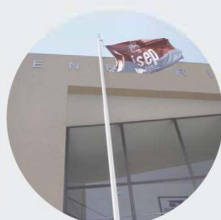


Adaptação e validação experimental de banco de ensaios de rolamentos

RICARDO MANUEL FRANCO LADISLAU FERREIRA

outubro de 2021



Adaptação e validação experimental de banco de ensaios de rolamentos

RICARDO MANUEL FRANCO LADISLAU FERREIRA

Agosto de 2021

ADAPTAÇÃO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE BANCO DE ENSAIOS DE ROLAMENTOS

Ricardo Manuel Franco Ladislau Ferreira
1141273

2020/2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



ADAPTAÇÃO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE BANCO DE ENSAIOS DE ROLAMENTOS

Ricardo Manuel Franco Ladislau Ferreira
1141273

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Doutor David Emanuel Pimentel Gonçalves e coorientação do Doutor Pedro Miguel Teixeira Marques e do Doutor Armando José Vilaça Campos.

2020/2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



JÚRI

Presidente

Doutor Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho
Professor Adjunto, ISEP

Orientador

Doutor David Emanuel Pimentel Gonçalves
Investigador, INEGI

Co-orientador

Doutor Pedro Miguel Teixeira Marques
Investigador, INEGI

Co-orientador

Doutor Armando José Vilaça Campos
Professor Adjunto, ISEP

Arguente

Doutor Carlos Miguel da Costa Gomes Fernandes
Professor Auxiliar, FEUP

AGRADECIMENTOS

Agradecimento a Unidade de tribologia, vibrações e manutenção industrial, CETRIB, unidade de investigação do Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial, INEGI, e a todos os seus colaboradores pelo bom acolhimento, pela transmissão de conhecimentos e por todo o apoio dado na execução desta dissertação. Tendo sido uma experiência bastante enriquecedora que será uma mais-valia no meu futuro.

Ao Doutor Pedro Marques, por toda a colaboração, coordenação, e ajuda durante o desenvolvimento do trabalho. Agradeço também toda a disponibilidade e acompanhamento prestado, tendo sido fundamental toda a ajuda prestada.

Ao Doutor David Gonçalves, agradeço primeiramente pelo tema desafiante proposto. Agradeço também toda a disponibilidade, acompanhamento e colaboração prestada durante a execução do projeto, tendo sido sempre incansável na ajuda prestada.

Ao Doutor Armando Vilaça Campos, por toda a colaboração, coordenação e ajuda na execução da dissertação. Agradeço também toda a disponibilidade e acompanhamento prestado

Ao Engenheiro Justino Cruz, agradeço a colaboração e ajuda prestada durante a execução do projeto.

Um especial agradecimento aos meus pais, à minha namorada e à minha irmã por todo apoio dado durante todo o percurso académico, e por nunca me deixarem desistir nos momentos mais difíceis.

PALAVRAS CHAVE

Banco de Ensaio, Rolamentos, Perda de Potência, Lubrificação, Binário de arranque

RESUMO

A presente Dissertação tem como objetivo a elaboração de um banco de ensaios de rolamentos, com a finalidade de avaliação das perdas de binário associadas aos rolamentos. Este projeto veio no âmbito da inexistência de um banco de ensaios normalizado no mercado para avaliação das perdas de potência.

As perdas de binário associadas aos rolamentos devem-se as diferentes interações dos rolamentos com o meio a que este se encontra aplicado. Estas perdas podem ser divididas em quatro formas distintas de perdas de binário: por atrito, por escorregamento, por arrasto e por vedação. Estas perdas são dependentes das condições de serviço a que o rolamento se encontra sujeito. As condições de serviço que influenciam as perdas são as cargas aplicadas, o tipo de lubrificação, altura de imersão no lubrificante e condições de lubrificação.

Posto isto, é fulcral que todos os rolamentos ensaiados em simultâneo no banco de ensaio estejam sujeitos às mesmas condições de serviço, neste caso, condições de teste. Para esse efeito serão utilizados dois cartuchos, de igual configuração, que estarão equipados com dois rolamentos. Nos cartuchos um dos rolamentos estará fixado em elementos constituintes do cartucho e no outro rolamento será aplicada uma pré-carga através de um sistema de aperto. Com a variação das diversas condições, será medida a alteração do binário por uma célula, que se encontra entre os dois cartuchos existentes. Através da comparação dos valores obtidos nos ensaios com os valores medidos do binário em vazio conseguir-se-á medir a alteração do binário e assim determinar as perdas de potência.

Estes valores recolhidos nos ensaios realizados a posteriori, permitirão tornar os modelos de perdas de binário em rolamentos mais eficazes.

Todos os desenvolvimentos do banco de ensaios, quer a seleção de acessórios, a produção e explicação dos elementos, assim como os cálculos e simulações realizadas serão apresentados no decorrer do relatório.

KEYWORDS

Test rig, Rolling bearing, Power loss, Lubrication, non-load losses

ABSTRACT

This dissertation aims to develop a test rig for rolling bearings, with a relief for evaluating the torque losses associated with bearings. This project came within the scope of the lack of a standardized test bench in the market for evaluating power losses.

Torque losses associated with bearings are due to different interactions of the bearings with the environment to which they are associated. These losses can be divided into four distinct forms of torque losses, such as rolling friction torque, sliding frictional torque, drag losses, and rolling bearing seal losses. These losses are dependent on the service conditions the bearing is in. Service conditions that influence losses are applied loads, type of lubrication, lubrication immersion height and lubrication conditions.

That said, it is crucial that all bearings are tested simultaneously on the test bench devoted to service conditions, in this case, test conditions. For this purpose, two cartridges of the same configuration will be used, which are equipped with two bearings. In the cartridges, one of the bearings available in the constituent elements of the cartridge and in the other bearing a load will be applied through a tightening system. With the variation of the different conditions, the change in torque will be measured by a cell, which is located between the two existing cartridges. Measure by comparing the values in the tests with the measured values of the torque at no load to be able to measure the change in torque and thus determine how power losses.

These values collected in experimental tests carried out a posteriori, allow to make the models of torque losses in bearings more efficient.

All developments on the test bench, whether the selection of accessories, the production and explanation of the elements, as well as the calculations and simulations carried out during the report.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

Adap.	Adaptação
CETRIB	Unidade de Tribologia, Vibrações e Manutenção Industrial
C.S.	Coeficiente de Segurança
EHD	Regime de lubrificação elastohidrodinâmico
HD	Regime de lubrificação hidrodinâmico
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
VG	<i>Viscosity Grade</i>
INEGI	Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial

Lista de Unidades

bar	Bar
°C	Graus Celsius
g	Grama
J	Joule
K	Kelvin
m	Metro
N	Newton
Pa	Pascal
rpm	Rotação por minuto
s	Segundos
St	Stoke
W	Watt

Lista de Símbolos

B	Largura do rolamento [mm]
C_W	Variável usada para o cálculo do momento de perdas por arrasto [-]
d	Diâmetro interno do rolamento [mm]
D	Diâmetro externo do rolamento [mm]
d_m	Diâmetro médio [mm]
d_{pf}	Diâmetro do parafuso [mm]

F_a	Força axial [N]
F_r	Força radial [N]
F_{resl}	Força resultante da combinação da força axial e radial [N]
f_a	Variável usada no cálculo das perdas de binário por arrasto [-]
f_t	Variável usada no cálculo das perdas de binário por arrasto [-]
f_0	Fator dependente do tipo de rolamento e da sua lubrificação [-]
f_1	Coeficiente dependente do tipo de rolamento e da carga aplicada [-]
f_2	Coeficiente dependente do rolamento e da carga [-]
G_{rr}	Variável dependente do tipo de rolamento [-]
G_{sl}	Variável dependente do tipo de rolamento, diâmetro e carga suportada [-]
H	Altura do óleo em [mm]
h_{min}	Espessura mínima de filme [m]
i_{rw}	Número de filas de esferas [-]
IV	Índice de Viscosidade [-]
K_{ball}	Constante relacionada com os elementos rolantes dos rolamentos de esferas [-]
K_L	Constante relacionada com a geometria do rolamento de rolos [-]
K_{roll}	Constante relacionada com os elementos rolantes dos rolamentos de rolos [-]
K_{rs}	Constante de reabastecimento/ <i>Starvation</i> [-]
K_{S1}	Constante, dependente do ripo de retentor e do tipo e tamanho de rolamento [-]
K_{S2}	Constante, dependente do ripo de retentor e do tipo e tamanho de rolamento [-]
K_t	Fator geométrico de concentração de tensões [-]
K_z	Constante relacionada com a geometria do rolamento [-]
l_d	Variável usada para o cálculo da fricção momento de perdas por arrasto [-]
M^{rol}	Perdas totais de binário num rolamento [N · mm]
M_0^{rol}	Momento de atrito sem carga de um rolamento [N · mm]
M_1^{rol}	Perdas de binário por atrito [N · mm]
M_2^{rol}	Momento de fricção de carga axial de um rolamento [N · mm]
M_{draa}	Binário de atrito por arrasto [N · mm]
M_{rr}	Binário de atrito por rolamento [N · mm]
M_{Seal}	Binário de atrito de vedação [N · mm]
M_{Sl}	Binário de atrito por escorregamento [N · mm]
n	Velocidade de rotação [rpm]
n_p	Número de parafusos [-]
N_p	Força Suportada [N]
N_{rd}	Força Aplicada [N]

P	Pressão de o contacto [Pa]
P_{VL}	Perdas nos rolamentos [W]
P_1	Carga aplicada no rolamento que determina o momento de atrito [N]
$P_{dissipada}$	Potência dissipada pelo rolamento [W]
P_r	Passo da rosca de um parafuso [mm]
r	Raio do chanfro do rolamento [m]
R_a	Rugosidade média [m]
R_m	Resistência nominal à tração [MPa]
$R_{p0,2}$	Limite nominal de elasticidade [MPa]
R_S	Variável usada para o cálculo do momento de perdas por arrasto [-]
t	Variável usada para o cálculo da fricção momento de perdas por arrasto [-]
T	Temperatura [K ou °C]
V_M	Fator de perda por arrasto [-]
z	Variável normalizada [-]
α	Coeficiente da piezoviscosidade [Pa ⁻¹]
β	Coeficiente de termoviscosidade [°C ⁻¹]
β_r	Coeficiente dependente do rolamento e vedação [-]
η	Viscosidade dinâmica [Pa · s]
η_P	Viscosidade dinâmica à pressão P [Pa · s]
η_0	Viscosidade dinâmica à pressão ambiente [Pa · s]
$\Delta\theta$	Varição da temperatura do lubrificante [°C]
Λ	Regime de lubrificação [-]
μ_{Cou}^{rol}	Coeficiente de atrito de Coulomb [-]
μ_{bl}^{SKF}	Coeficiente limite de atrito por escorregamento [-]
μ_{EHD}^{SKF}	Coeficiente de atrito por escorregamento com filme completo [-]
μ_{SL}^{SKF}	Coeficiente de atrito por escorregamento [-]
ν	Viscosidade cinemática [cSt]
ν_0	Viscosidade cinemática do lubrificante à temperatura θ_0 [cSt]
ν_1	Viscosidade cinemática do lubrificante à temperatura θ_1 [cSt];
ρ	Massa volúmica do lubrificante [kg/m ³].
σ_T	Rugosidade composta das duas superfícies [m]
σ_1	Rugosidade da superfície 1 [m]
σ_2	Rugosidade da superfície 2 [m]
$\sigma_{ced.}$	Tensão de Cedência [MPa]
$\sigma_{rot.}$	Tensão de Rotura [MPa]
τ	Tensão de corte [Pa]
$\dot{\gamma}$	Derivada da velocidade em função da espessura do filme [s ⁻¹]
ϕ_{bl}	Fator de ponderação para o coeficiente de atrito [-]
ϕ_{ish}	Fator de aquecimento pela tensão de corte de entrada [-]

ϕ_{rs}	Reposição cinemática/ Starvation effect [-]
-------------	---

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: PERCENTAGEM DE ENERGIA ELÉTRICA MUNDIAL PRODUZIDA POR FONTE (RETIRADO DE [2])	31
FIGURA 2: ROLAMENTO IDEALIZADO POR LEONARDO DA VINCI (RETIRADO DE [3])	32
FIGURA 3: PRIMEIRO ROLAMENTO PATENTEADO (RETIRADO DE [3])	32
FIGURA 4: DIMENSÕES PRINCIPAIS DOS ROLAMENTOS [6]	38
FIGURA 5: TIPOS DE CARREGAMENTOS EM ROLAMENTOS [6]	39
FIGURA 6: FOLGAS INTERNAS EM ROLAMENTOS [6]	40
FIGURA 7: DISTRIBUIÇÃO DE ESFORÇOS PELO CONTACTO DESALINHADO [9]	40
FIGURA 8: CORTE LAMINAR DE UM FLUIDO ENTRE DUAS SUPERFÍCIES PARALELAS (ADAP. [21])	45
FIGURA 9: RELAÇÃO ENTRE A VISCOSIDADE E A TEMPERATURA PARA DIFERENTES ÓLEOS ISO VG [24]	46
FIGURA 10: RELAÇÃO DA VISCOSIDADE COM A TEMPERATURA EM DIFERENTES MODELOS [12]	47
FIGURA 11: REPRESENTAÇÃO DO ÍNDICE DE VISCOSIDADE	47
FIGURA 12: VARIAÇÃO DO BINÁRIO DE ATRITO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE OU DA VISCOSIDADE [5]	52
FIGURA 13: EXEMPLO DE UM STRIBECK DRIAGRAM, PARA OBTENÇÃO DO REGIME DE LUBRIFICAÇÃO [34]	52
FIGURA 14: VARIAÇÃO DA ESPESSURA DE FILME COM O AUMENTO DA VELOCIDADE [34]	53
FIGURA 15: FUGA DO LUBRIFICANTE EXCEDENTÁRIO [5]	56
FIGURA 16: FATOR DE REDUÇÃO DO AQUECIMENTO POR TENSÃO DE CORTE DE ENTRADA [5]	56
FIGURA 17: FATOR DE PONDERAÇÃO PARA O COEFICIENTE DE ATRITO [5]	57
FIGURA 18: DETERMINAÇÃO DA ALTURA DE SUBMERSÃO H [6]	58
FIGURA 19: FATOR DE PERDA POR ARRASTO, V_m [5]	60
FIGURA 20: ESQUEMA EM CORTE DE UM BANCO DE ENSAIOS EQUIPADO COM TRÊS ROLAMENTOS [40]	64
FIGURA 21: DESENHO ESQUEMÁTICO DE UM BANCO DE ENSAIOS DE DOIS ROLAMENTOS [44]	65
FIGURA 22: VISTA ESQUEMÁTICA DE UM BANCO DE ENSAIOS DE ROLAMENTOS CONSTITUÍDO POR QUATRO ROLAMENTOS [48]	66
FIGURA 23: BANCO DE ENSAIOS À ADAPTAR, BANCO DE ENSAIOS DE TRANSMISSÃO MECÂNICA EM VAZIO	71
FIGURA 24: MOTOR TRIFÁSICO DA MARCA REIMAN® [55]	75
FIGURA 25: CÉLULA DE CARGA [53]	75
FIGURA 26: ACOPLADOR FLEXÍVEL BK2-80 [53]	76
FIGURA 27: ACOPLADOR FLEXÍVEL SK5-80 [53]	76
FIGURA 28: ESTRUTURA EM PERFIL BOSCH EXISTENTE	76
FIGURA 29: DISTÂNCIA AO SOLO DA ESTRUTURA INICIAL, VISTA DE FRENTE	77
FIGURA 30: DISTÂNCIA AO SOLO DA ESTRUTURA FINAL, VISTA DE FRENTE	77
FIGURA 31: DISTÂNCIA ENTRE AS TRAVESSAS NA ESTRUTURA INICIAL	78
FIGURA 32: DISTÂNCIA ENTRE TRAVESSAS ESTRUTURA FINAL	78
FIGURA 33: VISTA DE TRÁS DA ESTRUTURA FINAL	79
FIGURA 34: ESTRUTURA EM PERFIL BOSCH FINAL	79

FIGURA 35:ESTRUTURA EM PERFIL BOSCH FINAL NOOUTRA PERSPETIVA	80
FIGURA 36: LEGENDA ADOTADA NOS DESENHOS TÉCNICOS	83
FIGURA 37: BANCO DE ENSAIOS DE ROLAMENTOS, COM IDENTIFICAÇÃO DOS ELEMENTOS DESENVOLVIDOS	86
FIGURA 38: BASE DE TRABALHO, RB_RF#01	88
FIGURA 39: SUPORTE CÉLULA DE CARGA, RB_RF#02	89
FIGURA 40: FURAÇÃO PASSANTE EXISTENTE NA SUPERFÍCIE DE APOIO PARA FIXAÇÃO DA CÉLULA DE BINÁRIO ASSINALADA A VERMELHO	89
FIGURA 41: SISTEMA DE FIXAÇÃO DO MOTOR, RB_RF#35	90
FIGURA 42: SISTEMA DE MULTIPLICAÇÃO DE VELOCIDADE	91
FIGURA 43: POLIA DE MENOR DIMENSÃO, RB_RF#07	91
FIGURA 44: POLIA DE MAIOR DIMENSÃO, RB_RF#03	92
FIGURA 45: ACOPLAMENTO CÓNICO, RB_RF#03	93
FIGURA 46: FURAÇÕES DESENVOLVIDA NO ACOPLAMENTO CÓNICO	93
FIGURA 47: CONJUNTO ESTICADOR, RB_RF#18	94
FIGURA 48: CONJUNTO ESTICADOR, VISTA EM CORTE, COM NÚMEROS DE IDENTIFICAÇÃO DOS ELEMENTOS	94
FIGURA 49: CARTUCHO, RB_RF#30	96
FIGURA 50: CARTUCHO EM CORTE	96
FIGURA 51: VEIO DE ALOJAMENTO DO ROLAMENTO SKF 32008, RB_RF#19	97
FIGURA 52: ZONA DE ALOJAMENTO DOS ROLAMENTOS NO VEIO	97
FIGURA 53: RETENTOR UTILIZADO NO ROLAMENTO SKF 32008, RB_RF#23	98
FIGURA 54: RASGO DESENVOLVIDO PARA A COLOCAÇÃO DA CHAVETA NOS RETENTORES	98
FIGURA 55: COLOCAÇÃO DOS PARAFUSOS SEM CABEÇA.	99
FIGURA 56: ESPAÇADOR CARTUCHO, RB_RF#22	99
FIGURA 57: CASQUILHO INTERIOR, RB_RF#21	100
FIGURA 58: FURAÇÕES PARA COLOCAÇÃO DA VÁLVULA DE ALÍVIO DE PRESSÃO, A VERMELHO, E FURAÇÃO PARA COLOCAÇÃO DO ELEMENTO DE INJEÇÃO DE LUBRIFICAÇÃO, A AMARELO, NO CASQUILHO INTERNO	100
FIGURA 59: FURAÇÃO DESENVOLVIDA PARA A APARAFUSAR A TAMPA DO CASQUILHO, ASSINALADA A VERMELHO	101
FIGURA 60: CASQUILHO EXTERIOR, RB_RF#20	101
FIGURA 61: TAMPA CASQUILHOS, RB_RF#27	102
FIGURA 62: TAMPA DOS CASQUILHOS COM A FURAÇÃO PASSANTE ASSINALADA A VERMELHO E A FURAÇÃO ROSCADA ASSINALADA A AMARELO	102
FIGURA 63: TAMPA DE APLICAÇÃO DE PRÉ-CARGA, RB_RF#25	103
FIGURA 64: TAMPA SEM PRÉ-CARGA, RB_RF#26	103
FIGURA 65: ASSINALADOS O RASGO PARA A CHAVETA, A VERMELHO, E OS RASGOS PARA OS O-RINGS, A AMARELO, NA TAMPA SEM PRÉ-CARGA	104
FIGURA 66: ASSINALADOS O RASGO PARA A CHAVETA, A VERMELHO, E OS RASGOS PARA OS O-RINGS, A AMARELO, NA TAMPA DE APLICAÇÃO DE PRÉ-CARGA	104
FIGURA 67: NERVURA DESENVOLVIDA NOS ELEMENTOS RB_RF#26 E RB_RF#25, PARA ALOJAMENTO DO RETENTOR ROTATIVO	105

