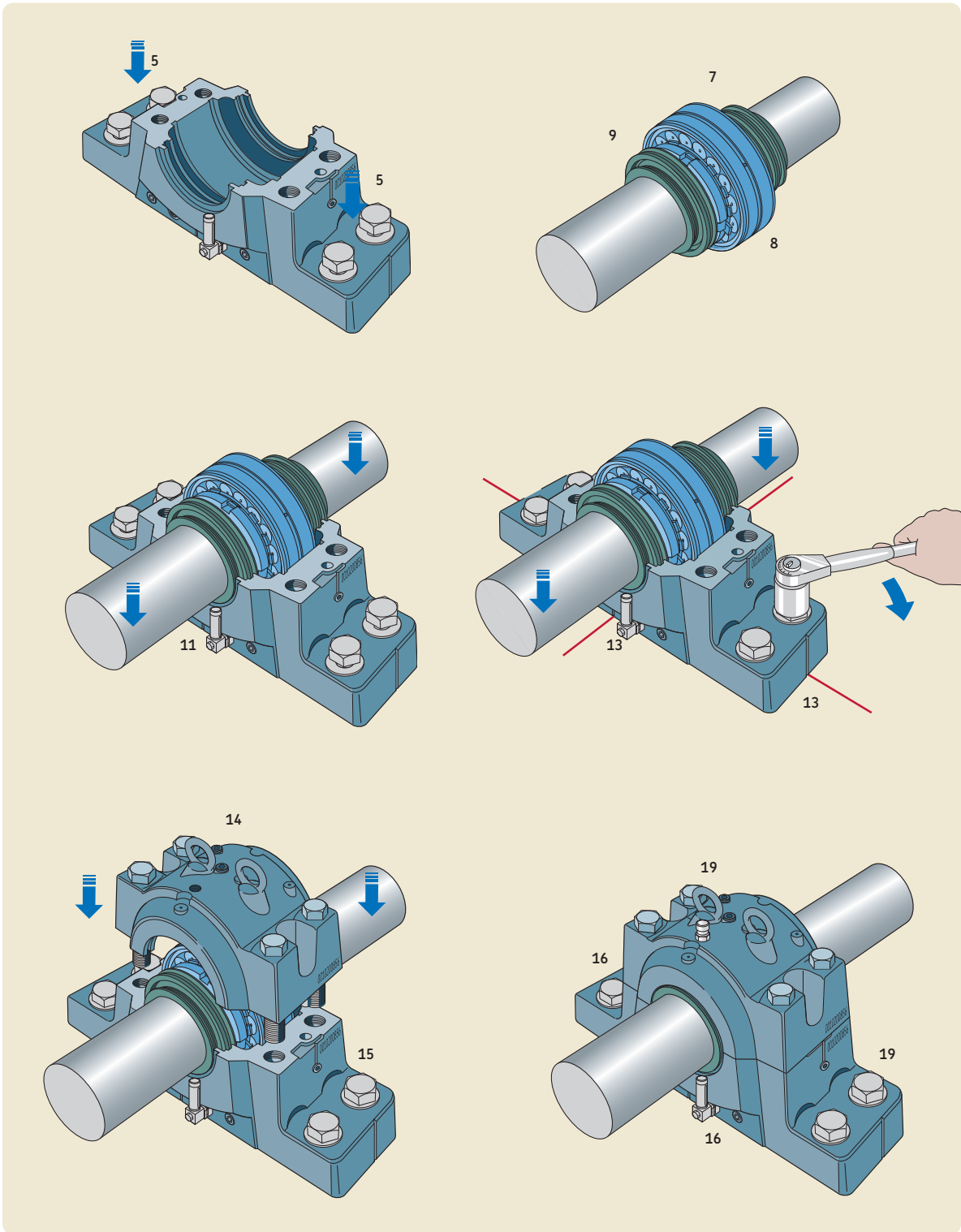
- 1 Make sure that the work area is clean. Check the dimensional and form accuracy of the shaft seat. The shaft should be machined to a tolerance of g7/IT5, but h9/IT5 is possible for adapter sleeve mounting, and performed with a lead-in chamfer of about 3 mm × 15°.
- 2 Check that the roughness of the support surface is $R_a \leq 12,5 \mu\text{m}$. The flatness (planicity) tolerance should be to IT7. Make sure that the mounting surface is clean. If shims are used, the whole surface must be covered by shims. The mounting surface (frame) must be designed to accommodate actual loads, vibrations and settings.
- 3 Mount any components that are on the shaft between the two SNL housings.
- 4 If the bearing is mounted on an adapter sleeve, determine its position relative to the housing.
- 5 Make sure that the attachment surface of the housing is cleaned of paint and contaminants. When oil bath lubrication is used, mount the oil level gauge on each housing. Position the housing base on the support surface. Fit the attachment bolts, but do not tighten them.
- 6 Make sure that the silicone tubes are at their right position in the grooves. The dimension of the silicone tubes is 1 × 3 mm.
- 7 Coat the shaft lightly with a thin oil. Slide the parts for the first seal to the correct position on the shaft.
- 8 Mount the bearing on the shaft – either directly on a stepped shaft or using an adapter sleeve.
- 9 Slide the parts of the second seal to the correct position on the shaft. Keep the locating pin in the outer seal parts in a horizontal position. If the housing is to be used at the end of a shaft, the second seal is omitted and the inner part of the end cover inserted in the housing base seal groove.
- 10 Mount the second bearing and housing, following steps 4 to 9.