FIGURA 68: COLOCAÇÃO DOS PARAFUSOS RESPONSÁVEIS PELA APLICAÇÃO DA PRÉ-CARGA	105
FIGURA 69: ZONA DE ROSCAGEM DOS PARAFUSOS DE APLICAÇÃO DA PRÉ-CARGA, ASSINALADOS A VERMELHO	106
FIGURA 70: ILUSTRAÇÃO DA TRANSMISSÃO DE ESFORÇO NO SISTEMA DE PRÉ-CARGA ATRAVÉS DA ROSCAGEM DOS 5 PARAFUSOS EXISTENTES NA TAMPA DE PRÉ-CARGA	106
FIGURA 71: COLOCAÇÃO DOS ELEMENTOS RESPONSÁVEIS PELA RENOVAÇÃO DA LUBRIFICAÇÃO NO INTERIOR DO CARTUCHO	107
FIGURA 72: EXTRATOR DE LUBRIFICANTE, RB_RF#28	107
FIGURA 73: "T" DE INJEÇÃO DE LUBRIFICANTE, RB_RF#29	108
FIGURA 74: VEDANTE ROTATIVO SKF 26X38X7 HMSA10 [56]	110
FIGURA 75: EXEMPLO DE O-RINGS UTILIZADOS [57]	110
FIGURA 76: O-RING COLOCADO NO ELEMENTO DE INJEÇÃO DE LUBRIFICANTE	111
FIGURA 77: LOCALIZAÇÃO DE O-RINGS NO ELEMENTO CARTUCHO	111
FIGURA 78: VÁLVULA DE ALÍVIO DE PRESSÃO [54]	112
FIGURA 79: CHAVETA DE MAIOR DIMENSÃO, RB_RF#33	112
FIGURA 80: CHAVETA DE MENOR DIMENSÃO, RB_RF#34	112
FIGURA 81: COLOCAÇÃO DA CHAVETA DE MAIOR DIMENSÃO NO ESPAÇADOR	113
FIGURA 82: MONTAGEM DA TAMPA DE PRÉ-CARGA COM O ESPAÇADOR COM A CHAVETA DE MAIOR DIMENSÃO	113
FIGURA 83: COLOCAÇÃO DA CHAVETA DE MENOR DIMENSÃO NO ESPAÇADOR	114
FIGURA 84: MONTAGEM DO RETENTOR COM ESPAÇADOR COM A CHAVETA DE MENOR DIMENSÃO	114
FIGURA 85: CORREIA PLANA TFL-15E20 DO FABRICANTE NITTA®	115
FIGURA 86: SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO [58]	115
FIGURA 87: IMAGEM COM AS CONDIÇÕES DA ANÁLISE TÉRMICA	116
FIGURA 88: OPÇÕES DE CONTROLO DE CÁLCULO	117
FIGURA 89: CONDIÇÕES FRONTEIRA IMPOSTAS NAS SIMULAÇÕES TÉRMICAS	118
FIGURA 90: DOMÍNIO DO FLUIDO DE REFRIGERAÇÃO	118
FIGURA 91: DOMÍNIO DO FLUIDO DE LUBRIFICAÇÃO	119
FIGURA 92: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS COM OS ELEMENTOS EM AÇO AO FIM DE OITENTA SEGUNDOS	119
FIGURA 93: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS NO INTERIOR DO CARTUCHO AO FIM DE CINCO MINUTOS	120
FIGURA 94: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS NOS ELEMENTOS SÓLIDOS AO FIM DE CINCO MINUTOS.	120
FIGURA 95: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS NOS FLUIDOS AO FIM DE CINCO MINUTOS	121
FIGURA 96: APLICAÇÃO DA PRÉ-CARGA NA TAMPA DE APLICAÇÃO DE PRÉ-CARGA	122
FIGURA 97: APLICAÇÃO DA PRÉ-CARGA NA TAMPA DOS CASQUILHOS	123
FIGURA 98: A MALHA UTILIZADA NAS SIMULAÇÕES.	124
FIGURA 99: COEFICIENTE DE SEGURANÇA DO ELEMENTO CARTUCHO	125
FIGURA 100: COEFICIENTE DE SEGURANÇA NA TAMPA DOS CASQUILHOS, RB_RF#27	125
FIGURA 101: COEFICIENTE DE SEGURANÇA NA TAMPA DO CASQUILHO NA LATERAL DA APLICAÇÃO DA PRÉ-CARGA RETIRANDO A TAMPA DE APLICAÇÃO DE PRÉ-CARGA	126
FIGURA 102: COEFICIENTE DE SEGURANÇA NA TAMPA CONTRÁRIA À APLICAÇÃO DE PRÉ-CARGA	126

FIGURA 103: ESCALA DE TENSÃO DE VON MISES PRESENTES NO ELEMENTO CARTUCHO.	127
FIGURA 104: TENSÃO MÁXIMA DE VON MISES NA TAMPA DO CASQUILHO.	128
FIGURA 105: TENSÃO DE VON MISES PRESENTES NO LADO CONTRÁRIO À APLICAÇÃO DA PRÉ-CARGA NO CARTUCHO	128
FIGURA 106: ESCALA DE DEFORMAÇÕES NO ELEMENTO CARTUCHO.	129
FIGURA 107: ESCALA DE DEFORMAÇÕES DO LADO SEM PRÉ-CARGA	129
FIGURA 108: ESCALA DE DESLOCAMENTO DOS ELEMENTOS.	130
FIGURA 109: DESLOCAMENTO LADO SEM PRÉ-CARGA	130
FIGURA 110: COLOCAÇÃO DOS O-RINGS NO CASQUILHO INTERNO	131
FIGURA 111: ACOPLAMENTO DO CASQUILHO INTERNO COM O CASQUILHO EXTERNO	132
FIGURA 112: COLOCAÇÃO DO "T" DE INJEÇÃO DE LUBRIFICANTE	132
FIGURA 113: COLOCAÇÃO DO VEIO NO INTERIOR DO CONJUNTO DE CASQUILHOS	133
FIGURA 114: SEQUÊNCIA DE MONTAGEM DO VEIO	133
FIGURA 115: COLOCAÇÃO DOS PARAFUSOS SEM CABEÇA NOS RETENTORES	134
FIGURA 116: POSICIONAMENTO E COLOCAÇÃO DOS ESPAÇADORES NO CONJUNTO	134
FIGURA 117: POSICIONAMENTO E APARAFUSAMENTO DAS CHAVETAS NO ESPAÇADOR	135
FIGURA 118: POSICIONAMENTO FINAL DO ESPAÇADOR NO CONJUNTO	135
FIGURA 119: COLOCAÇÃO DE UMA DAS TAMPAS DO CASQUILHO COM O RESPETIVO O-RING	136
FIGURA 120: COLOCAÇÃO DOS O-RINGS NA TAMPA DE APLICAÇÃO DE PRÉ-CARGA, RB_RF#25	136
FIGURA 121: COLOCAÇÃO DO O-RING NA TAMPA CONTRARIA À DA PRÉ-CARGA, RB_RF#26	137
FIGURA 122: MONTAGEM DA TAMPA DE APLICAÇÃO DE PRÉ-CARGA.	137
FIGURA 123: MONTAGEM DA SAÍDA DO LUBRIFICANTE.	138
FIGURA 124: MONTAGEM DOS VEDANTES ROTATIVOS ENTRE O VEIO E AS TAMPAS.	138
FIGURA 125: MONTAGEM DOS CARTUCHOS NO BANCO DE ENSAIO.	139
FIGURA 126: MONTAGEM DA POLIA DE MENOR DIMENSÃO NO BANCO DE ENSAIO.	139
FIGURA 127: BANCO DE ENSAIOS COMPLETO.	140
FIGURA 128: DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO DO ROLAMENTO SKF 32008 COM O LUBRIFICANTE 75W90 À TEMPERATURA DE 60°C	142
FIGURA 129: DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO DO ROLAMENTO SKF 32008 COM O LUBRIFICANTE 75W90 À TEMPERATURA DE 60°C	142

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1: PRINCIPAIS CONSTITUINTES DE CADA GRUPO DE ROLAMENTOS	37
TABELA 2: COMPARAÇÃO DOS VALORES ROLAMENTOS EM RELAÇÃO AO TIPO DE CARGA (ADAP.[7])	39
TABELA 3: DIVISÃO DOS ÓLEOS DE BASE EM FUNÇÃO DA SUA ORIGEM E DA SUA PRODUÇÃO (ADAP. [13])	42
TABELA 4: REGIMES DE LUBRIFICAÇÃO PARA O CÁLCULO TEÓRICO	53
TABELA 5: COEFICIENTES DE ATRITO DO FABRICANTE SKF [5]	57
TABELA 6: VALORES DAS CONSTANTES GEOMÉTRICAS, KZ E KL (ADAP. [5])	59
TABELA 7: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE BANCOS DE ENSAIOS DE ROLAMENTOS (ADAP. [39])	61
TABELA 8: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE BANCOS DE ENSAIOS DE ROLAMENTOS [CONTINUAÇÃO] (ADAP. [39])	62
TABELA 9 - QUADRO RESUMO DAS SOLUÇÕES ADOTADAS PARA O BANCO DE ENSAIO	74
TABELA 10: TABELA DE PEÇAS DESENVOLVIDAS COM O RESPECTIVO CÓDIGO DE NUMERAÇÃO	81
TABELA 11: DADOS REFERENTES AO AÇO CK 45.	84
TABELA 12: DADOS REFERENTES AO AÇO 34 CRNIMO 6	84
TABELA 13: DADOS REFERENTES A LIGA DE ALUMÍNIO 7001 - T75	85
TABELA 14: DADOS REFERENTES AO AÇO ST 52-3U	85
TABELA 15: IDENTIFICAÇÃO DOS ELEMENTOS DESENVOLVIDOS	87
TABELA 16: IDENTIFICAÇÃO DOS ELEMENTOS CONSTITUINTES DO ESTICADOR	95
TABELA 17: MODELO DE O-RING'S UTILIZADOS NO PROJETO	111
TABELA 18: QUADRO RESUMO DOS OBJETIVOS E SOLUÇÕES APRESENTADAS.	147

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	31
1.1	Contextualização	31
1.1	Instituição de Acolhimento.....	33
1.2	Objetivos.....	33
1.3	Metodologia	33
1.4	Estrutura.....	34
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	37
2.1	Estado da arte dos Rolamentos	37
2.1.1	Tipos de Rolamentos e Aplicações	37
2.2	Lubrificação de Rolamentos	41
2.2.1	Massas lubrificantes	41
2.2.2	Características dos Lubrificantes.....	44
2.2.3	Modelos de Atrito em rolamentos.....	51
2.3	Estado da arte de ensaios em rolamentos	61
2.3.1	Caracterização dos bancos de ensaios de rolamentos.....	64
2.3.2	Rolamentos a utilizar	66
2.3.3	Equipamento de motorização.....	66
2.3.4	Carregamentos	66
2.3.5	Método de lubrificação.....	67
2.3.6	Sistema de arrefecimento.....	67
2.3.7	Método da medição de perdas de binário	67
3	DESENVOLVIMENTO	71
3.1	Descrição do banco de ensaios desenvolvido.....	71
3.2	Desenvolvimento do Banco de Ensaio.....	81

3.2.1	Lista de peças.....	81
3.2.2	Materiais.....	84
3.2.3	Peças desenvolvidas	86
3.2.3.1	Cartucho.....	96
3.2.3.2	<i>Componentes normalizados</i>	109
3.3	Análise térmica ao elemento cartucho.....	116
3.4	Dimensionamento de elementos	122
3.5	Sequência de Montagem.....	131
3.6	Requisitos de operação	141
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	147
4.1	CONCLUSÕES.....	147
4.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS.....	149
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	153
5.1	Referências Bibliográficas	153
6	ANEXOS.....	159
6.1	ANEXO A – Datasheet dos rolamentos a testar	159
6.1.1	ANEXO A.1 – Datasheet rolamento SKF 32008	159
6.1.2	ANEXO A.2 – Datasheet rolamento FAG 7206	165
6.1.3	ANEXO A.3 – Datasheet rolamento SKF 6001-2RSL.....	169
6.2	ANEXO B – Datasheet célula de carga.....	175
6.3	ANEXO C – Datasheet acoplamentos	181
6.3.1	ANEXO C.1 – Datasheet acoplamento SK5	181
6.3.2	ANEXO C.2 – Datasheet acoplamento BK2.....	185
6.4	ANEXO D – Datasheet retentor rotativo SKF 26x38x7	189
6.5	ANEXO E – Datasheet o-rings.....	195
6.6	ANEXO F – Datasheet válvula de alívio de pressão	199
6.7	ANEXO G – Dados do óleo lubrificante 75W90.....	203
6.8	ANEXO H – Datasheet Motor	205

6.9	ANEXO I – Datasheet sistema de refrigeração	209
6.10	ANEXO J – Datasheet Correia Plana JFL-15E20 Nitta®	215
6.11	ANEXO L – Datasheet dos desenhos técnicos	219
6.11.1	ANEXO L.1 – Desenho técnico RB_RF#01	219
6.11.2	ANEXO L.2 – Desenho técnico RB_RF#02	227
6.11.3	ANEXO L.3 – Desenho técnico RB_RF#03	231
6.11.4	ANEXO L.4 – Desenho técnico RB_RF#04	235
6.11.5	ANEXO L.5 – Desenho técnico RB_RF#05	239
6.11.6	ANEXO L.6 – Desenho técnico RB_RF#06	243
6.11.7	ANEXO L.7 – Desenho técnico RB_RF#07	247
6.11.8	ANEXO L.8 – Desenho técnico RB_RF#08	251
6.11.9	ANEXO L.9 – Desenho técnico RB_RF#09	255
6.11.10	ANEXO L.10 – Desenho técnico RB_RF#10	259
6.11.11	ANEXO L.11 – Desenho técnico RB_RF#11	263
6.11.12	ANEXO L.12 – Desenho técnico RB_RF#12	267
6.11.13	ANEXO L.13 – Desenho técnico RB_RF#13	271
6.11.14	ANEXO L.14 – Desenho técnico RB_RF#14	275
6.11.15	ANEXO L.15 – Desenho técnico RB_RF#15	279
6.11.16	ANEXO L.16 – Desenho técnico RB_RF#16	283
6.11.17	ANEXO L.17 – Desenho técnico RB_RF#17	287
6.11.18	ANEXO L.18 – Desenho técnico RB_RF#18	291
6.11.19	ANEXO L.19 – Desenho técnico RB_RF#19	295
6.11.20	ANEXO L.20 – Desenho técnico RB_RF#20	299
6.11.21	ANEXO L.21 – Desenho técnico RB_RF#21	303
6.11.22	ANEXO L.22 – Desenho técnico RB_RF#22	307
6.11.23	ANEXO L.23 – Desenho técnico RB_RF#23	311
6.11.24	ANEXO L.24 – Desenho técnico RB_RF#24	315
6.11.25	ANEXO L.25 – Desenho técnico RB_RF#25	319
6.11.26	ANEXO L.26 – Desenho técnico RB_RF#26	323
6.11.27	ANEXO L.27 – Desenho técnico RB_RF#27	327
6.11.28	ANEXO L.28 – Desenho técnico RB_RF#28	331
6.11.29	ANEXO L.29 – Desenho técnico RB_RF#29	335
6.11.30	ANEXO L.30 – Desenho técnico RB_RF#30	339
6.11.31	ANEXO L.31 – Desenho técnico RB_RF#31	345
6.11.32	ANEXO L.32 – Desenho técnico RB_RF#32	351
6.11.33	ANEXO L.33 – Desenho técnico RB_RF#33	355
6.11.34	ANEXO L.34 – Desenho técnico RB_RF#34	359
6.11.35	ANEXO L.35 – Desenho técnico RB_RF#35	363
6.11.36	ANEXO L.36 – Desenho técnico RB_RF#36	367

INTRODUÇÃO

- 1.1 Contextualização
- 1.1 Instituição de Acolhimento
- 1.2 Objetivos
- 1.3 Metodologia
- 1.4 Estrutura

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Em pleno século XXI, a energia elétrica tem uma enorme influência no dia-a-dia da sociedade atual. A produção de energia elétrica encontra-se ainda fortemente dependente dos combustíveis fósseis. Este recurso além de limitado, é um dos principais responsáveis pelas alterações climáticas sofridas no planeta Terra. Atualmente a produção de energia elétrica mundial a partir dos combustíveis fósseis é de cerca de 84,3%, estando ainda muito acima das fontes renováveis [1].

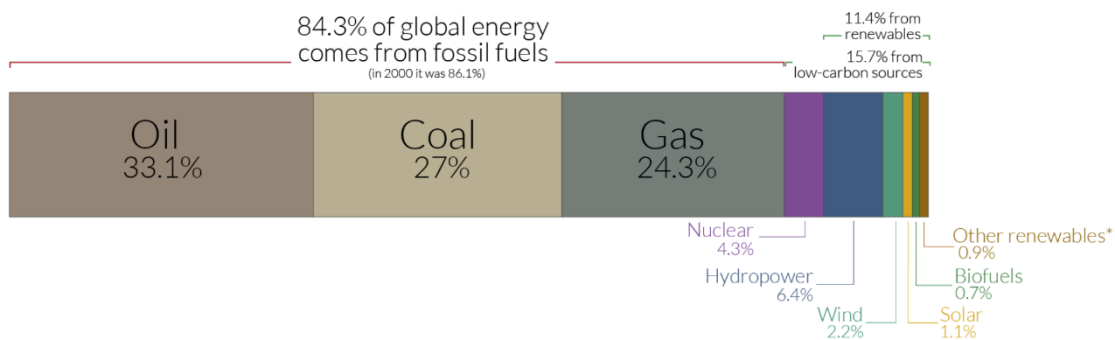


Figura 1: Percentagem de energia elétrica mundial produzida por fonte (Retirado de [2])

Como tal, torna-se um ponto fulcral a procura por novas formas de produção de energia, assim como, a procura pela maximização de eficiência de máquinas e mecanismos de forma a evitar/abrandar os impactos do Homem no planeta. Esta maximização, têm como efeito a redução de perdas de energia por parte das máquinas e mecanismos, e assim a energia consumida pelo sistema será o mais próximo possível da energia necessária para o trabalho desenvolvido pelo mesmo.