- 11 Lay the shaft with the two bearings and seal assemblies in the two housing bases.
- 12 For locating bearing arrangements and arrangements with CARB toroidal roller bearings, put the appropriate number of locating rings on each side of the bearing (→ product tables). Note that the product tables indicate the total number of locating rings needed. For sizes SNL 3076, SNL 3168 and SNL 3264, the housings have an F or L design and locating rings are not needed.
- 13 Carefully align the two housing bases. Vertical markings at the middle of the side faces and ends of the housing bases can facilitate this. Then, lightly tighten the attachment bolts on both housings.
- 14 Apply a string of oil-resistant sealant, of type Blue Silicone or equal, along the outer contour-line and around the holes, on the housing split surfaces. Then place the two housing caps over each base and tighten the cap bolts (to join cap and base) to the torque specified in **table 2** on **page 34**. The cap and base of one housing are not interchangeable with those of other housings. The cap and base of each housing should be checked to make sure they bear the same serial number.
- 15 Check the alignment of the two housings to minimize misalignment, and fully tighten the attachment bolts in the two housing bases. Recommended tightening torques are provided in **table 2** on **page 34**.
- 16 Mount the supplied ventilating plugs on the top of the housings. When circulating oil lubrication is used, connect the oil inlet and outlet pipes to the housing.
- 17 When an oil bath lubrication is used, the max and min level should be shown on the oil level gauge. Recommended oil levels to be used for the mounted bearings can be found in **table 3** on **page 22**. The oil levels must be read while the application is not operating.

NOTE: It is important that sealant, of type Loctite or equal, is applied on all threads of the supplied accessories.

NOTE: For oil bath lubrication, it is important not to exceed the max level as this can cause oil leakage from the housing. For circulating oil, it is important that the outlet pipes can properly drain the housing to avoid an overflow of oil.

18 Protect the housing assemblies from negative pressure from surrounding equipment.

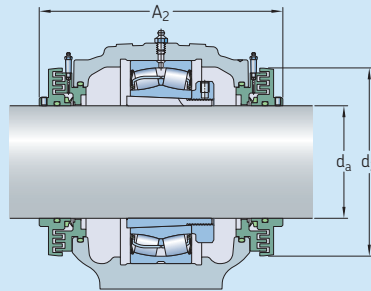
19 One day after tightening the cap and attachment bolts, make sure that the proper torque was maintained.



ANEXO B - CATÁLOGO SKF - SELOS TACONITE

Table 1

SKF Taconite Seal general data



Metric sizes

Principal dimensions		Designation ¹⁾	Recommended relubrication rate
d _a	d ₂		
mm			grams/hr
50	125	165 TK 511	0,03
55	130	175 TK 512	0,03
60	135	180 TK 513	0,03
65	140	176 TK 515	0,03
70	150	205 TK 516	0,04
75	155	210 TK 517	0,04
80	165	225 TK 518	0,04
85	170	220 TK 519	0,04
90	175	232 TK 520	0,05
100	185	250 TK 522	0,05
110	205	260 TK 524	0,05
115	215	265 TK 526	0,06
125	225	285 TK 528	0,06
135	235	295 TK 530	0,07
140	240	315 TK 532	0,07
150	280	324 TK 34	0,09
160	290	330 TK 36	0,11
170	300	352 TK 38	0,11
180	310	382 TK 40	0,15
200	330	390 TK 44	0,16
220	350	406 TK 48	0,17
240	380	424 TK 52	0,18
260	400	424 TK 56	0,19
280	420	454 TK 60	0,21
300	440	474 TK 64	0,21
320	460, 510 ³⁾	525 TK 68, TK 68B ³⁾	0,33
340	490, 535 ³⁾	525 TK 72, TK 72B ³⁾	0,34
360	510, 555 ³⁾	527 TK 76, TK 76B ³⁾	0,36
380	530, 575 ³⁾	557 TK 80, TK 80B ³⁾	0,37
400	550, 575 ³⁾	587 TK 84, TK 84B ³⁾	0,37
410	560, 625 ³⁾	587 TK 88, TK 88B ³⁾	0,39
430	585, 635 ³⁾	599 TK 92, TK 92B ³⁾	0,39
450	605, 660 ³⁾	599 TK 96, TK 96B ³⁾	0,39

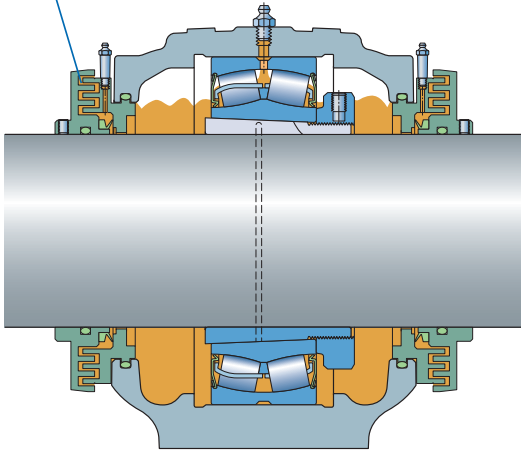
Inch sizes

Principal dimensions		Designation ²⁾	Recommended relubrication rate
d _a	d ₂		
in.			grams/hr
1 15/16	4.9	6.5 TK 24 V	0,03
2 3/16	5.1	6.9 TK-29 V	0,03
2 7/16	5.3	7.1 TK-37 V	0,03
2 11/16	5.9	8.1 TK-44 V	0,04
2 15/16	6.1	8.3 TK-53 V	0,04
3 3/16	6.5	8.9 TK-188 V	0,04
3 7/16	6.9	9.1 TK-102 V	0,05
3 15/16	7.3	9.8 TK-109 V	0,05
4 3/16	7.3	9.8 TK-113 V	0,05
4 7/16	8.1	10.2 TK-117 V	0,06
4 15/16	8.9	11.2 TK-122 V	0,06
5 3/16	9.2	11.6 TK-125 V	0,07
5 7/16	9.4	12.4 TK-130 V	0,07
5 15/16	11.0	12.8 TK-140 V	0,09
6 7/16	11.4	13.0 TK-148 V	0,11
6 15/16	12.2	15.0 TK-155 V	0,11
7 3/16	12.2	15.0 TK-159 V	0,15
7 15/16	13.0	15.4 TK-167 V	0,16
8 15/16	13.8	16.0 TK-552 V	0,17
9 7/16	15.0	16.7 TK-553 V	0,18
9 15/16	15.7	16.7 TK-607 V	0,19
10 7/16	15.7	16.7 TK-606 V	0,19
10 15/16	16.5	17.9 TK-858 V	0,21
11 7/16	16.5	17.9 TK-861 V	0,21
11 15/16	17.3	18.7 TK-859 V	0,21
12 7/16	17.3	18.7 TK 865 V	0,33
12 15/16	18.1	20.7 TK-869 V	0,34
13 7/16	19.3	20.7 TK-872 V	0,34
13 15/16	19.3	20.7 TK-875 V	0,36
15	15.0	21.9 TK-847 V	0,37
15 3/4	21.7	23.1 TK-969 V	0,37
16 1/2	22.0	23.1 TK-958 V	0,39
17	23.0	23.6 TK-838 V	0,39
18	23.8	23.6 TK-888 V	0,39