Os rolamentos são elementos bastante utilizados no projeto mecânico. Como tal, tornou-se relevante estudar as perdas de binário existente nos rolamentos, de forma a ser possível melhorar a eficiência dos sistemas em que este elemento se encontra presente. Historicamente o conceito dos rolamentos surgiu há muitos séculos quando eram usados troncos de madeira para o transporte de grandes blocos de pedras na construção de monumentos. No século XV, Leonardo da Vinci, foi o primeiro a idealizar um rolamento idêntico ao que conhecemos hoje. Apesar da idealização de Leonardo Vinci, este não chegou a conseguir a sua produção [3]. Sendo possível observar na Figura 2 um esquema do rolamento idealizado.



Figura 2: Rolamento idealizado por Leonardo Da Vinci (Retirado de [3])

No século XVIII, surge o primeiro rolamento de esferas patenteado em Inglaterra aplicado a um veio de uma carruagem. Na Figura 3, podemos observar um exemplo do primeiro rolamento patenteado. Sendo posteriormente no século XIX, que este começa a ter uma infinidade de aplicações [3].



Figura 3: Primeiro rolamento patenteado (Retirado de [3])

O desenvolvimento dos processos de fabrico, dos materiais e dos lubrificantes tem provocado um aumento do tempo de vida dos rolamentos. Contudo, os sistemas não conseguem alcançar a perfeição, sendo ainda bastante considerável a energia desperdiçada por atrito. É estimado que 23% da energia mundial é desperdiçada por contactos tribológicos [4].

Devido ao fenómeno de desperdício de energia, os fabricantes continuam a realizar estudos de forma a melhorar os seus produtos e assim reduzir as perdas de binário, reduzir as temperaturas de funcionamento e ainda melhorar as condições de lubrificação.

Atualmente os fabricantes de rolamentos disponibilizam inúmeras diretrizes para a seleção de rolamentos, baseado em análises de laboratório e observações realizadas. Contudo, estas diretrizes, têm pouco detalhe relativo às diferentes formas de atritos presentes nas diversas condições de trabalho. Devido a esta falha fica impossível desenvolver um modelo científico para a escolha dos mesmos [5].

Assim, este projeto surge de uma proposta por parte do CETRIB, de conversão de um banco de ensaios de transmissões mecânicas em vazio para um banco de ensaios de rolamentos com pré-carga. Este banco de ensaios tem como propósito avaliar o binário de arranque e perdas com diferentes tipos de lubrificantes. Pretende-se ainda, que o banco de ensaios tenha a capacidade de testar rolamentos de diferentes dimensões.

1.1 Instituição de Acolhimento

Este projeto foi elaborado no contexto de Investigação no INEGI, Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial, mais concretamente na unidade denominado de CETRIB – Unidade de Tribologia, Vibrações e Manutenção Industrial.

1.2 Objetivos

O principal objetivo deste projeto passa pela elaboração do projeto de adaptação do banco de ensaios de transmissões mecânicas em vazio, para um banco de ensaios de rolamentos capaz de medir o binário de atrito em rolamentos com pré-carga. A elaboração da adaptação será realizada com recurso do software Solidworks para o desenvolvimento dos modelos 3D e dos desenhos técnicos. Além do desenvolvimento dos elementos será necessária a seleção dos materiais a utilizar no fabrico dos mesmos.

O banco de ensaios a desenvolver tem como objetivo possibilitar a realização de ensaios em rolamentos de esferas de contacto angular e de rolos cónicos, com a possibilidade de variação da velocidade e da pré-carga aplicada nos rolamentos durante os ensaios realizados.

Uma das condições impostas na adaptação passa pela reutilização de componentes existentes no banco de ensaios. Alguns desses componentes são a célula de carga, os acoplamentos de veios, motor, a estrutura em perfis e o sistema de controlo do banco.

1.3 Metodologia

A metodologia utilizada neste projeto tem como base o estudo da adaptação pretendida para o novo banco de ensaios, o dimensionamento dos componentes necessários, e elaboração dos desenhos de fabrico dos componentes necessários para a conceção do banco de ensaios. Para o dimensionamento dos elementos desenvolvidos utilizaram-se ferramentas de método de elementos finitos presentes no software Solidworks com o objetivo de estudar o comportamento térmico e o dimensionamento dos elementos.

1.4 Estrutura

Nos tópicos abaixo serão apresentados os capítulos constituintes da presente dissertação, assim como, uma apresentação do que será abordado em cada um dos capítulos.

Revisão Bibliográfica

Neste capítulo será abordado o estado da arte de rolamentos, o estado da arte da lubrificação de rolamentos e ainda o estado da arte dos bancos de ensaios de rolamentos. No estado da arte dos rolamentos serão apresentadas as várias gamas de rolamentos existentes no mercado, assim como os seus critérios de seleção para o estudo a efetuar. Após a conclusão do estado da arte dos rolamentos será abordada a lubrificação de rolamentos onde serão apresentadas as massas lubrificantes por serem o método de lubrificação mais utilizado. De seguida serão apresentadas as propriedades mais relevantes dos lubrificantes e os efeitos da variação de pressão e temperatura sobre os mesmos. Posteriormente serão apresentados os modelos de perdas de binário em rolamentos a considerar. Por fim será apresentado o estado da arte dos bancos de ensaios em que serão enumerados os bancos de ensaios a considerar. Será realizada uma caracterização dos bancos, de forma a saber o que os difere.

Desenvolvimento

Primeiramente, neste capítulo, será apresentado o banco de ensaios a ser adaptado, assim como algumas considerações relevantes para adaptação a ser desenvolvida. De seguida, será dedicado a descrição das soluções adotadas e desenvolvidas para os respetivos elementos presentes no banco de ensaios. Será incluído também neste capítulo, a montagem dos componentes existentes no banco de ensaios. Posteriormente será apresentada a simulação do cartucho de forma a estudar a sua eficiência. De seguida, serão indicados e discutidos os resultados obtidos na simulação, sendo apresentadas as alterações efetuadas.

Conclusões

Por fim nas conclusões será realizada uma introspeção e avaliação do trabalho desenvolvido tendo em conta os objetivos e requisitos propostos inicialmente. Por fim serão sugeridos possíveis trabalhos a realizar no futuro.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- 2.1 Estado da arte dos Rolamentos
- 2.2 Lubrificação de Rolamentos
- 2.3 Estado da arte de ensaios em rolamentos

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estado da arte dos Rolamentos

2.1.1 Tipos de Rolamentos e Aplicações

Os rolamentos são componentes mecânicos de precisão, em que a sua utilização tem como objetivo permitir simultaneamente o movimento relativo entre dois corpos e a transmissão de carga. Este movimento relativo é geralmente entre um corpo fixo e um outro corpo que se encontra em rotação. Os rolamentos são caracterizados por conseguir grandes velocidades de rotação com baixo atrito e elevada precisão. Tem ainda como características de funcionamento o baixo ruído, baixo consumo de energia, reduzido desgaste e calor produzido durante o seu funcionamento. São económicos, facilmente substituíveis quando chega ao fim de vida e seguem uma padronização internacional dimensional o que os torna fáceis de encontrar no mercado.

A gama de rolamentos existentes no mercado é vasta, sendo divididos em dois grandes grupos. Os dois grupos existentes são os rolamentos radiais e axiais, sendo os nomes dos grupos referentes as cargas que estes conseguem suportar. Na Tabela 1, pode-se observar os rolamentos que constituem cada grupo.

Tabela 1: Principais constituintes de cada grupo de rolamentos

Grupo	Tipos
Radiais	Esferas
	Y
	Esferas de contacto angular
	Autocompensados de esferas
	Rolos cilíndricos
	Rolos agulha
	Autocompensados de rolos
	Rolos toroidais
Axiais	Esferas
	Esferas de contacto angular
	Rolos cilíndricos
	Rolos agulha
	Rolos cónicos
	Autocompensados de rolos

Principais dimensões dos Rolamentos

As dimensões principais dos rolamentos estão caracterizadas na Figura 4, esta caracterização está presente em todos os catálogos de fabricantes podendo haver algumas variações nas letras que caracterizam cada dimensão.

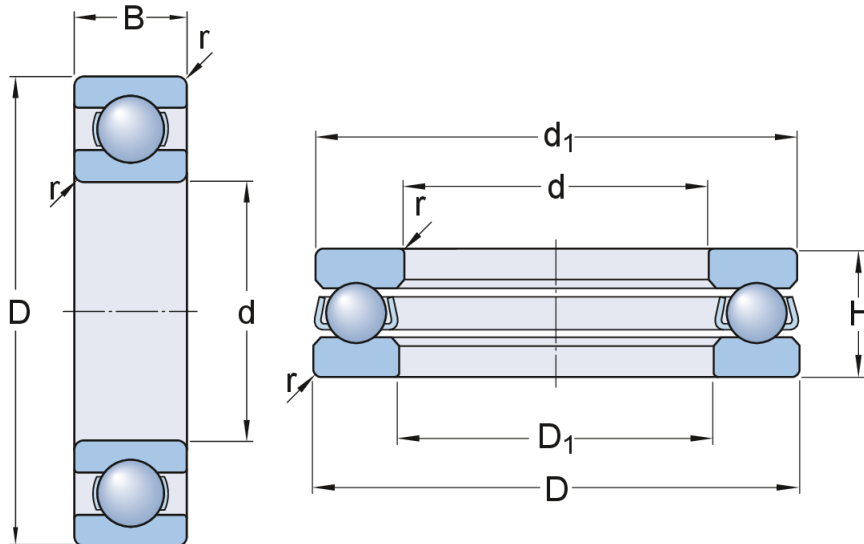


Figura 4: Dimensões Principais dos Rolamentos [6]

Como pode ser observado na figura acima, o diâmetro externo do rolamento corresponde ao D , o diâmetro interno é denominado de d , a letra r representa o chanfro, sendo B e H representativas da espessura do rolamento.

Critérios básicos de seleção de Rolamentos

Os rolamentos estão associados a elementos como veios, mancais, lubrificantes e vedantes de lubrificantes. O lubrificante tem como principais funções a redução do atrito e de proteção corrosiva do rolamento. A vedação é importante para garantir que não ocorrem fugas de lubrificante que iriam provocar um aumento de atrito e por sua vez uma redução do tempo de vida do próprio rolamento. A vedação também terá que conter o lubrificante em contacto com o rolamento e com o intuito que este não contamine outros elementos, que não necessitam ou que são prejudicados pelo contacto com o lubrificante.

A seleção básica de rolamentos é dependente de vários fatores, sendo o de maior relevância o comportamento dinâmico que este estará sujeito. O comportamento dinâmico é caracterizado por vários fatores, sendo eles o espaço disponível, a magnitude e direção das cargas, desalinhamento, precisão e rigidez, velocidade, temperatura de serviço, nível de vibrações, nível de contaminação, tipo e método de lubrificação.

Direção e Magnitude das Cargas

O requisito da carga deve ser um dos requisitos a ponderar primeiramente na seleção de rolamentos, devido a este requisito restringir a gama de rolamentos capazes de corresponder ao que é pretendido para o projeto. A magnitude da carga será um fator que irá definir o tamanho do rolamento.

Tipicamente os rolamentos radiais são capazes de suportar cargas radiais e alguns casos conseguem suportar cargas axiais, sendo que a carga axial suportada pode ser equivalente a radial ou poderá ter de ser mínima.

Tipicamente os rolamentos axiais são capazes de suportar cargas axiais, sendo possível para alguns suportar cargas radiais. No caso de o rolamento ter de resistir a duas direções de cargas terá de ser estudado a combinação de cargas.

Tabela 2: Comparação dos valores rolamentos em relação ao tipo de carga (Adap.[7])

Tipo de Rolamentos	Capacidade de suportar cargas radiais	Capacidade de suportar cargas axiais	Capacidade de desalinhamento
Esferas (única fila)	Bom	Razoável	Razoável
Esferas (dupla fila)	Excelente	Bom	Razoável
Esferas de Contacto angular	Bom	Excelente	Fraco
Rolos cilíndricos	Excelente	Fraco	Razoável
Rolos agulha	Excelente	Fraco	Fraco
Rolos esféricos	Excelente	Fraco/Razoável	Excelente
Rolos cónicos	Excelente	Excelente	Fraco

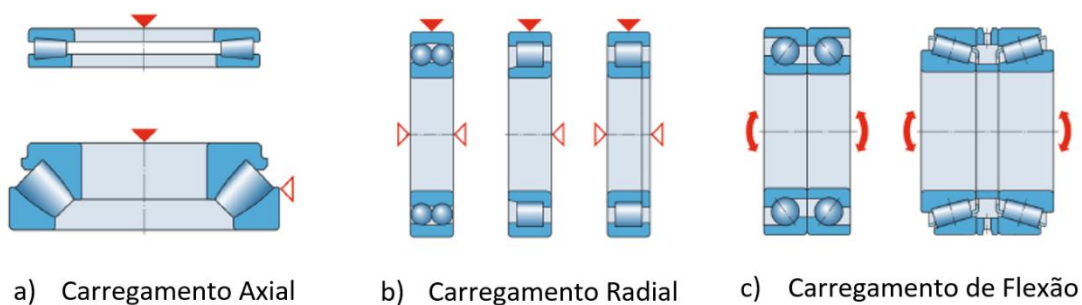


Figura 5: Tipos de Carregamentos em rolamentos [6]

Velocidade

A temperatura de operação permitida limita a velocidade na qual os rolamentos podem funcionar. Os rolamentos que podem operar em alta velocidade são rolamentos que funcionam com baixo atrito e com baixa geração de calor de atrito [8].

Precisão

A Precisão é dada pela classe de tolerância para precisão de rotação e precisão dimensional. As folgas internas variam consoante alguns fatores. Um dos fatores a ter em conta é a expansão térmica que ocorre devido a diferença de temperaturas de funcionamento entre os vários componentes. Outro fator a ter em conta é a interferência entre o veio de alojamento do rolamento e o apoio.

A Norma ISO 5753-1:2007 – *Rolling bearing – Internal clearance – Part 1: Radial Internal Clearance for radial bearings*, é referente ao nível de folga. Sendo que a folga está dividida em 5 níveis de folga radiais.

A Norma ISO 5753-2:2010 – *Rolling bearing – Internal clearance – Part 2: Axial internal clearance for four-point contact ball bearing*, delimita os valores de folga interna axial.

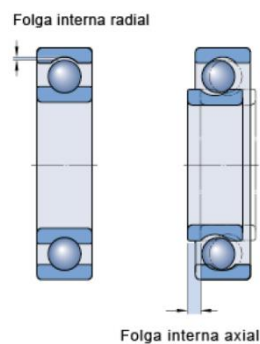


Figura 6: Folgas internas em rolamentos [6]

Desalinhamento

O desalinhamento ocorre devido a imperfeições no fabrico do veio, flexão de um veio quando sujeito a uma carga radial ou pouca rigidez no apoio. O desalinhamento nos rolamentos radiais provoca um contacto não uniforme que por sua vez provoca uma distribuição de pressão de contacto não uniforme [10].

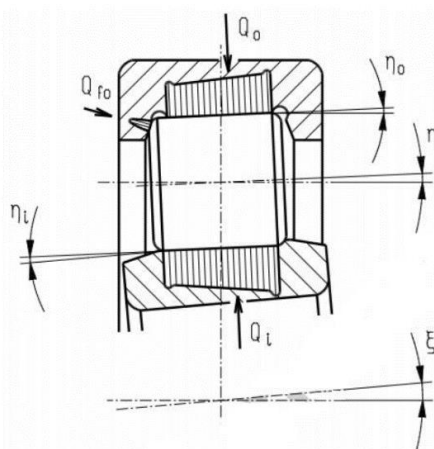


Figura 7: Distribuição de esforços pelo contacto desalinhado [9]

2.2 Lubrificação de Rolamentos

A lubrificação é amplamente utilizada na indústria, sendo que a sua função varia de acordo com a sua aplicação. Fatores externos como a temperatura, velocidade e a pressão tem efeitos bem conhecidos na espessura do filme de lubrificação, por outro lado, os mecanismos envolvidos nestas variações não são ainda totalmente entendidos. [11].

Existem vários tipos de lubrificantes, sendo agrupados em quatro categorias distintas: os lubrificantes líquidos, as massas lubrificantes, os lubrificantes sólidos e os lubrificantes gasosos. No presente trabalho serão abordados mais ao pormenor as massas lubrificantes por serem tipicamente o tipo de lubrificação mais frequente em rolamentos. O comportamento reológico das massas lubrificantes é uma das chaves para o extenso uso e bom funcionamento deste tipo de lubrificação nos rolamentos [11]. Esta lubrificação, têm como principais funções a minimização do atrito, sendo que esta minimização do atrito, provoca o decréscimo do número de contacto entre os elementos constituintes dos rolamentos. Este decréscimo de contactos tem impacto no desgaste dos elementos. Além desta principal função da lubrificação, os lubrificantes são importantes nos seguintes aspetos:

- Arrefecimento;
- Limpeza;
- Vedação;
- Proteção corrosiva;
- Amortecimento do choque [12];

As massas lubrificantes são geralmente compostas por 65% a 95% por um óleo de base, por 5% a 35% de espessante, e ainda, é possível a utilização de aditivos para melhoria das características do composto num máximo de 10% do composto lubrificante. O espessante é o constituinte que promove a diferença entre as massas lubrificante e óleos lubrificantes.

2.2.1 Massas lubrificantes

Óleo de Base

Os óleos de base são os principais compostos das massas lubrificantes, tendo como consequência um forte impacto no comportamento final. Os óleos base encontram-se agrupados em função do processo necessário para a sua obtenção. Esta divisão é feita em 5 grupos, podendo ainda agrupar estes grupos em dois segmentos. Os dois segmentos que dividem os 5 grupos são referentes à origem dos óleos de base, como podemos observar na Tabela 3.

Tabela 3: Divisão dos óleos de base em função da sua origem e da sua produção (Adap. [13])

Segmento	Grupo	Tipo de produção
Óleos Minerais	Grupo I	Refinação do Solvente
	Grupo II	Hidro-Processamento
	Grupo III	Hidro-Processamento Longo
Óleo Sintéticos	Grupo IV	Reações químicas
	Grupo V	Todos os outros não contemplados anteriormente

Uma das principais propriedades para a seleção e performance da aplicação do composto é a viscosidade. Os óleos de base com maior viscosidade, têm uma melhor aplicabilidade em baixas velocidades e maiores cargas [14]. Ao revés, os óleos de base com baixa viscosidade, são apropriados para elevadas velocidades. Diversos autores, têm estudado a influencia do óleo de base em relação a massa lubrificante [5, 15]. Em 2015, De Laurentis et al [15], chegou a conclusão de que em altas velocidades, a viscosidade do óleo base e o seu tipo são os principais responsáveis pelo atrito. Sendo que os óleos de base do tipo sintético têm menor atrito em relação aos óleos de base mineral, para uma mesma viscosidade. O autor Cousseau et al [16], realizou ensaios com sete tipos de lubrificantes de massa diferentes em rolamentos. Tendo chegado à conclusão, que o tipo de óleo base é a propriedade com maior influência no atrito da lubrificação. Nestes mesmos ensaios, constatou-se que o atrito é menor quanto menor for a viscosidade do óleo de base. Foi possível perceber, que em baixas velocidades o impacto do óleo de base não é tão fácil análise [16].