¹⁾ SE, SNL, SNL 30, 31 and 32
²⁾ SAF, SAW, SAFD and SDAF
³⁾ The higher d₂ is valid for optional "Bolt-on" SKF Taconite Seal

For inch seals that are not shown in the table, go to www.SKF.com/group/products/bearing-units-housings/bearing-housings to find optional sizes.

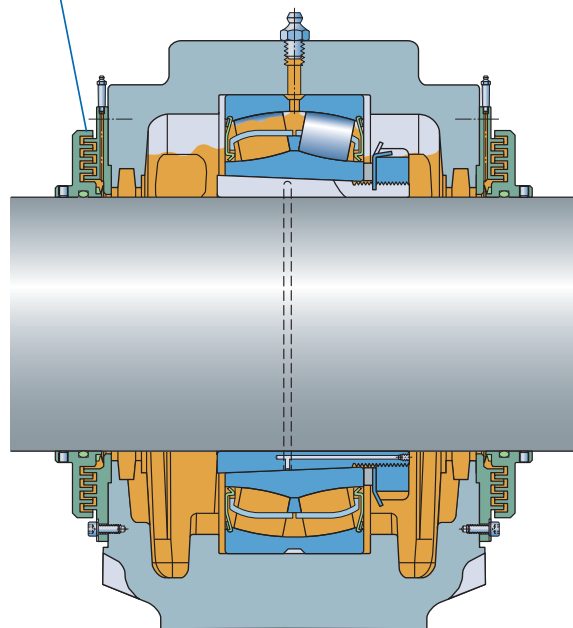
For shaft diameters from 50–140 mm (1 15/16–5 7/16 in.) labyrinths have three stages; for shaft diameters 150 mm (5 15/16 in.) and larger, labyrinths have four stages



Housing with SKF Taconite Seal – “in-groove”

Fits into the seal groove of SKF split housings. The SKF housings do not require modification to accommodate the new “in-groove” SKF Taconite Seal. “In-groove” seals have three or four stage labyrinths, depending on size.

“Bolt-on” SKF Taconite Seal has four labyrinth stages



Housing with SKF Taconite Seal – “bolt-on” – optional for larger sizes

The optional SKF Taconite Seal for larger sizes (from size 68) is flanged for bolting to the housing. The SKF housing can be delivered from the factory with the necessary machining or, with existing housings, can be modified by a local SKF Solution Factory to accommodate the new SKF Taconite Seal in the larger sizes.



The ultimate SKF Three-Barrier Solution

For optimum performance in extremely dirty and wet applications, especially where high-pressure washdowns of the machinery are common, SKF recommends the ultimate three-barrier solution:

- **SKF housing with SKF Taconite Seals** – primary barrier: prevents ingress of solid and liquid contaminants, even during high-pressure washdowns
- **Grease barrier** – secondary barrier: grease fill in bearing housing cavity
- **Upgraded sealed SKF Explorer spherical roller bearings** – final barrier: excludes contaminants during initial installation and in operation

ANEXO C - CATÁLOGO MANCAIS SNR-NTN

Secção de catálogo de mancais SNR-NTN (*plummer block housings*) contendo especificação de utilização de selos labirinto.



SNC
THE PILLOW BLOCK RANGE



www.ntn-snr.com



With You

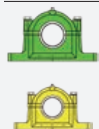
Seal selection

There are a wide variety of sealing options for the housing due to the large number of potential applications. The correct choice of sealing system depends on several factors. Below, you will find important information about all of the sealing options that are included in the standard range of SNC bearing housings.

All SNC units are designed for both through shafts and for shaft end bearing arrangements. A cover (SC...EC) is available for these versions. This is inserted in the groove between the upper and lower sections in place of the second seal. To provide maximum flexibility when it comes to selecting, SNC seals are packaged as a set. One seal set is required for each side of the housing.



Structural properties		SC..DS Double lip seal	SC..FS Felt strip seal	SC..SV V-ring seal	SC..LA Labyrinth seal	SC..TA Taconite seal
Operating temperature	°C	-40... +100	-40... +100	-40... +100	-40... +200	-40... +100
Circumferential speed	m/s	<8	<15	<7 ³⁾	<15	<8 ⁴⁾
Possible misalignment	Degrees	0,5...1	<0,5	1...1,5	<0,3	<0,5
Relubrication						
Low friction						
Suitable for floating bearings						
Vertical installation						
Sealing behavior for:						
Splash water / moisture						
Ultra-fine particles						
Fine particles						
Large particles						
Sharp-edge particles						
UV resistance						



Ideally suited

Suitable



Limited suitability



Unsuitable

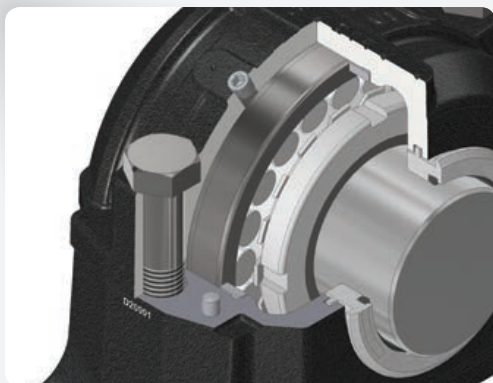
¹⁾ During running-in phase up to approx. 5m/s

²⁾ If V-ring is fitted inside on underside

³⁾ Without additional supporting ring (axially secured: 7-12 m/s; axially and radially secured: >12 m/s)

⁴⁾ Shaft requirements, see page 18

Labyrinth seal SC..LA

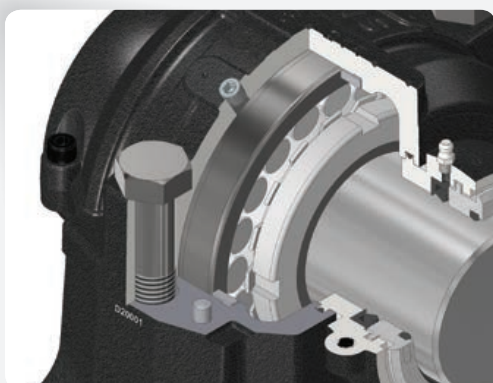


For adverse ambient conditions, all SNC bearing housings can be fitted with labyrinth seals. The sealing ring and the sealing groove in the housing form a labyrinth with a narrow sealing gap. The great advantage of these seals is that the bearing arrangement can be operated at the permissible speed for the bearings used. The labyrinth ring is synchronised on the shaft by the installed round cord. The maximum misalignment of the shaft may not be greater than 0.3° . The operating temperature range for this seal is between -40°C and $+200^\circ\text{C}$. We recommend an h9 tolerance class for the shaft.

Optional relubrication of the labyrinth seal is possible. The marking points cast into the housing above the sealing groove are used for this purpose.

Note that one seal must be ordered for each side of the housing.
The delivery includes a labyrinth ring (material: cast iron or steel) and the associated round cord.

Taconite seal SC..TA



The separable Taconite seal is fixed in the sealing groove between the upper and lower housing sections using an O ring. The labyrinth ring rotates with the shaft. This is ensured by a round cord that is inserted between the shaft and the labyrinth ring. The shaft sealing ring is pressed into the stationary part of the seal. The sealing lip slides on the shaft. The shaft diameter should lie within the tolerance field h9. The circularity tolerance should correspond to IT8. We recommend twist free ground shafts with a roughness of less than $Ra\ 0.8\ \mu\text{m}$. Misalignment of up to 0.5° is technically possible. The permissible temperature range for this seal is between -40°C and $+100^\circ\text{C}$. Non-tempered shafts can be used for peripheral speeds under 4 m/s. For higher peripheral speeds of up to 8 m/s, the minimum hardness of the surface should be 45 HRC.