Outras propriedades a ter em conta nos óleos de base é o seu índice de viscosidade e coeficiente de piezoviscosidade. O índice de viscosidade diz respeito à variação da viscosidade do óleo em função da temperatura, já o coeficiente de piezoviscosidade é referente a variação da viscosidade em função da pressão, que por sua vez é referente a fluidez do filme de lubrificante.

Espessante

O espessante é o principal composto pela diferenciação entre a massa lubrificante e os óleos, este composto é o responsável pela consistência encontrada nas massas. Os espessantes são diferenciados em dois grupos, sabões metálicos e inorgânicos. Os sabões metálicos são os mais utilizados sendo que ambos os grupos são obtidos por reações químicas. O metal de base do espessante é responsável pela denominação da massa. Existem sabões que são adicionados “agentes complexantes”, sendo utilizados para aplicações de elevadas temperaturas.

Em 2007, Cann [17], estudou a função dos vários espessantes durante a lubrificação por massa, tendo chegado a conclusão de que o espessante tem duas funções diferentes no processo de lubrificação. A primeira conclusão é que o espessante é o principal

responsável pela consistência da massa lubrificante. A outra conclusão obtida é que este elemento é o que elemento com maior influência na espessura de filme nos contactos a baixa velocidade

Estudos mais recentes, tiveram como objetivo o estudo do impacto do espessante na formação do filme de lubrificação em diferentes velocidade [18]. Tendo chegado a conclusão que em baixas velocidades parte do material do espessante entra em contacto com o óleo de base, aumentando a espessura do filme de lubrificação. Ao mesmo tempo, verificou-se que tal fenómeno provoca a diminuição do coeficiente de atrito. Já em altas velocidades e em condições de lubrificação completa, a influência do espessante diminui e a espessura do filme fica maioritariamente dependente do óleo base. Por fim conclui-se que a interação entre o espessante e o óleo de base é fulcral para o controlo do rácio de óleo libertado da massa e a temperatura máxima de funcionamento.

Aditivos

Como mencionado anteriormente, os aditivos têm como função a melhoria de certas características das massas lubrificantes. Exemplos de características aprimoradas com o uso de aditivos são a melhoria do comportamento oxidante da massa, a melhoria da adesividade da massa, entre outros.

2.2.2 Características dos Lubrificantes

Para o cumprimento de uma determinada aplicação os lubrificantes necessitam de combinar diversas propriedades, propriedades essas como solubilidade, estabilidade à oxidação, perda por evaporação, e viscosidade. Sendo que algumas destas propriedades não são estanques, sofrendo alterações conforme o meio onde estão aplicadas [6].

Solubilidade

A solubilidade é um fator importante na seleção de um óleo de base para uma massa lubrificante. A solubilidade resulta numa melhor mistura no processo de fabrico da massa. Uma boa solubilidade é responsável por garantir uma menor separação do óleo de base na massa e uma melhor estabilidade no armazenamento [12].

Estabilidade à Oxidação

Estabilidade à oxidação é uma propriedade representativa da capacidade do lubrificante em resistir à oxidação. À oxidação varia com o tempo, temperatura, presença de humidade, disponibilidade de oxigénio e metais catalisadores. A estabilidade à oxidação têm como consequência o aumento da viscosidade e na tendência à formação de depósitos [19]. O impacto da oxidação na eficiência do lubrificante não é bem conhecido, sendo que se conhece que está provoca uma redução do tempo de vida [12]. Para prevenir à oxidação são utilizados aditivos inibidores de oxidação.

Perda por evaporação

As temperaturas de funcionamento dos lubrificantes, pode originar perdas por evaporação do lubrificante. Esta evaporação ocorre quando o lubrificante opera em altas temperaturas. Para que tal não ocorra é necessário o uso de componentes de menor volatilidade. Especificado este fenómeno nos rolamentos, a evaporação do óleo que compõe a massa, tem efeito no aumento da viscosidade. Se este aumento de viscosidade for muito acentuado, poderá ocorrer a falta de lubrificação no contacto [19].

Propriedades a baixas temperaturas

As baixas temperaturas provocam um aumento da viscosidade dos óleos lubrificantes. A taxa e tensão de corte são propriedades características nos fluidos que dependem da temperatura, no caso de um fluido não newtoniano. A viscosidade cinemática determinada para uma baixa taxa de corte torna-se muito elevada para baixas temperaturas, significando que o lubrificante não fluirá convenientemente [19].

Viscosidade

A viscosidade é o parâmetro fundamental nos lubrificantes. Esta propriedade difere entre os diferentes óleos lubrificantes e varia de acordo com a temperatura, pressão e taxa de corte. Tipicamente a espessura de filme gerado é proporcional aos parâmetros mencionados anteriormente. Óleos de maior viscosidade necessitam de uma maior tensão de corte, o que gera uma perda de potência e aumento da temperatura, levando à diminuição da viscosidade podendo provocar falha nos elementos por falta de lubrificante no contacto [20].

A viscosidade é diferenciada em duas formas diferentes de viscosidade, a viscosidade dinâmica e a cinemática.

Viscosidade Dinâmica

A viscosidade dinâmica é a resistência oferecida pelo lubrificante ao movimento de corte. A viscosidade dinâmica é quanto maior for a resistência oferecida, Figura 8.

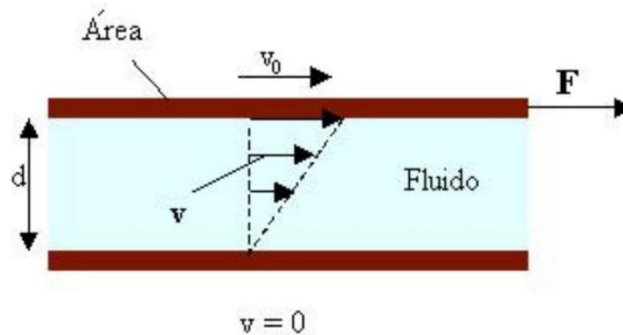


Figura 8: Corte laminar de um fluido entre duas superfícies paralelas (Adap. [21])

Caso o fluido representado na figura acima seja um fluido Newtoniano e com as condições de temperatura e pressão constantes, será possível caracterizá-lo pela equação (1). Caso o fluido seja do tipo não newtoniano o valor da viscosidade não é constante para uma determinada pressão e temperatura.

$$\tau = \eta \times \frac{dv}{dy} = \eta \times \dot{\gamma} \quad (1)$$

Viscosidade cinemática

A viscosidade cinemática é dada pelo quociente entre a viscosidade dinâmica e a massa volúmica do lubrificante, equação (2).

$$v = \frac{\eta}{\rho} \quad (2)$$

Como dito anteriormente a viscosidade depende de três parâmetros, sendo eles: temperatura, pressão e taxa de corte. De seguida serão analisadas as diversas dependências separadamente.

Impacto da temperatura na viscosidade

A variação de temperatura tem um impacto bem conhecido na viscosidade dos lubrificantes. A esta variação de viscosidade denomina-se de termoviscosidade. O aumento da temperatura provoca a diminuição da viscosidade do lubrificante. Por outro lado, a diminuição da temperatura provoca o aumento da viscosidade. Ao longo dos anos foram desenvolvidos inúmeros modelos capazes de determinar essa dependência [22]. De seguida, serão apresentados os modelos mais consensuais:

- **Lei de Cameron**

Cameron desenvolveu uma equação capaz de relacionar pequenas alterações da temperatura em relação à uma temperatura definida como de referência [23]. Na equação (3), podemos observar a relação obtida por Cameron [12].

$$v_1 = v_0 \times e^{(-\beta \times \Delta\theta)} \quad (3)$$

Na Figura 9, pode-se verificar a relação da viscosidade com a variação da temperatura para diferentes óleos com a codificação ISO VG (*Internacional Standards Organization Viscosity Grade*). A codificação ISO VG é responsável pela indicação dos gradientes de viscosidade, e é normalmente utilizada na indústria. Da análise da figura, é bastante perceptível que o aumento da temperatura provoca uma diminuição da viscosidade, independentemente do tipo de óleo.

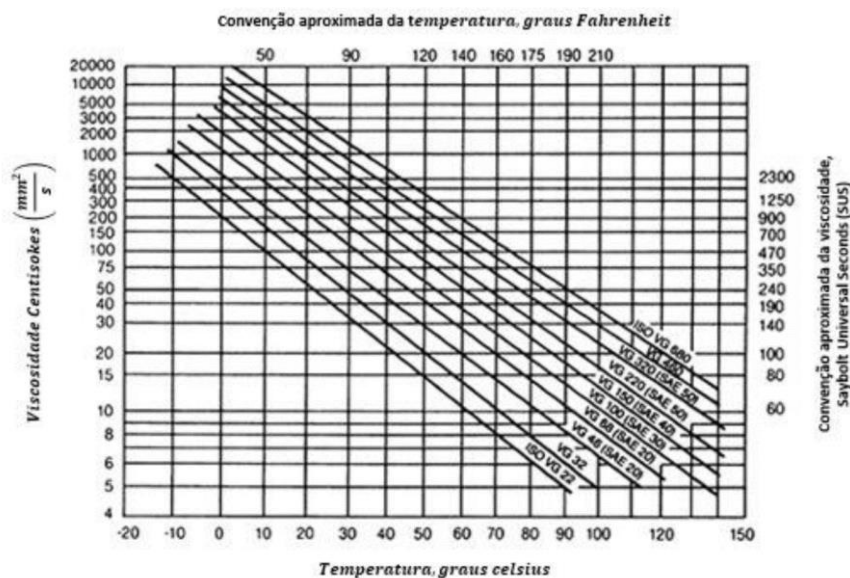


Figura 9: Relação entre a viscosidade e a temperatura para diferentes óleos ISO VG [24]

- **ASTM D341 Standard**

A norma ASTM D341 *Standard*, refere que a termoviscosidade de um dado lubrificante é dada pela equação (4) [24]. Este modelo é o modelo mais utilizado, esta consegue apresentar resultados próximos da realidade. Além de resultados muito próximos, a obtenção da termoviscosidade é relativamente acessível, o que também contribui para o seu vasto uso.

$$\text{Log}(\text{Log}(v_0 + a)) = -m\text{Log}(T) \quad (4)$$

- **Lei de Vogel**

O modelo mais preciso em relação a termoviscosidade de um dado lubrificante é a Lei de Vogel, expressa na equação (5) [25]. Por outro lado, a Lei de Vogel é a mais difícil de calcular, o que faz que com que não seja tão utilizada.

$$v(T) = Ke^{\left(\frac{b}{T+c}\right)} \quad (5)$$

Na Figura 10, pode-se observar as diferenças de cada modelo retratados anteriormente. Como podemos verificar a Lei de Vogel e o modelo ASTM D341 são os mais precisos, com valores bastante próximos dos obtidos experimentalmente.

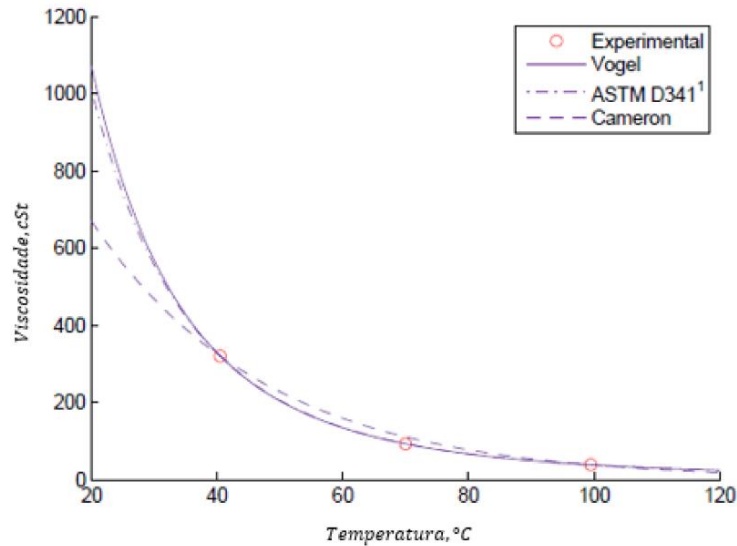


Figura 10: Relação da viscosidade com a temperatura em diferentes modelos [12]

Além da viscosidade existe ainda um parâmetro que indica a sensibilidade de um lubrificante com a variação da temperatura. Este parâmetro é denominado de índice de viscosidade (IV) e segue as normas ISO 2909 / ASTM D2270. O índice de viscosidade pode ser determinado usando a equação (6) [26]. Um fluido com um índice de viscosidade alto apresenta uma viscosidade menos sensível à temperatura. Um fluido com um índice de viscosidade baixo representa que a viscosidade do fluido é muito sensível a temperatura.

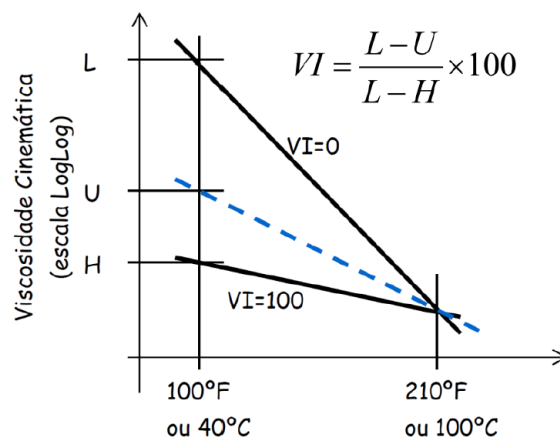


Figura 11: Representação do índice de viscosidade

$$IV = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (6)$$

Onde:

- L representa a viscosidade do óleo nafténico a 40°C, [cSt];
- H representa viscosidade do óleo parafínico a 40°C, [cSt];
- U representa viscosidade do óleo para o qual se esta a determinar o IV a 40°C, [cSt].

No entanto, se o lubrificante a estudar apresentar um valor de índice de viscosidade superior a 100, o método de cálculo apresentado na equação (6), não se aplica. Para índices de viscosidade superiores a 100 é necessário calcular o seu valor através das equações (7) e (8) [27, 28].

$$N = \frac{(\ln H - \ln U)}{\ln Y} \quad (7)$$

$$VI = \frac{10^N - 1}{0,00715} + 100 \quad (8)$$

Onde:

- Y representa a viscosidade cinemática do óleo em estudo a 100°C [cSt].

Impacto da pressão na viscosidade

O fenómeno de variação da viscosidade pelo facto da alteração da pressão é denominado de piezoviscosidade. O aumento da pressão, tem o efeito contrário ao aumento da temperatura na viscosidade. Assim o aumento da pressão provoca um aumento da viscosidade.

Ao longo dos tempos foram realizados diversos estudos para conhecer o comportamento da piezoviscosidade, sendo este fenómeno importante quando se trata de um contacto em rolamento.

Em 1893, Barus [29] propôs uma lei simples que é descrita pela equação (9), pela equação (10), que expressa a variação da viscosidade com a pressão. A segunda equação apresentada inclui também a termoviscosidade, que é recorrente na lubrificação de rolamentos.

$$\eta_p = \eta_0 e^{(\alpha p)} \quad (9)$$

$$\eta_p = \eta_0 e^{(\alpha p - \beta \Delta T)} \quad (10)$$

O coeficiente α está relacionado com a viscosidade cinemática pela Lei de Gold e pode ser determinado pela equação (11). Os coeficientes de "s" e "t", são dependentes do tipo de lubrificante [22].

$$\alpha = s \times v^t \times 10^{-9} \quad (11)$$

O modelo acima considera que o coeficiente de piezoviscosidade, α , é definido pela temperatura do óleo na entrada do contacto. Este modelo é bastante satisfatório para pequenas variações de pressão e temperatura, tornando-se impreciso para pressões acima de 0,5 GPa e para altas temperaturas [30].

O modelo de Roelands [31], de 1966, permite o cálculo da viscosidade para pressões superiores a 0,5 GPa e temperaturas acima dos 200°C, recorrendo à equação(12).

$$\ln(\eta) = (\ln(\eta_0) + 9,67) \times \left[\left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-S_0} \times \left(1 + \frac{p}{0,196} \right)^z - 1 \right] \quad (12)$$

Influência da taxa de corte na viscosidade

A viscosidade é influenciada pela taxa de corte, sendo que esta dependência, tem alguma relevância nas massas lubrificantes. Contudo também, se aplica em óleos lubrificantes. Um fluido apresenta um comportamento newtoniano, quando submetido a pressões e taxas de corte moderadas. Sendo que em elevadas pressões e taxas de corte, o fluido pode apresentar um comportamento não newtoniano. No contacto de rolamentos estão presentes elevadas pressões e grandes taxas de corte, sendo que nesse caso o lubrificante poderá não apresentar um comportamento newtoniano. O valor de pressão, num contacto de rolamentos, está compreendido entre 1 e 3 GPa e a taxa de corte em 10^5 e 10^8 s^{-1} [12].

A tensão de corte em fluidos newtonianos é proporcional a taxa de corte. O aumento da viscosidade promovido pela pressão, gera altas tensões de corte e por consequência aumenta o coeficiente de atrito.

Na zona de contacto de maior pressão o parâmetro tensão de corte τ^* é importante para obtenção do coeficiente de atrito do lubrificante. O modelo mais utilizado para o efeito de corte é o modelo de Ree-Eyring [32], que é descrito pela equação (13).

$$\frac{\eta}{\eta^*} = \left(\frac{\tau^*}{\tau_E} \right)^{-1} \times \sinh \left(\frac{\tau^*}{\tau_E} \right) \quad (13)$$

Para além da viscosidade existem outros parâmetros que dependem da pressão e da temperatura. São elas as seguintes:

- **Massa específica**, é definida pelo rácio entre massa do corpo e o seu volume. A suas unidades no sistema internacional (SI), é o kg/m^3 e é geralmente representado pela letra ρ . A sua variação pode ser expressa pela equação (14).

$$\rho(T) = \rho(T_0) \times \left(1 - \frac{T - T_0}{1250} \right) \quad (14)$$

Sendo que T é a temperatura e $\rho(T_0)$ é massa volúmica medida na temperatura de referência T_0 .

A variação da pressão provoca a variação da massa específica de um dado lubrificante, sendo está variação dada pelo modelo de Hamrock [33], estando a variação expressa na equação (15).

$$\rho(p) = \rho(p_0) \times \left(1 + \frac{0,6p}{1 + 1,7p} \right) \quad (15)$$

- **Condutividade térmica**, é o parâmetro que relaciona a transferência de calor por unidade de tempo numa direção normal a área. Quanto maior, vai favorecida será a evacuação do calor do contacto. Esta propriedade, têm relevância quando

o lubrificante é utilizado como meio de refrigeração de um dado sistema. Esta propriedade é expressa em $W/m \times ^\circ C$.

- **Calor específico**, esta propriedade define a energia necessária a fornecer por unidade de massa para que este sofra a variação de temperatura. Esta propriedade tem interesse pois quanto maior for o calor específico de um lubrificante maior será a energia necessária para que este sofra a variação da temperatura. A propriedade é expressa em $J/kg \times K$.
- **Termo difusibilidade**, esta propriedade descreve a propagação da temperatura nos corpos e é definida pelo quociente entre a condutividade térmica e o produto da massa específica pelo calor específico. Esta propriedade mede a transferência de calor dentro do próprio lubrificante e é expressa em m^2/s .