This type of seal is predominantly used where extreme ambient conditions prevail. Thanks to its exceptionally robust design, the sealing system protects against fine dust and large dirt particles and is secure against moisture. Overall, three different sealing systems within the component are responsible for the outstanding sealing effect:

- Labyrinth ring that can be relubricated (threaded bore M6) with radial cross pieces;
- Shaft sealing;
- Cavity completely filled with grease, which acts as a grease lock.

Note that one seal must be ordered for each side of the housing.
The delivery includes a completely assembled Taconite seal (lubricating fitting included).

ANEXO D - CATÁLOGO NTN - DIFERENÇAS ENTRE SELOS EXTERNO

Secção de catálogo da NTN que explana diferenças entre selos de contato e sem contato assim como algumas de suas vantagens e desvantagens.

External bearing sealing devices

12. External bearing sealing devices

External seals have two main functions: to prevent lubricating oil from leaking out, and, to prevent dust, water, and other contaminants from entering the bearing. When selecting a seal, the following factors need to be taken into consideration: the type of lubricant (oil or grease), seal peripheral speed, shaft fitting errors, space limitations, seal friction and resultant heat increase, and cost.

Sealing devices for rolling bearings fall into two main classifications: non-contact seals and contact seals.

- **Non-contact seals:** Non-contact seals utilize a small clearance between the shaft and the housing cover. Therefore friction is negligible, making them suitable for high speed applications.

In order to improve sealing capability, clearance spaces are often filled with lubricant.

- **Contact seals:** A contact seal is a seal whereby a

formed synthetic rubber lip on a steel plate is pressed against the shaft. Contact seals are generally far superior to non-contact seals in sealing efficiency, although their friction torque and temperature rise coefficients are higher. Furthermore, because the lip portion of a contact seal slides while in contact with the shaft, the allowable seal peripheral speed varies depending on seal type.

Lubrication is required in the place where the seal lip makes contact with the shaft. Ordinary bearing lubricant can also be used for this purpose.

The following chart lists the special characteristics of seals and other points to be considered when choosing an appropriate seal.

Type	Seal construction	Name	Seal characteristics and selection considerations																	
Non-contact seals		Clearance seal	This is an extremely simple seal design with a small radial clearance.																	
		Oil groove seal (oil grooves on housing side)	Several concentric oil grooves are provided on the housing inner diameter to greatly improve the sealing effect. When the grooves are filled with lubricant, the intrusion of contaminants from the outside is prevented.																	
		Oil groove seal (oil grooves on shaft and housing side)	Oil grooves are provided on both the shaft outer diameter and housing inner diameter for a seal with even greater sealing efficiency.																	
		Axial labyrinth seal	This seal has a labyrinth passageway on the axial side of the housing.																	
		Radial labyrinth seal	A labyrinth passageway is affixed to the radial side of the housing. For use with split housings. This offers better sealing efficiency than axial labyrinth seals.																	
		Aligning labyrinth seal	The seal's labyrinth passageway is slanted and has sufficient clearance to prevent contact between the housing projections and the shaft even as the shaft realigns.																	
			<p>Cautionary points regarding selection</p> <ul style="list-style-type: none"> • In order to improve sealing efficiency, clearances between the shaft and housing should be minimized. However, care should be taken to confirm shaft/bearing rigidity and other factors to avoid direct shaft-housing contact during operation. <p>Oil groove clearance (reference)</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Shaft diameter mm</th> <th>Clearance mm</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Up to 50</td> <td>0.2~0.4</td> </tr> <tr> <td>50 or above</td> <td>0.5~1.0</td> </tr> </tbody> </table> <ul style="list-style-type: none"> • Oil groove width, depth (reference) width : 2~5 mm depth : 4~5 mm • Three or more oil grooves should be provided. • Sealing efficiency can be further improved by filling the oil groove portion with grease of which the consistency grade is 150 to 200. • Grease is generally used as the lubricant for labyrinth seals, and, except in low speed applications, is commonly used together with other sealing devices. <p>Cautionary points regarding selection</p> <ul style="list-style-type: none"> • In order to improve sealing efficiency, labyrinth passageway clearances should be minimized. However, care should be taken to confirm shaft/bearing rigidity, fit, internal clearances and other factors to avoid direct contact between labyrinth projections during operation. <p>Labyrinth clearance (reference)</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Shaft diameter mm</th> <th colspan="2">Clearance mm</th> </tr> <tr> <th>Radial direction</th> <th>Axial direction</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>~ 50</td> <td>0.2~0.4</td> <td>1.0~2.0</td> </tr> <tr> <td>50~200</td> <td>0.5~1.0</td> <td>3.0~5.0</td> </tr> </tbody> </table> <ul style="list-style-type: none"> • Sealing efficiency can be further improved by filling the labyrinth passageway with grease of which the consistency grade is 150 to 200. • Labyrinth seals are suitable for high speed applications. 	Shaft diameter mm	Clearance mm	Up to 50	0.2~0.4	50 or above	0.5~1.0	Shaft diameter mm	Clearance mm		Radial direction	Axial direction	~ 50	0.2~0.4	1.0~2.0	50~200	0.5~1.0	3.0~5.0
Shaft diameter mm	Clearance mm																			
Up to 50	0.2~0.4																			
50 or above	0.5~1.0																			
Shaft diameter mm	Clearance mm																			
	Radial direction	Axial direction																		
~ 50	0.2~0.4	1.0~2.0																		
50~200	0.5~1.0	3.0~5.0																		