2.2.3 Modelos de Atrito em rolamentos

Em diferentes aplicações os rolamentos estão sujeitos a cargas axiais, radiais ou da combinação de ambos. O atrito nos rolamentos irá depender das cargas que este esteja submetido, depende também do tipo de rolamento e das dimensões, da velocidade de trabalho, e das propriedades e qualidade dos lubrificantes.

O comportamento do atrito nos rolamentos é muito difícil de prever devido à quantidade de parâmetros que este está dependente. Para poder prever o atrito em rolamentos é necessário saber as propriedades do lubrificante presente. Com o funcionamento do sistema, a previsão do atrito do rolamento fica dependente do conhecimento da variação das propriedades do lubrificante e do tipo de regime de lubrificação. Com o passar do tempo, as propriedades das massas lubrificantes vão perdendo características devido a degradação e oxidação sofridas, sendo que esta degradação torna ainda mais difícil a previsão do atrito no rolamento [19].

O binário de atrito altera-se com a velocidade de rotação, que por sua vez provoca uma variação do regime de lubrificação. Na Figura 12, podemos verificar a variação do atrito com a velocidade e com a viscosidade, sendo possível de verificar 3 zonas distintas de regime de lubrificação.

- **Zona 1 - Lubrificação mista:**

A zona de lubrificação mista está associada à primeira fase de funcionamento de um dado sistema. No início do movimento do sistema, podemos verificar uma queda abrupta do binário de atrito. Esta queda dá-se devido à formação do filme lubrificante, sendo que a formação do filme é originada pelo aumento da velocidade de rotação. Apesar da formação do filme, ainda existem alguns pontos de contacto entre as superfícies.

- **Zona 2 – Lubrificação completa:**

Como dito anteriormente o aumento da velocidade de rotação irá provocar o aumento do filme de lubrificação. Nesta zona é atingido um regime de lubrificação elastohidrodinâmico (EHD). O contacto elastohidrodinâmico é caracterizado pela deformação elástica provocada nas superfícies no contacto no filme de lubrificação. Esta deformação provoca um grande aumento da viscosidade no filme provocando o aumento do atrito.

- **Zona 3 – Lubrificação completa com efeitos térmicos e de esgotamento:**

Nesta zona ocorre uma estabilização do atrito provocada pelo aumento da velocidade, que por sua vez faz aumentar a pressão sobre o filme de lubrificação. O aumento da pressão tem como consequência o aumentando da viscosidade do lubrificante e gera maiores tensões de corte na entrada. Este aumento da tensão de corte, produz calor que equilibra o aumento da viscosidade e faz com que a mesma diminua. Este balanceamento da viscosidade faz com que o atrito se mantenha constante.

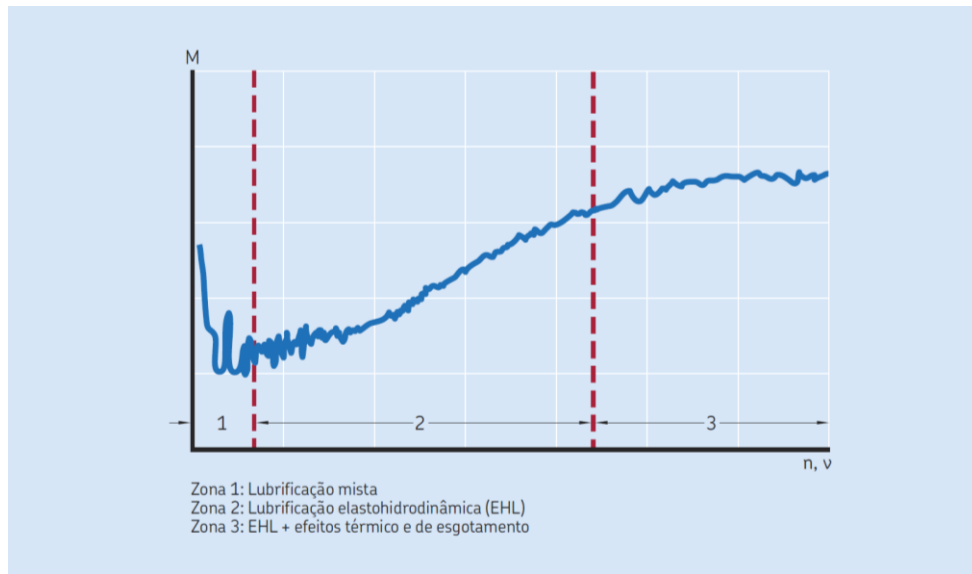


Figura 12: Variação do binário de atrito em função da velocidade ou da viscosidade [5]

O regime de lubrificação não pode ser obtido de forma experimental, apenas se poderá conhecer o regime através de uma leitura indireta do *Stribeck Diagram* [34], como podemos observar na Figura 13.

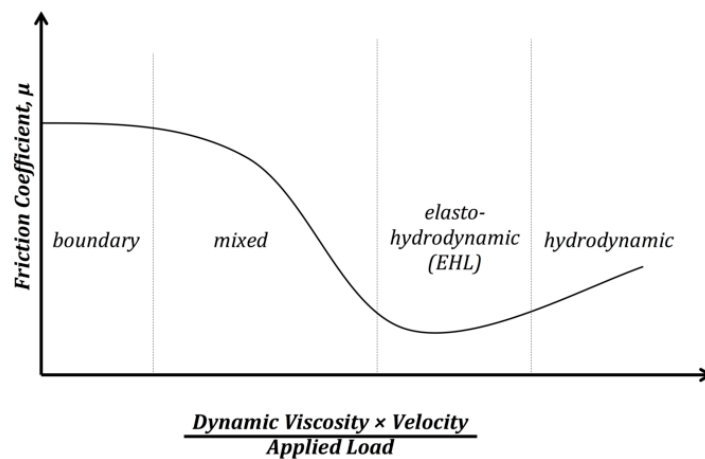


Figura 13: Exemplo de um Stribeck Diagram, para obtenção do regime de lubrificação [34]

Existe ainda uma forma teórica de se obter o regime de lubrificação através da equação(16) e (17), sendo necessária a comparação dos valores obtidos com valores presentes na Tabela 4.

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sigma_T} \quad (16)$$

$$\sigma_T = \sqrt{(\sigma_1)^2 + (\sigma_2)^2} \quad (17)$$

Tabela 4: Regimes de lubrificação para o cálculo teórico

Valor de Λ	Regime de Lubrificação
$\Lambda \leq 1$	Regime lubrificação limite
$1 < \Lambda < 3$	Regime de lubrificação mista
$\Lambda \geq 3$	Regime de lubrificação hidrodinâmica

O aumento da velocidade num regime elastrohidrodinâmico (EHD) provoca um efeito denominado de *Starvation effect*. Este fenómeno ocorre devido a incapacidade do lubrificante em dissipar todo o calor gerado pelo aumento da velocidade. Provocando nas zonas de maior pressão, o escoamento do lubrificante para zonas fora do contacto, conseqüentemente ocorre a falha de reabastecimento. Esta falha de reabastecimento, ocorre devido à escassez de tempo de retorno do lubrificante para a zona de contacto, prejudicando a correta lubrificação do rolamento. A dissipação de calor nas massas lubrificantes é feita pelos componentes metálicos pelo mecanismo de condução [30]. O *Starvation Effect*, pode ser visto na Figura 14.

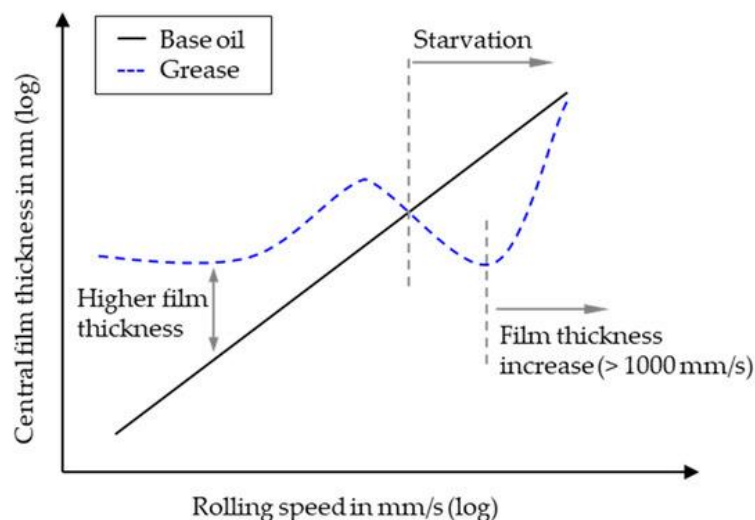


Figura 14: Variação da espessura de filme com o aumento da velocidade [34]

Muitos investigadores, têm-se debruçado sobre as perdas de binário em rolamentos por atrito, de forma a ser possível identificar e modelar os mecanismos de perda de potência [35].

Os fabricantes de rolamentos geralmente fornecem métodos diretos para o cálculo das perdas de binário por atrito. Estes modelos fornecidos por fabricantes são modelos obtidos a partir de uma vasta quantidade de ensaios experimentais realizados [5].

Modelo de Coulomb

O modelo de Coulomb é um modelo que nos permite em ensaios experimentais obter um valor global do coeficiente da fricção, como podemos observar na equação (18). Este modelo não consegue fornecer os diferentes mecanismos de perdas de binário por atrito [35].

$$\mu_{\text{Cou}}^{\text{rol}} = \frac{M^{\text{rol}}}{F_{\text{resl}} \times \frac{d_{\text{in}}}{2}} \quad (18)$$

com,

$$F_{\text{resl}} = \sqrt{F_r^2 + F_a^2} \quad (19)$$

Estes valores de coeficiente de atrito, são geralmente fornecidos pelos diferentes fabricantes de rolamentos, exemplo disso é a SKF [59].

A perda total de binário por atrito nos rolamentos é dada pela equação (20). Sendo P_{VL} , perdas nos rolamentos em Watts [W] [35].

$$P_{VL} = M^{\text{rol}} \times n \times \frac{\pi}{30} \times 10^{-3} \quad (20)$$

Modelo de perda de potência por atrito da SKF

Modelo mais antigo de perdas de binário por fricção da SKF

A SKF, fabricante de rolamentos, apresentou as perdas de binário por meio da equação (21) [6, 35]. Este modelo é capaz de quantificar as diferentes perdas de binário por atrito em rolamentos e prevê que existam três formas distintas de perdas de binário por atrito. Foi proposto primeiramente por Arrived Palmgren [36].

$$M^{\text{rol}} = M_0^{\text{rol}} + M_1^{\text{rol}} + M_2^{\text{rol}} \quad (21)$$

Este modelo diz-nos que a perda de binário, M_0^{rol} , resulta das perdas hidrodinâmicas do lubrificante dependendo da sua viscosidade, quantidade e do tipo de rolamento e também da velocidade. Este mecanismo de perdas não é influenciado pela carga que atua nos rolamentos. Estas perdas ocorrem predominantemente em altas velocidades e baixas cargas. Este mecanismo encontra-se modelado conforme o produto da viscosidade cinemática pela velocidade de rotação. A equação (22) aplica-se quando o produto da viscosidade cinemática pela velocidade é inferior a $2000 \text{ mm}^2/\text{s} \cdot \text{min}$. Se este produto for superior a $2000 \text{ mm}^2/\text{s} \cdot \text{min}$ as perdas de binário são modeladas pela equação(23) [6].

Se $s \times n > 2000 \text{ mm}^2/\text{s} \times \text{min}$

$$M_0^{\text{rol}} = 1,6 \times 10^{-8} \times f_0 \times d_m^3 \quad (22)$$

Se $s \times n < 2000 \text{ mm}^2/\text{s} \times \text{min}$:

$$M_0^{\text{rol}} = 10^{-10} \times f_0 \times (v_0 \times n)^{2/3} \times d_m^3 \quad (23)$$

O diâmetro médio do rolamento é dado pela equação (24).

$$d_m = 0,5 \times (d + D) \quad (24)$$

O segundo mecanismo de perda de binário por atrito é o M_1^{rol} . Este mecanismo é dependente da carga e surge devido às deformações elásticas e deslizamento parcial nas regiões de contacto. Este mecanismo é predominante em baixas velocidades de rotação e/ou em rolamentos sujeitos a elevadas cargas. Sendo modelado pela equação (25) [6, 35, 37].

$$M_1^{rol} = 10^{-3} \times f_1 \times P_1 \times d_m^3 \quad (25)$$

O momento de atrito M_2^{rol} é resultado do contacto entre as faces rolantes do rolamento e dos extremos do anel interno e externo, resultante das cargas axiais. Este momento de atrito é modelado pela equação (26) [6].

$$M_2^{rol} = 10^{-3} \times f_2 \times F_a \times d_m \quad (26)$$

Novo modelo de perdas de binário da SKF

Durante bastantes anos o modelo primeiramente apresentado pela SKF foi vastamente utilizado para prever as perdas de binário por atrito nos rolamentos. Posteriormente a SKF apresentou um novo modelo, mais avançado para cálculo das perdas por atrito. Este modelo apresenta quatro componentes distintas de perdas de binário por atrito, como podemos verificar na equação (27) [6, 35].

$$M^{rol} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (27)$$

O coeficiente M_{rr} , é referente às perdas de binário por atrito de rolamento, e é modelado pela equação (28). G_{rr} , é dependente das condições de carregamento, do tipo de rolamento e do diâmetro médio do rolamento. Sendo também importantes os parâmetros da velocidade de rotação e a viscosidade cinemática do lubrificante [6].

$$M_{rr} = \phi_{ish} \times \phi_{rs} \times G_{rr} \times (v_o \times n)^{0,6} \quad (28)$$

De forma a ser possível aproximar o modelo de perdas de binário de atrito do comportamento real do rolamento, foram adicionados efeitos que devem ser considerados. Um desses efeitos é a redução do aquecimento por corte na entrada de lubrificante [6].

O filme lubrificante é constituído por uma pequena parte do lubrificante disponível. O excedente de lubrificante que não formará o filme será forçado, por efeitos da tensão de corte, a formar uma bolha de fluxo no lubrificante existente fora do contacto, que irá provocar calor, como podemos verificar na Figura 15. Este aumento do calor, tem como consequência a diminuição da viscosidade do lubrificante que irá entrar no contacto. Este efeito é aproximado pelo fator ϕ_{ish} no modelo, sendo obtido a partir da equação (29) [6]. Na Figura 16, podemos verificar a variação de ϕ_{ish} pela tensão de corte.

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} \times (n \times d_m)^{1,28} \times v_o^{0,64}} \quad (29)$$

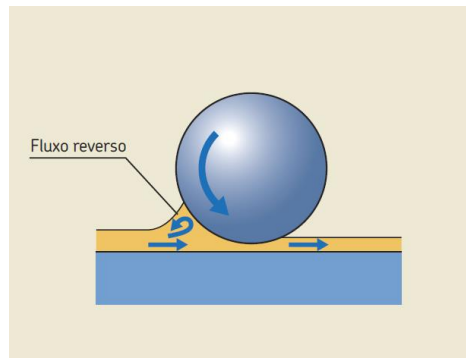


Figura 15: Fuga do Lubrificante excedentário [5]

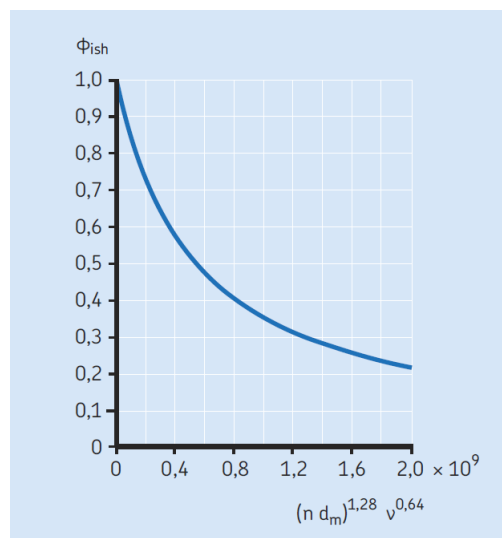


Figura 16: Fator de redução do aquecimento por tensão de corte de entrada [5]

Como já referido anteriormente a reposição cinemática de lubrificante é também conhecida por *Starvation effect*. O *Starvation Effect*, é causado pelas elevadas velocidades de rotação e/ou pela elevada viscosidade do lubrificante. Este fenómeno ocorre devido ao fluido lubrificante não conseguir retornar das laterais do anel para o centro do contacto, provocando uma diminuição da espessura de filme. Este fator pode ser estimado pela equação (30), [6].

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \times v_0 \times n \times (d+D) \times \sqrt{\frac{kz}{2 \times (D-d)}}}} \quad (30)$$

Binário de atrito por escorregamento

O Binário de atrito por escorregamento é calculado a partir da equação (31). Tendo como parâmetros G_{sl} e μ_{sl}^{SKF} . Sendo G_{sl} , um coeficiente que depende das cargas que o rolamento se encontra sujeito, do tipo de rolamento e do diâmetro médio. O coeficiente μ_{sl}^{SKF} é o coeficiente de atrito por escorregamento [6].

$$M_{sl} = G_{sl} \times \mu_{sl}^{SKF} \quad (31)$$

O coeficiente μ_{sl}^{SKF} é obtido de duas formas distintas de acordo com o regime de lubrificação. Sendo possível obter este valor pela equação (32) [6, 35].

$$\mu_{sl}^{SKF} = \phi_{bl} \times \mu_{bl}^{SKF} + (1 - \phi_{bl}) \times \mu_{EHD}^{SKF} \quad (32)$$

O coeficiente de atrito por escorregamento é afetado por vários fatores. Estes fatores são: fator de ponderação para o coeficiente de atrito ϕ_{bl} , dado pela equação (33), o coeficiente limite de atrito, μ_{bl}^{SKF} , e o coeficiente de atrito por escorregamento com filme completo μ_{EHD}^{SKF} , sendo possível verificar os seus valores fornecidos pela SKF na Tabela 5 [6, 35]. Na Figura 17, podemos verificar a variação do fator de ponderação.

Tabela 5: Coeficientes de atrito do fabricante SKF [5]

Tipo de rolamento	μ_{bl}^{SKF}	μ_{EHD}^{SKF}
Esferas	0,12	0,04 ou 0,05*
Rolos	0,12	0,02
Cónicos	0,12	0,002

*Coeficiente de atrito por escorregamento com filme completo para rolamentos de esferas não é específico sendo recomendado o uso do valor 0,04 para óleos sintéticos e 0,05 para óleos minerais.

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \times 10^{-8} \times (n \times v_0)^{1,4} \times d_m}} \quad (33)$$

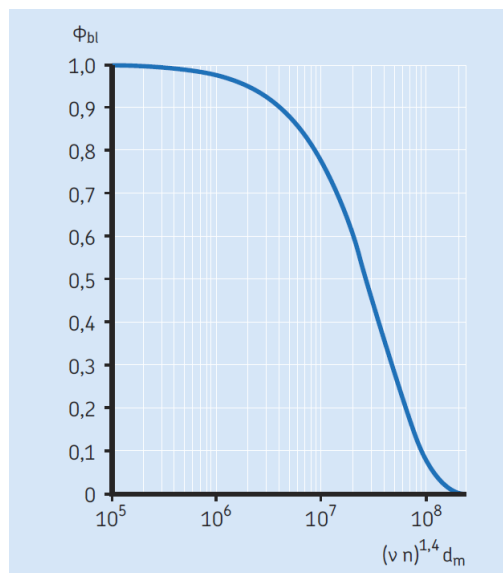


Figura 17: Fator de ponderação para o coeficiente de atrito [5]

Perdas de Binário por arrasto

As perdas de binário por arrasto M_{drag} , estão associadas a situações em que o rolamento está parcialmente ou totalmente submerso. Sendo que esta submersão gera perdas de atrito por arrasto que devem ser consideradas no cálculo total das perdas de

binário. Em altas velocidades estas perdas podem ascender a valores na ordem de 50 % [38].