External bearing sealing devices



Type	Seal construction	Name	Seal characteristics and selection considerations																					
Non-contact seals		Oil comb sleeve	In this design, lubricating oil that makes its way out of the housing along the shaft is thrown off by projections on the oil comb sleeve and recirculated.																					
		Slinger provided in the housing	Seal type whereby a slinger is provided in the housing that prevents lubricant from leaking by centrifugal force produced by rotation.																					
		Slinger provided outside the housing	By mounting a slinger on the outside of the housing, centrifugal force helps to prevent dust and other solid contaminants from entering.																					
Contact seals		Z grease seal	In cross section resembling the letter "Z," this seal's empty spaces are filled with grease. The seal is commonly used with a plummer block (bearing housing).																					
		V-ring seal	This design enhances sealing efficiency with a lip that seals from the axial direction. With the aid of centrifugal force, this seal also offers effective protection against dust, water, and other contaminants entering the bearing. Can be used for both oil and grease lubrication. At seal peripheral speeds in excess of 12 m/s, seal ring fit is lost due to centrifugal force, and a clamping band is necessary to hold it in place.																					
		Oil seal	Oil seals are widely used, and their shapes and dimensions are standardized under JIS B 2402. In this design, a ring-shaped spring is installed in the lip section. As a result, optimal contact pressure is exerted between the lip edge and shaft surface, and sealing efficiency is good. When the bearing and oil seal are in close proximity, the internal clearance of the bearing may be reduced by heat produced by the oil seal. In addition to considering the heat generated by contact seals at various peripheral speeds, internal bearing clearances must also be selected with caution. Depending on its orientation, the seal may function to prevent lubricant from leaking out or foreign matter from getting in.																					
			<p>Cautionary points regarding selection</p> <ul style="list-style-type: none"> Seal type whereby a slinger that utilizes centrifugal force is provided on the rotating shaft. If mounted on the inside of the housing, the slinger should function to seal in lubricant by centrifugal force produced by rotation. If mounted on the outside of the housing, the slinger should function to seal out foreign matter by fan effect produced by rotation. These seal types are commonly employed together with other sealing devices. 																					
			<p>Cautionary points regarding selection</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Peripheral speed m/s</th> <th colspan="2">Surface roughness (reference)</th> </tr> <tr> <th>Ra</th> <th>Rmax</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>~ 5</td> <td>0.8a</td> <td>3.2s</td> </tr> <tr> <td>5~10</td> <td>0.4a</td> <td>1.6s</td> </tr> <tr> <td>10~</td> <td>0.2a</td> <td>0.8s</td> </tr> </tbody> </table> <p>Shaft material (reference)</p> <table border="1"> <tbody> <tr> <td>Material</td> <td>Machine structural carbon steel, Low carbon alloy steel, Stainless steel</td> </tr> <tr> <td>Surface hardness</td> <td>HRC 40 or higher necessary HRC 55 or higher advisable</td> </tr> <tr> <td>Processing method</td> <td>Final grinding without repeat (moving), or buffed after hard chrome plating</td> </tr> </tbody> </table>	Peripheral speed m/s	Surface roughness (reference)		Ra	Rmax	~ 5	0.8a	3.2s	5~10	0.4a	1.6s	10~	0.2a	0.8s	Material	Machine structural carbon steel, Low carbon alloy steel, Stainless steel	Surface hardness	HRC 40 or higher necessary HRC 55 or higher advisable	Processing method	Final grinding without repeat (moving), or buffed after hard chrome plating	
Peripheral speed m/s	Surface roughness (reference)																							
	Ra	Rmax																						
~ 5	0.8a	3.2s																						
5~10	0.4a	1.6s																						
10~	0.2a	0.8s																						
Material	Machine structural carbon steel, Low carbon alloy steel, Stainless steel																							
Surface hardness	HRC 40 or higher necessary HRC 55 or higher advisable																							
Processing method	Final grinding without repeat (moving), or buffed after hard chrome plating																							
			<p>Allowable speed/temperature according to seal type/material (reference)</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Seal type/material</th> <th>Allowable peripheral speed m/s ($v(m/s) = \frac{\pi \times D(mm) \times N(r/min)}{60,000}$)</th> <th>Allowable temp °C</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="3">Oil seals</td> <td>Nitrile rubber</td> <td>16 or less</td> <td>-25 ~+120</td> </tr> <tr> <td>Acrylic rubber</td> <td>26 or less</td> <td>-15 ~+150</td> </tr> <tr> <td>Fluorinated rubber</td> <td>32 or less</td> <td>-30 ~+200</td> </tr> <tr> <td>Z-seal</td> <td>Nitrile rubber</td> <td>6 or less</td> <td>-25 ~+120</td> </tr> <tr> <td>V-ring</td> <td>Nitrile rubber</td> <td>40 or less</td> <td>-25 ~+120</td> </tr> </tbody> </table>	Seal type/material	Allowable peripheral speed m/s ($v(m/s) = \frac{\pi \times D(mm) \times N(r/min)}{60,000}$)	Allowable temp °C	Oil seals	Nitrile rubber	16 or less	-25 ~+120	Acrylic rubber	26 or less	-15 ~+150	Fluorinated rubber	32 or less	-30 ~+200	Z-seal	Nitrile rubber	6 or less	-25 ~+120	V-ring	Nitrile rubber	40 or less	-25 ~+120
Seal type/material	Allowable peripheral speed m/s ($v(m/s) = \frac{\pi \times D(mm) \times N(r/min)}{60,000}$)	Allowable temp °C																						
Oil seals	Nitrile rubber	16 or less	-25 ~+120																					
	Acrylic rubber	26 or less	-15 ~+150																					
	Fluorinated rubber	32 or less	-30 ~+200																					
Z-seal	Nitrile rubber	6 or less	-25 ~+120																					
V-ring	Nitrile rubber	40 or less	-25 ~+120																					

● External bearing sealing devices



Type	Seal construction	Name	Seal characteristics and selection considerations
Combination seals		<p>Z-seal + Labyrinth seal</p>	<p>This is an example of an axial labyrinth seal which has been combined with a Z-seal to increase its sealing efficiency. The axial labyrinth seal is affixed to the shaft with a setting bolt or other method. In the diagram on the left, both the direction of the Z-seal and the labyrinth seal are oriented to keep dust and other contaminants out of the bearing. Because a Z-seal has been incorporated, the allowable peripheral speed should not exceed 6 m/s.</p>
		<p>Labyrinth seal + Oil groove seal + Slinger</p>	<p>This is an example of a combination of three different non-contact seals. It has the advantage of preventing both lubricant leakage from inside the bearing and infiltration of dust and other contaminants from the outside. It is widely used on mining equipment and as a sealing system with plummer blocks in extremely dusty application conditions.</p>
		<p>Oil groove seal + Slinger + Z-seal</p>	<p>This is an example where an oil groove seal and slinger have been combined with a Z-seal to increase its sealing efficiency. In the diagram on the left, all three seals have been oriented to keep dust and other contaminants out of the bearing. The combination is widely used on mining equipment and as a sealing system with plummer blocks in extremely dusty application conditions.</p>