Estas perdas são influenciadas pela velocidade do rolamento, viscosidade do óleo e a altura de submersão. Existem outros fatores como a dimensão e geometria do reservatório, e a agitação existente no óleo, que não podem ser descorados no cálculo das perdas por arrasto. Sendo importante referir os seguintes parâmetros necessários para que as perdas de binário por arrasto tenham maior exatidão:

- O reservatório tem de apresentar uma dimensão considerável para que o seu impacto do tamanho e geometria seja insignificante;
- O veio deve ser horizontal;
- A viscosidade do lubrificante deve ser inferior a 500 cSt no caso de metade do rolamento se encontrar submerso;
- A viscosidade do lubrificante deve ser inferior a 250 cSt no caso de mais de metade do rolamento se encontrar submerso no lubrificante;

O modelo proposto pela SKF para as perdas por arrasto tem em consideração a resistência dos corpos rolantes que se movem através do óleo e inclui os efeitos da viscosidade do lubrificante [5].

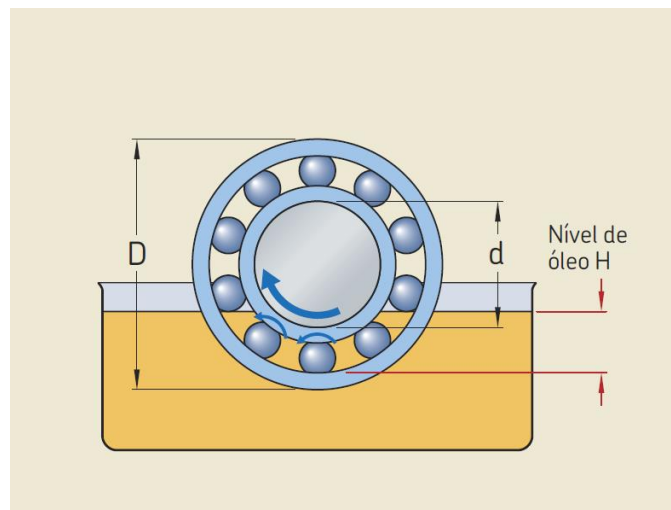


Figura 18: Determinação da altura de submersão H [6]

As equações propostas pela SKF diferem com o tipo de rolamento a estudar. Se o rolamento for de esferas as perdas de binário são modeladas pela equação (34). Se o rolamento estudado for de rolos as perdas de binário são modeladas pela equação (35) [6, 35].

$$M_{drag}^{ball} = 0,4 \times V_M \times K_{ball} \times d_m^5 \times n^2 + 1,093 \times 10^{-7} \times n^2 \times d_m^3 \times \left(\frac{n \times d_m^2 \times f_t}{v} \right)^{-1,379} \times R_s \quad (34)$$

$$M_{drag}^{roll} = 4 \times V_M \times K_{roll} \times C_W \times B \times d_m^4 \times n^2 + 1,093 \times 10^{-7} \times n^2 \times d_m^3 \times \left(\frac{n \times d_m^2 \times f_t}{v} \right)^{-1,379} \times R_s \quad (35)$$

Para os diferentes tipos de elementos rolantes, esferas ou rolos usam-se as equações (36) e (37), respetivamente:

$$K_{ball} = \frac{i_{rw} \times K_z \times (d + D)}{(D - d)} \times 10^{-12} \quad (36)$$

$$K_{roll} = \frac{k_L \times K_z \times (d + D)}{(D - d)} \times 10^{-12} \quad (37)$$

Tabela 6: Valores das constantes geométricas, K_z e K_L (Adap. [5])

Tipos de rolamentos	K_z	K_L
Rolamentos rígidos de esferas com uma ou duas carreiras	3,1	-
Rolamentos de esferas de contacto angular com uma fileira	4,4	-
Rolamento de esferas de contacto angular com duas fileiras	3,1	-
Rolamento de esferas de contacto angular de quatro pontos de contacto	3,1	-
Rolamento autocompensados de esferas	4,8	-
Rolamentos de rolos cilíndricos com vedação	5,1	0,65
Rolamentos de rolos cilíndricos com número máximo de rolos	6,2	0,7
Rolamentos de rolos cónicos	6	0,7
Rolamento de rolos esféricos	5,5	0,8
Rolamentos de rolos toroidais com vedação	5,3	0,8
Rolamentos de rolos toroidais com número máximo de rolos	6	0,75
Rolamentos axiais de esferas	3,8	-
Rolamentos axiais de rolos cilíndricos	4,4	0,43
Rolamentos axiais de rolos esféricos	5,6	0,58

As variáveis e as funções usadas nas equações anterior, são determinadas pelas seguintes equações [6]:

$$C_W = 2,789 \times 10^{-7} \times l_d^3 - 2,789 \times 10^{-7} \times l_d^2 + 0,0195 \times l_d + 0,6439 \quad (38)$$

$$l_d = 5 \times \frac{K_L \times B}{d_m} \quad (39)$$

$$f_t = f(x) = \begin{cases} \sin(0,5t), & 0 \leq t \leq \pi \\ 1, & \pi < t < 2\pi \end{cases} \quad (40)$$

$$R_s = 0,36 \times d_m^2 \times (t - \sin t) \times f_a \quad (41)$$

$$t = 2 \times \cos^{-1} \left(\frac{0,6 \times d_m - H}{0,6 \times d_m} \right), \text{ quando } H \geq 1,2d_m, \text{ usar } H = 1,2d_m \quad (42)$$

$$f_a = 0,05 \times \frac{K_L \times (D + d)}{(D - d)} \quad (43)$$

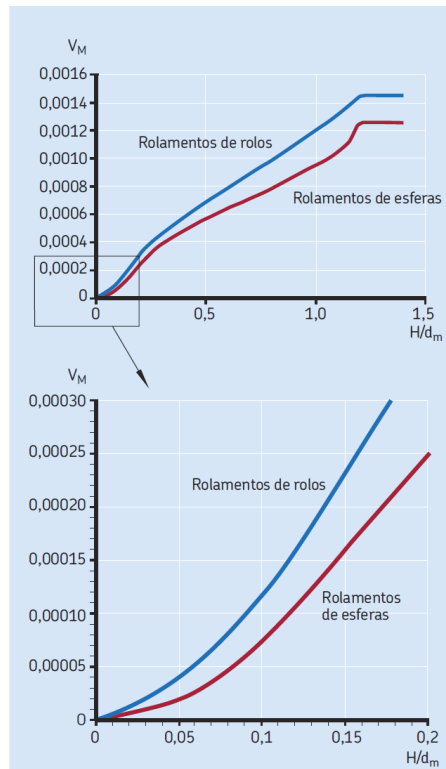


Figura 19: Fator de perda por arrasto, V_m [5]

Binário de atrito de vedação

Quando os rolamentos são constituídos por vedantes, as perdas de binário dos vedantes pode exceder a gerada pelo rolamento. Os vedantes podem ser colocados apenas de um lado ou em ambos. Esta perda de binário de vedação, M_{seal} é estimado pela equação (44) [6, 35].

$$M_{seal} = K_{S1} \times d_s^{\beta r} + K_{S2} \quad (44)$$

2.3 Estado da arte de ensaios em rolamentos

Para construir um banco de ensaios capaz de responder aos requisitos pretendidos, foi necessário verificar os vários tipos de bancos de ensaios existentes em publicações, e os seus elementos de forma a conseguir obter os dados necessários. De seguida, serão caracterizadas e comparadas as características das diversas soluções encontradas. Posteriormente no capítulo 3 serão apresentadas as características que foram adotadas no banco de ensaio proposto neste trabalho.

Na tabela abaixo podemos verificar um resumo dos bancos de ensaios considerados e as principais características dos mesmos. Posteriormente serão enunciadas as características de cada banco de ensaios.

Tabela 7: Revisão bibliográfica sobre bancos de ensaios de rolamentos (Adap. [39])

Artigo	Fonte	Equipamento de teste I	Motor II	Medições III
Design and operating characteristics of high-speed, small bore, angular contact ball bearing (1998)	Stanley L. Pinel Nasa	Caixa de Suporte com 2 Rolamentos + Equipamento de Teste com 1 rolamento	Turbina de Ar 72 000 rpm	Momento de atrito + Caixa de Velocidades
High-speed rolling bearing test rig with contactless signal transmission for measuring the inner ring temperature (2014)	Prof. Dr-Ing. C. Brecher WZL of RWTH Arachen University	Caixa de Suporte com 2 Rolamentos + Equipamento de Teste com 1 Rolamento	Motor de eixo 35 000 rpm (teste experimental acima das 28 000 rpm)	Momento de atrito do rolamento no equipamento de teste Teste de Resistência sem medição do momento de atrito
A new test rig study rolling element bearing thermomechanical behaviour (2018)	D.Niel Université de Lyon	2 Caixas de suporte + Equipamento de Teste com 1 Rolamento	Motor de eixo 18 000 rpm	Transdutor de Momento Torsor
Design and test rig experiments of high speed tapered roller bearing for main spindle applications (2016)	Christian Brechera WZL of RWTH Arachen University	Equipamento de teste com 1 rolamento + Caixa de suporte com 1 rolamento	Motor de eixo Teste experimental acima das 15 000 rpm	Momento de Atrito
Ultra-high-speed performance of ball bearings and annular seals in liquid hydrogen at up to 3 Million DN (2010)	Masataka Nosaka National Aerospace Laboratory of Japan	Equipamento de Teste com 2 rolamentos	Turbina de Ar acima das 120 000 rpm	Vibração

The performance of high-speed ball thrust bearing using silicon nitride balls (1976)	J.M. Reddecliff Florida Research and Development Center	Equipamento de Teste com 2 rolamentos	Turbina de Fluxo 71 500 rpm	Vibração Caixa de Velocidade
Design and application on experimental platform for high-speed bearing with grease lubrication (2015)	He Quiang Anyang Institut of Technology	Equipamento de teste com 2 rolamentos carregados + 2 Rolamentos de Teste	Motor de eixo 60 000 rpm	-
A comparative study on simulation and experiment of oil-air lubrication unit for high speed bearing (2016)	Qunfeng Zeng Xi'an Jiaotong University	Equipamento de Teste com 2 rolamentos	Motor de eixo 22 000/ 60 000 rpm (teste experimental acima das 14 000/ 30 000 rpm)	Vibração e análise de ruído
Limiting speeds of high-speed ball bearing considering prevention of skidding and overheating conditions (2019)	Li Cui Shangai Polytechnic University	Equipamento de Teste com 3 rolamentos	Motor de eixo 24 000 rpm (teste experimental acima das 20 000 rpm)	-
Correlation between performance and boundary layers in high speed bearings lubricated with polymer-enhanced greases (2010)	M.M Gatzen Leibniz Universitat	Equipamento de Teste com 4 rolamentos Com anel interior fixo	26 000 rpm	Espessura de Filme
New-generation development rigs for testing high-speed air-lubricated thrust bearing (2008)	Plotr Hryniewicz Mohawk Innovative Technology	Caixa de suporte + Equipamento de Teste	Turbina de Ar 82 000 rpm	Momento de Atrito

Tabela 8: Revisão bibliográfica sobre bancos de ensaios de rolamentos [Continuação] (Adap. [39])

Artigo	Carregamento IV	Temperatura de Teste V	Refrigeração VI	Lubrificação VII	Rolamento
Design and operating characteristics of high-speed, small bore, angular contact ball bearing (1998)	Carragamento Axial + Radial	Anel Interior + Anel Exterior	Arrefecimento à óleo	Sistema de Injeção de óleo + Lubrificação radial do anel interior	Contacto Angular Dimensão = 35 mm
High-speed rolling bearing test rig with contactless signal transmission for measuring the inner ring temperature (2014)	Carregamento Axial - Peso Morto	Anel Interior + Anel Exterior (em cobre para melhoria)	Anel Exterior + arrefecimento do veio no teste de endurecimento	Massa lubrificante	FAG HC 7014 E FAG B 7017 E

A new test rig study rolling element bearing thermomechanical behaviour (2018)	Carregamento Radial através de pressão hidráulica	Anel Exterior+ Anel Interior	Arrefecimento do óleo	Sistema de Injeção de óleo	Rolamento de Esferas
Design and test rig experiments of high speed tapered roller bearing for main spindle applications (2016)	Carregamento Axial – peso morto do veio	Anel Exterior+ Anel Interior	-	Vapor de óleo	Rolamentos de rolos cónicos
Ultra-high-speed performance of ball bearings and annular seals in liquid hydrogen at up to 3 Million DN (2010)	Carregamento Axial – fole de gás atuador	Anel Exterior	Arrefecimento do óleo	Sistema de injeção de óleo	Rolamentos híbridos de esferas cerâmicas
The performance of high-speed ball thrust bearing using silicon nitride balls (1976)	Carregamento Axial – Carregamento PISTON	Anel Exterior	Arrefecimento do óleo	Sistema de injeção de óleo Lubrificação do anel interior	Rolamentos híbridos de esferas cerâmicas
Design and application on experimental platform for high-speed bearing with grease lubrication (2015)	Carregamento Axial + Carregamento Radial através de pressão hidráulica	Anel Exterior	Arrefecimento do Anel Exterior	Massa Lubrificante + Vapor de Óleo	Rolamentos de esferas de contacto angular B7005C HQ1P4
A comparative study on simulation and experiment of oil-air lubrication unit for high speed bearing (2016)	-	Anel Exterior	-	Lubrificação por sistema óleo-ar com várias entradas	B7008C (Contacto Angular)
Limiting speeds of high-speed ball bearing considering prevention of skidding and overheating conditions (2019)	Carregamento Axial + Radial	Anel Exterior	-	Óleo + Massa lubrificante	Rolamentos de contacto angular
Correlation between performance and boundary layers in high speed bearings lubricated with polymer-enhanced greases (2010)	Carregamento Axial através de uma mola	Anel Exterior	-	Massa lubrificante	Rolamentos de contacto angular 7008

New-generation development rigs for testing high-speed air-lubricated thrust bearing (2008)	Carregamento Axial – Pressão do ar	-	Fluxo de ar frio	Ar	Rolamento de impulso de folha de jornal
--	------------------------------------	---	------------------	----	---

2.3.1 Caracterização dos bancos de ensaios de rolamentos

A configuração definida no banco de ensaios de rolamentos terá impacto nas condições dos ensaios a realizar. As condições de ensaios que são afetadas pela configuração são a duração do ensaio experimental, as cargas a serem aplicadas e o método de medição do binário de atrito [39].

Os bancos de ensaios de rolamentos de alta de velocidade mais comuns são compostos por uma caixa de suporte com dois rolamentos e um equipamento de teste com apenas um rolamento [40-42]. Nestes bancos como apenas é ensaiado um rolamento torna impossível a medição dinâmica das perdas de binário, sendo apenas medido a reação desenvolvida pelo momento de atrito do rolamento de teste. Uma das principais vantagens desta configuração é a possibilidade de aplicação de cargas radiais e axiais ao rolamento de teste. Na Figura 20, podemos observar um esquema em corte do equipamento de teste com um total de três rolamentos.

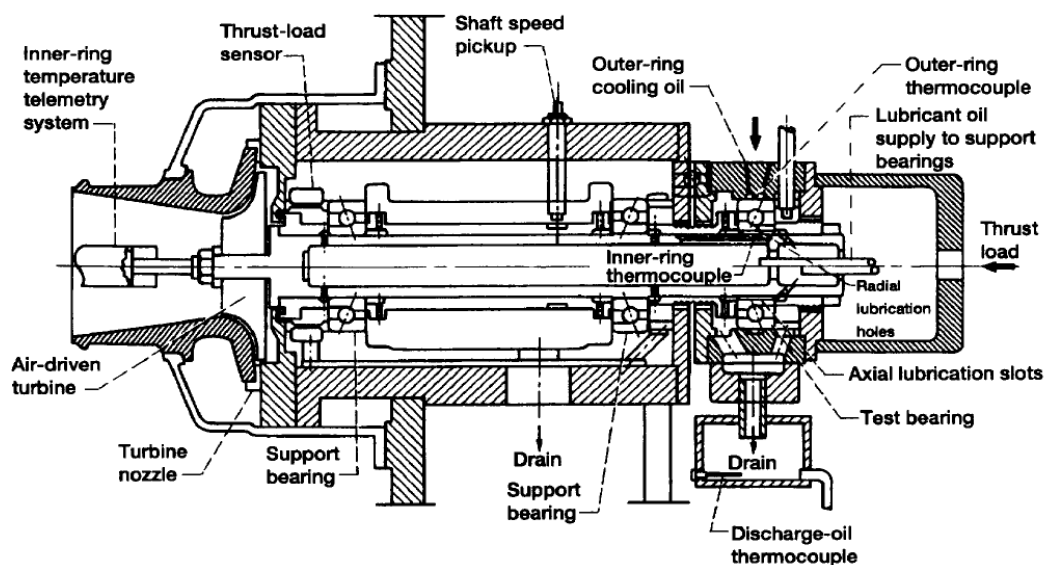


Figura 20: Esquema em corte de um banco de ensaios equipado com três rolamentos [40]

Também são encontrados bancos de ensaios constituídos por dois rolamentos [43-46], sendo que esta configuração apresenta algumas desvantagens devido a simplicidade do equipamento de teste. Uma das desvantagens encontradas neste tipo de configuração é a impossibilidade de aplicação de cargas radiais e axiais. Este tipo de bancos permite que ambos os rolamentos se encontrem a funcionar nas mesmas condições de teste, permitindo a medição dinâmica das perdas de binário totais à entrada do equipamento de teste. Pode ser observado um modelo desta configuração na Figura 21.

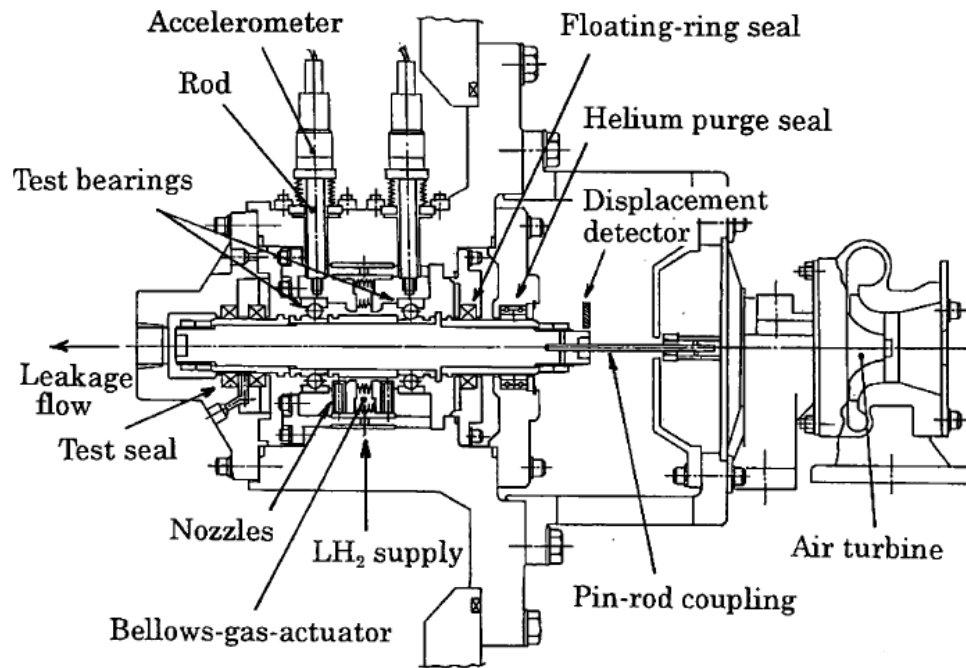


Figura 21: Desenho esquemático de um banco de ensaios de dois rolamentos [44]

Alguns bancos de ensaios são constituídos por quatro rolamentos [1, 47, 48]. Esta configuração apresenta um sistema mais balanceado de entre todos mencionados. Tem como vantagem a possibilidade de aplicação de cargas radiais e axiais nos rolamentos. Estes bancos de ensaios são equipados com quatro rolamentos, sendo os rolamentos mais ao centro do equipamento responsáveis pela aplicação da carga ao rolamento da ponta. Por sua vez a carga axial é aplicada aos rolamentos do meio através de uma bucha de adição de carga. Já nos rolamentos das pontas as cargas axiais são aplicadas com a utilização de uma prensa hidráulica. Na Figura 22, podemos observar o esquema de um banco de ensaios com uma configuração de quatro rolamentos.

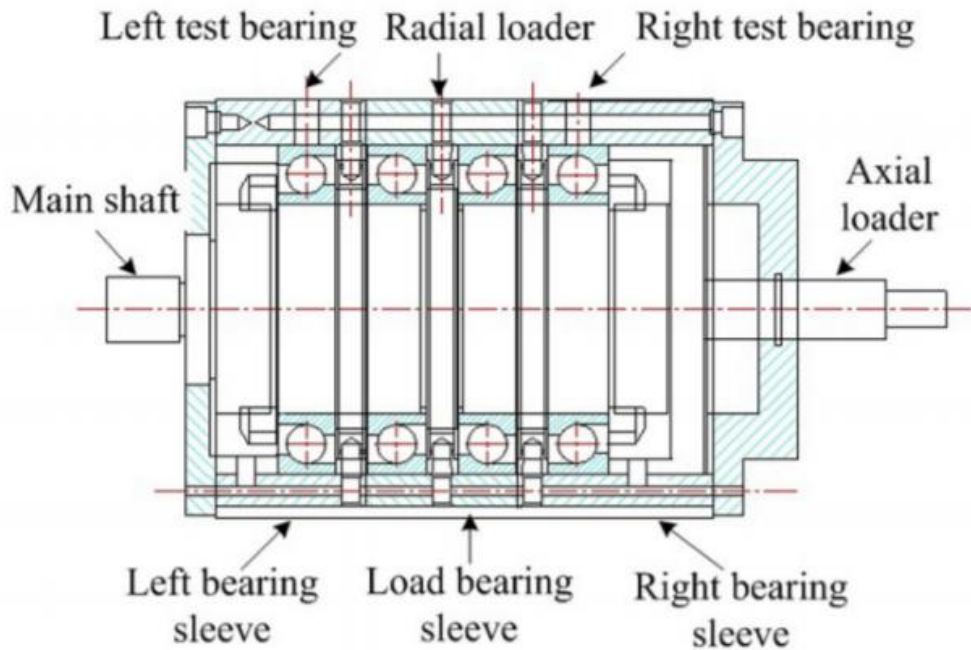


Figura 22: Vista esquemática de um banco de ensaios de rolamentos constituído por quatro rolamentos [48]

2.3.2 Rolamentos a utilizar

Os rolamentos mais comumente utilizados em ensaios experimentais de alta velocidade são os rolamentos de esferas de contato angular [1, 40, 41, 44, 46-48]. Estes rolamentos tem a capacidade de suportar cargas combinadas, mantendo uma boa eficiência em comparação com outros tipos de rolamentos mais tradicionais, permitindo velocidades de rotação elevadas. Em alguns bancos de ensaios foram utilizados rolamentos híbridos, sendo estes rolamentos constituídos por esferas cerâmicas, tendo como vantagem a menor massa que terá como consequência a redução da força centrífuga em elevadas velocidades de rotação.

Em alguns bancos de ensaios foram utilizados rolamentos rígidos de esferas [42], rolamentos axiais de esferas [45] e rolamentos de rolos cónicos [43].

2.3.3 Equipamento de motorização

As formas de conferir rotação ao banco de ensaios, depende da velocidade de rotação necessária para o ensaio. Para velocidades de rotação até 60 000 rpm está normalmente associado à utilização de motor-reductor, devido à simplicidade de transmissão de rotação e devido à elevada eficiência [1, 41-43, 46-48]. Para velocidades de rotação superiores, até 120 000 rpm, podemos encontrar soluções como turbinas a ar [40, 44] e turbinas de vapor [45].

2.3.4 Carregamentos

Os carregamentos são geralmente efetuados através de sistemas de pressão, com uso de prensas hidráulicas [42, 45, 47], por atuadores de fole a gás [44], por sistemas de

molhas [1], ou ainda por sistemas de peso morto [41, 43]. Tendo sido encontrado em catálogos sistemas de carregamentos por pré-carga com porcas de binário específico.

2.3.5 Método de lubrificação

Em relação ao método de lubrificação, verificou-se que existe uma variedade enorme de formas de lubrificação associadas aos bancos de ensaios. Desde sistemas de injeção de óleo [40, 42, 44, 45], por vaporização de óleo [43, 46, 47], massas lubrificantes [1, 41, 47, 48] e por gotas de óleo através dos anéis internos dos rolamentos [40, 45].

2.3.6 Sistema de arrefecimento

Na maioria dos bancos de ensaios de rolamentos de altas velocidades, o arrefecimento é realizado através do lubrificante, nos de sistema de injeção [40, 42, 44, 45] ou forçando o lubrificante atravessar o anel interior do rolamento [40, 45]. Noutros casos é possível encontrar sistemas de arrefecimento por água que circula em torno do anel exterior do rolamento [47], e no veio do banco de ensaios [41].

2.3.7 Método da medição de perdas de binário

Na maioria dos bancos de ensaios de rolamentos é realizada a medição da reação de perda de binário no anel exterior do rolamento e a medição da temperatura do mesmo [40, 41, 43]. Alguns autores optam também por medir a temperatura do anel interior do rolamento com uso de um sistema de telemetria. Além das temperaturas, alguns autores medem a velocidade de rotação da caixa [40, 45], a vibração [44-46], o ruído [46], a espessura de filme lubrificante [1] e a perdas dinâmicas de binário [42].

DESENVOLVIMENTO

- 3.1 Descrição do banco de ensaios desenvolvido
- 3.2 Desenvolvimento do Banco de Ensaio
- 3.3 Análise térmica ao elemento cartucho
- 3.4 Dimensionamento de elementos
- 3.5 Sequência de Montagem
- 3.6 Requisitos de operação

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Descrição do banco de ensaios desenvolvido

Para a realização da adaptação do banco de ensaios será necessária a utilização de alguns componentes já existentes no banco anterior, que poderão sofrer algumas alterações. Os equipamentos reutilizados serão o motor, a célula de carga, a estrutura de perfis e os acoplamentos para a ligação do veio da célula de carga entre os veios dos elementos de teste. Apesar de o banco anterior já ter um sistema de multiplicação de velocidade, será dimensionado outro sistema. Esta substituição será realizada porque o sistema existente é um sistema de polias e correia dentada, que tem como consequência a introdução de ruído na medição do binário de perda por meio das vibrações introduzidas pela transmissão de movimento usando a correia dentada.

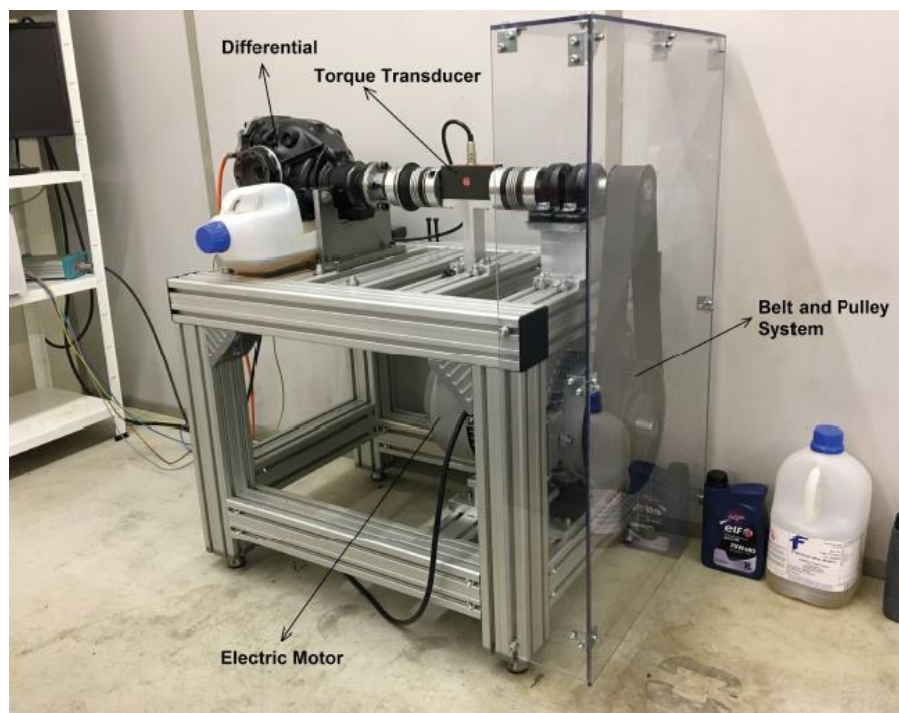


Figura 23: Banco de ensaios à adaptar, banco de ensaios de transmissão mecânica em vazio

Para a construção de todos os elementos optou-se pela construção aparafusada por esta se tratar de uma construção de maior precisão na execução dos elementos. A construção aparafusada foi também escolhida de forma a tornar o banco flexível a futuras alterações e adaptações.

No último capítulo da revisão bibliográfica foram apresentados os vários bancos de ensaios de rolamento existentes e as suas variantes, assim como as características e as potencialidades de cada um. Posteriormente serão apresentadas as decisões tomadas para a adaptação, de forma a corresponder aos requisitos impostos.

Configuração do banco de ensaio

Após a análise realizada às diferentes configurações encontradas e as condicionantes de cada modelo, optou-se por um modelo mais simplista de dois rolamentos, por este ser capaz de satisfazer os objetivos dos ensaios experimentais pretendidos. Como objetivo da construção do banco de ensaios passa pelo estudo do binário de atrito em rolamentos e em diferentes condições de carregamento, velocidade e temperatura, foi necessário o desenvolvimento de um sistema capaz de permitir a variação da velocidade dos ensaios à realizar. Além do estudo do binário de atrito em rolamentos também será possível a análise dos métodos de lubrificação dos rolamentos. O banco de ensaios é constituído por um sistema de multiplicação de velocidade com o intuito de permitir uma maior variação da velocidade dos ensaios a realizar. O banco é constituído ainda por dois cartuchos semelhantes, estando estes dispostos numa base intercalados pela célula de medição de binário. Esta célula de binário irá permitir a medição da perda de binário e este equipamento tem incorporado um taquímetro que irá permitir a medição da velocidade.

Rolamentos a testar

Como se pode constatar durante a análise do subcapítulo 2.3.2 da revisão bibliográfica, existe uma grande variedade de rolamentos testados. Os rolamentos radiais de esferas e os rolamentos axiais de esferas foram excluídos devido a não serem adequados para aplicações onde estes estejam sujeitos a cargas combinadas. Assim os tipos de rolamentos selecionados para a realização de ensaios experimentais são os rolamentos de esferas de contacto angular e os rolamentos de rolos cónicos, pois permitem montagens em X ou em O e que necessitam de pré-carga. Os modelos selecionados foram de encontro aos modelos pretendidos pelo CETRIB, sendo que estes modelos são já habitualmente utilizados para diversos ensaios de referência. Assim, os rolamentos selecionados foram os rolamentos de rolos cónicos da SKF 32008 X e o rolamento de esferas de contacto angular da FAG 7206. Todos os dados técnicos referentes aos rolamentos a testar estão presentes no ANEXO A – Datasheet dos rolamentos a testar.

Sistema de motorização

O banco de ensaios poderá ser utilizado para o estudo da transmissão de veículos elétricos, sendo que a transmissão de um veículo elétrico pode atingir às 18000 rotações por minuto. Assim, optou-se pela reutilização do um motor já existente no banco à adaptar. Como o intuito deste protejo será estudar as perdas de binário em veículos

elétricos será necessário atingir velocidades superiores à máxima permitida pelo motor, 2910 rotações. Assim, dimensionou-se um sistema de multiplicação de velocidades que permitira multiplicar esta velocidade máxima do motor por 3 vezes, e assim atingir as 8730 rotações por minuto.

Carregamento

A aplicação da pré-carga no banco de ensaios desenvolvido será realizada através do aperto de um conjunto de parafusos. Estes parafusos são acoplados nas duas tampas de forma a permitir a aplicação de pré-carga. Para aplicação da pré-carga realizaram-se furações passantes específicas na tampa de movimento, que por sua vez irá permitir a roscagem numa outra peça, peça essa denominada de tampa dos casquilhos. A roscagem dos parafusos na tampa dos casquilhos irá promover o deslocamento da tampa de aplicação da pré-carga contra o espaçador e retentor, e assim o retentor irá transmitir a pré-carga ao anel exterior do rolamento.

Método de lubrificação

Para este banco de ensaios serão utilizadas massas lubrificantes, banhos de óleos, sistema de injeção de óleo e sistemas de lubrificação por vapor.

Sistema de arrefecimento

Devido ao elevado calor específico da água, esta solução possui melhores capacidades em comparação com as que utilizam lubrificantes. Neste banco de ensaios de teste será utilizado um arrefecimento por água, sendo que esta irá proporcionar o arrefecimento do anel exterior do rolamento.

Método do binário de atrito

Neste caso como o principal objetivo a análise da influência do lubrificante, tipo de rolamento, temperatura, velocidade de acionamento e carga axial, no binário de atrito. Através da variação das condições de funcionamento e de lubrificação será possível perceber o impacto destas variações nas perdas de binário dos rolamentos testados.

Parâmetros a controlar

Para a realização de ensaios experimentais será importante o controlo da velocidade de rotação, das cargas aplicadas e da temperatura, pois tratam-se dos parâmetros mais importantes na definição e caracterização do ensaio.

Em resumo serão apresentadas as várias características pretendidas para o banco de ensaio na Tabela 9.

Tabela 9 - Quadro resumo das soluções adotadas para o banco de ensaio

Características do banco de ensaios	Solução adotada
Configuração	Cartucho com 2 rolamentos
Rolamentos testados	FAG 7206 SKF 32008
Sistema de Motorização	Motor + Transmissão por correias planas para multiplicação da velocidade de rotação
Carregamento	Pré-carga por sistema de aperto de parafusos
Método de lubrificação	Massa Lubrificante; Banhos de óleos; Sistema de Injeção.
Sistema de arrefecimento	Arrefecimento por água do anel exterior dos rolamentos
Método de medição de binário	Célula de binário ETH DRDL-II
Medição da temperatura	Através de sensores PT100
Parâmetros a controlar	Velocidade de rotação + Cargas aplicadas + Temperatura

A revisão bibliográfica teve uma enorme importância para realização deste projeto, tendo permitido conhecer as soluções existentes, a variedade de ensaios e de dados a retirar em função das características do banco de ensaios. Assim, em função dos dados pretendidos selecionaram-se as adaptações necessárias a desenvolver.

Após a apresentação das características pretendidas para a adaptação, serão agora apresentados os elementos a considerar na adaptação para o novo banco de ensaios. Estes elementos serão mencionados com as suas características, funções, assim como as possíveis alterações a realizar.

Motor:

O motor será responsável por fornecer o movimento de rotação ao elemento de teste com auxílio de um sistema de multiplicação de velocidades. O motor utilizado é um motor trifásico da marca REIMAN® apresentado na Figura 24. O datasheet do motor está presente ANEXO H – Datasheet Motor.

As características do motor utilizado são:

- Tensão de alimentação: 220 V;

- Velocidade de rotação: 2910 rpm;
- Frequência: 50 Hz;
- Potência: 7,5 kW;

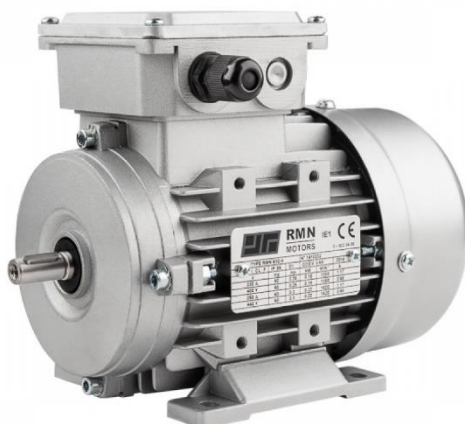


Figura 24: Motor trifásico da marca REIMAN® [55]

Célula de binário:

A célula de binário utilizada será a ETH Messtechinck modelo DRDR-II, representada na Figura 25. A célula de carga, será montada axialmente ao elemento de teste com recurso a utilização de acoplamentos flexíveis, que serão apresentados posteriormente. Esta célula de binário mede o binário e tem um taquímetro incorporado que permite medir a velocidade de rotação. O datasheet da mesma estará presente no ANEXO B – Datasheet célula de carga.



Figura 25: Célula de carga [53]

Acoplamentos:

Estes elementos serão responsáveis pelo acoplamento da célula de carga aos elementos de teste. Os dois modelos utilizados serão o SK5-80 e o BK2-80 do fabricante ETH. O acoplamento SK5-80 tem um limitador de binário, que tem como função garantir que o binário não aumenta em demasia, e assim garantir o bom funcionamento da célula de carga. Quando o binário ultrapassa o valor de binário de referência da célula de binário o acoplamento é desfeito. Já o BK2-80 é um acoplamento comum. Estes acoplamentos

requerem uma especial atenção relativamente ao alinhamento na montagem, pois este apenas suporta um desalinhamento axial até 2 milímetros, e um desalinhamento lateral de 0,25 milímetros. De forma a garantir este alinhamento, será dimensionado um elemento capaz de garantir este alinhamento permanente que será apresentado num subcapítulo posterior. Os datasheet's destes elementos estão presentes nos ANEXO C – Datasheet acopla.



Figura 26: Acoplador flexível BK2-80 [53]



Figura 27: Acoplador Flexível SK5-80 [53]

Estrutura de Perfis:

Para a realização da adaptação pretendia a estrutura de perfis existente, Figura 28, necessitou de algumas alterações que serão enumeradas abaixo. A estrutura de perfis existente e a final foram ambas construída a partir de perfis Bosch de 90x90 mm, sendo reaproveitados todos os perfis existentes na adaptação.

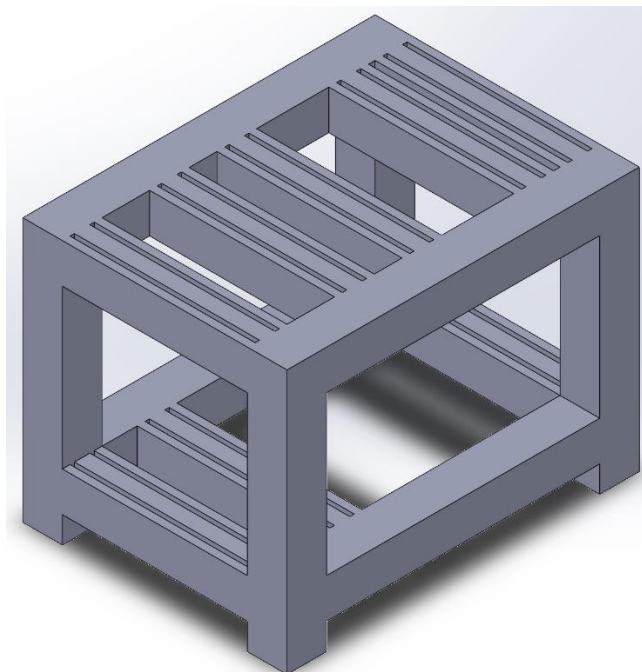


Figura 28: Estrutura em perfil Bosch existente

Primeiramente, definiu-se que os perfis que suportam o motor seriam aproximados do solo de forma a existir uma maior distância entre o eixo do motor e o eixo do cartucho de teste, sendo conservada a distância entre os dois perfis responsáveis pelo suporte do

motor, sendo essa distância de 80 milímetros. Inicialmente a distância entre o solo e os perfis responsáveis pelo suporte do motor era de 60 milímetros, Figura 29. Com a alteração proposta esta distância passará a ser de 10 milímetros, Figura 30, permitindo uma maior variação do entre eixo do veio do motor com o eixo do primeiro elemento do banco de ensaios.

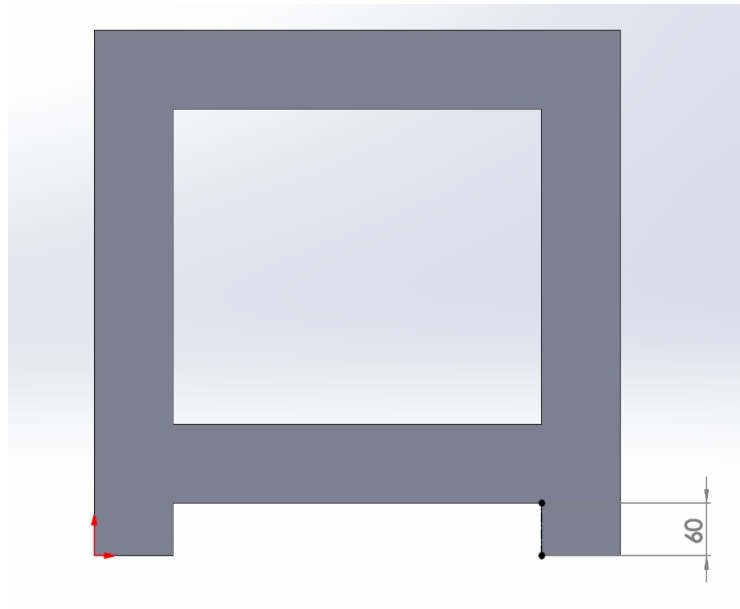


Figura 29: Distância ao solo da estrutura inicial, vista de frente

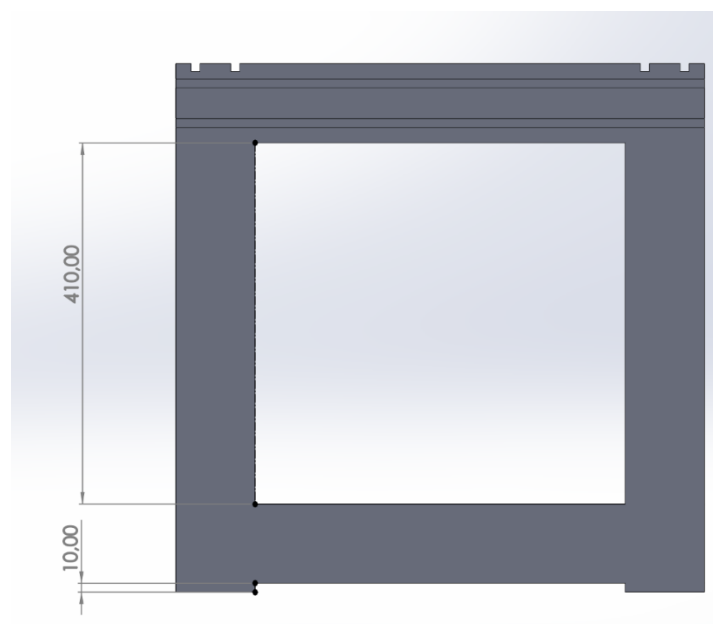


Figura 30: Distância ao solo da estrutura final, vista de frente

As travessas da parte superior da estrutura existente encontravam-se distanciadas entre si de forma pouco uniforme, como se pode observar na Figura 31. De forma a manter a distância entre si mais uniforme e de forma a permitir a passagem de cabos e tubagens pelo interior da estrutura, distanciaram-se as travessas entre si em 110 milímetros, com

exceção da travessa mais afastada do motor. Ficando a disposição de perfis na parte superior como se pode verificar na Figura 32.

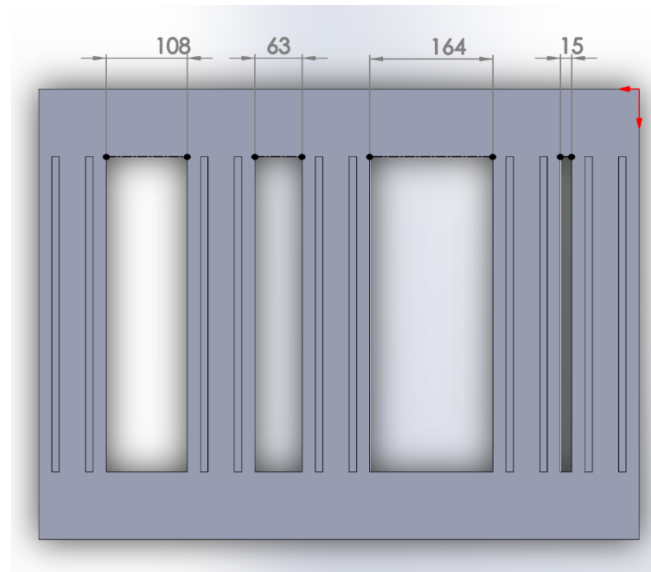


Figura 31: Distância entre as travessas na estrutura inicial

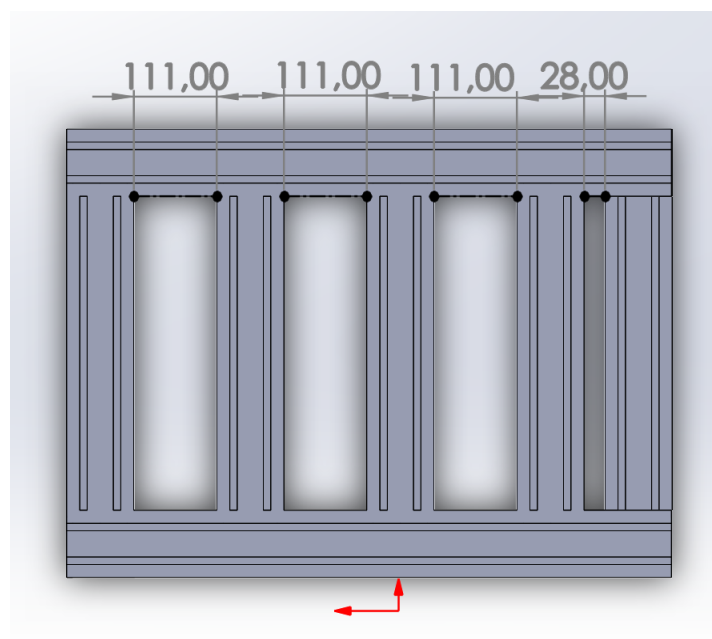


Figura 32: Distância entre travessas estrutura final

A travessa mais afastada do motor das travessas da parte superior, foi rebaixada em duzentos milímetros de forma a permitir a colocação uma base de maior comprimento que o comprimento da estrutura, e desta forma permitir a colocação da base em balanço. Esta disposição irá permitir a instalação de extratores de lubrificante em caso

de possíveis fugas. Por fim, a travessa mais afastada do motor, das travessas inferiores, foi rebaixada de forma a acompanhar as travessas que suportam o motor.

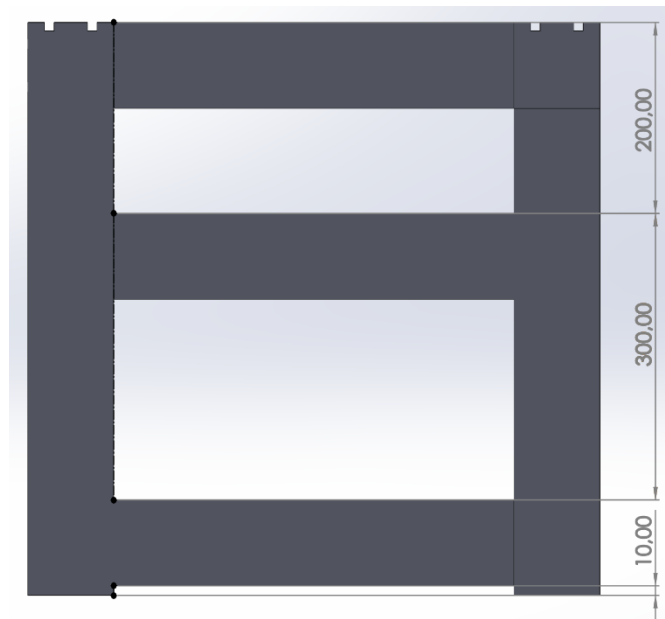


Figura 33: Vista de trás da estrutura final

Na Figura 34 e na Figura 35, podemos observar em duas perspectivas diferentes a solução final proposta para a estrutura de perfis.

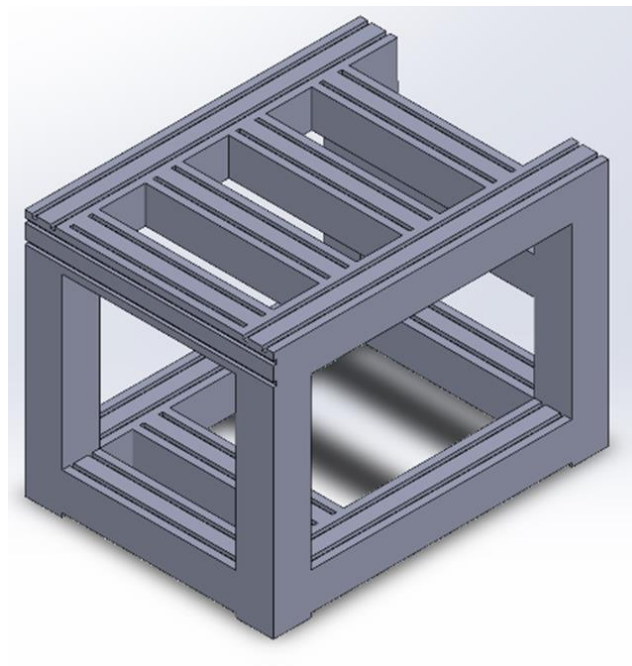


Figura 34: Estrutura em perfil Bosch final

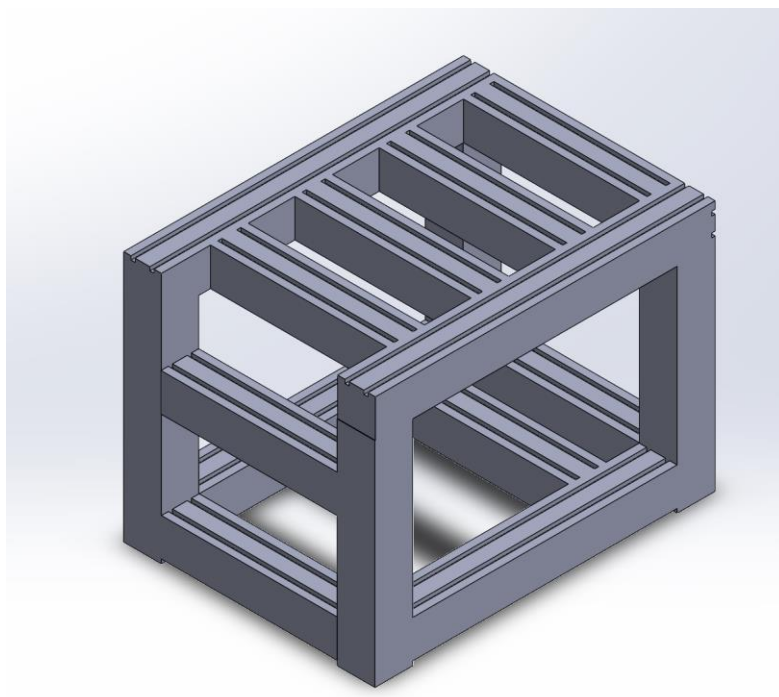


Figura 35: Estrutura em perfil Bosch final noutra perspetiva

3.2 Desenvolvimento do Banco de Ensaio

3.2.1 Lista de peças

Para execução da adaptação foram desenvolvidos e dimensionados os vários elementos constituintes do banco de ensaios. Para a concepção de um banco de ensaios capaz foi necessário desenvolver vários elementos funcionais e estruturais. Devido ao número de peças desenvolvidas, foi adotada uma estratégia de codificação dos elementos estratégia esta presente em indústrias. Cada elemento desenvolvido terá uma referência associada do tipo “RB_RF#xx”, sendo que “RB” representa o projeto, “RF” representa as iniciais do projetista e o “xx” o número do desenho técnico do elemento. Esta codificação foi adotada tanto para os elementos como para os conjuntos. Na Tabela 10 podemos observar todos os elementos e conjuntos desenvolvidos com as respectivas quantidades necessárias para a execução do projeto.

Tabela 10: Tabela de peças desenvolvidas com o respetivo código de numeração

Código	Descrição	Material	Qtd.
RB_RF#01	Base	St-52	1
RB_RF#02	Suporte Célula de Carga	Ck 45	1
RB_RF#03	Acoplamento cónico Polia Maior Dimensão	34 CrNiMo 6	1
RB_RF#04	Polia Maior Dimensão	34 CrNiMo 6	1
RB_RF#05	Conjunto Polia Maior Dimensão		1
RB_RF#06	Acoplamento cónico Polia menor dimensão	34 CrNiMo 6	1
RB_RF#07	Polia menor dimensão	34 CrNiMo 6	1
RB_RF#08	Conjunto Polia menor dimensão	-	1
RB_RF#09	Fixação do suporte motor	Ck 45	1
RB_RF#10	Suporte motor	Ck 45	1
RB_RF#11	Casquilho SK5	Ck 45	1
RB_RF#12	Anilha - Esticador	Ck 45	1
RB_RF#13	Veio - Esticador	34 CrNiMo 6	1
RB_RF#14	Espaçador Rolamentos - Esticador	Ck 45	1

RB_RF#15	Espaçador Chanfrado - Esticador	Ck 45	1
RB_RF#16	Polia - Esticador	34 CrNiMo 6	1
RB_RF#17	Suporte Esticador	Ck 45	1
RB_RF#18	Conjunto - Esticador		1
RB_RF#19	Veio - SKF	34 CrNiMo 6	1
RB_RF#20	Casquilho externo	Ck 45	1
RB_RF#21	Casquilho Interno	Al 7001	1
RB_RF#22	Espaçador Cartucho	Al 7001	2
RB_RF#23	Retentor SKF	Al 7001	2
RB_RF#24	Retentor FAG	Al 7001	2
RB_RF#25	Tampa C/Pré-Carga	Ck 45	1
RB_RF#26	Tampa S/Pré-Carga	Ck 45	1
RB_RF#27	Tampa Casquilhos	34 CrNiMo 6	2
RB_RF#28	Saída Lubrificante	Ck 45	1
RB_RF#29	Entrada Lubrificante	Ck 45	1
RB_RF#30	Conjunto SKF		1
RB_RF#31	Conjunto FAG		1
RB_RF#32	Veio - FAG	34 CrNiMo 6	1
RB_RF#33	Chaveta maior dimensão – ligação espaçador tampas	34 CrNiMo 6	2
RB_RF#34	Chaveta menor dimensão – ligação espaçador retentor	34 CrNiMo 6	2
RB_RF#35	Conjunto Suporte Motor		1
RB_RF#36	Conjunto Banco de Ensaio		1

Os diversos desenhos técnicos dos elementos desenvolvidos e dos conjuntos podem ser consultados nos ANEXO L – Datasheet dos desenhos técnicos. De forma a formalizar os desenhos técnicos desenvolvidos, recorreu-se ao desenvolvimento de uma legenda, presente na Figura 36, capaz fornecer informações sobre o elemento representado no desenho técnico.



	Nome	Data					Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos	Quantidade	(2)
Des.	Ricardo F.	(1)						Massa (kg)	(3)
Vist.								Tratamento	(4)
Aprov.			ISO 2768	mK	Escala- 1:8		A3	Material	(5)
Nome	(9)							Descrição	(6)
	(8)							Desenho	(7) 1/1

Figura 36: Legenda adotada nos desenhos técnicos

Os números apresentados na Figura 35 representam as seguintes informações:

1. Data de criação do elemento ou do conjunto;
2. Quantidade de peças necessárias a produzir para a execução do projeto;
3. Estimativa da massa da peça final produzida no material indicado em (5);
4. Tratamento a realizar para a produção do elemento;
5. Material selecionado para produzir o elemento;
6. Breve descrição do elemento;
7. Codificação e numeração do desenho técnico;
8. Notas a ter em conta para a produção do elemento;
9. Descrição da função do elemento;

Esta legenda adotada tem ainda indicação sobre o toleranciamento geral, a escala do desenho, o método de projeção e o tamanho da folha selecionado.

3.2.2 Materiais

Com o decorrer do projeto, foi necessário selecionar diferentes materiais para os diversos elementos. Assim, selecionaram-se quatro materiais diferentes para cumprir os requisitos impostos a cada elemento.

Ck45

O Ck45 é um aço carbono comum, que apresenta boas propriedades mecânicas, sendo facilmente encontrado no mercado a um baixo custo. Este material é normalmente utilizado em elementos mecânicos e estruturas correntes. Este material foi selecionado para a produção de elementos estruturais do banco de ensaios. Sendo esses elementos, RB_RF#02, RB_RF#09, RB_RF#10, RB_RF#11, RB_RF#12, RB_RF#14, RB_RF#15, RB_RF#20, RB_RF#25, RB_RF#26, RB_RF#28 e o RB_RF#29. Os dados referentes a este aço estão presentes na Tabela 11.

Tabela 11: Dados referentes ao aço Ck 45.

Ck 45 (AISI 1045)		
Dureza Vickers	170	HV
Tensão de Ruptura ($\sigma_{rot.}$)	565	MPa
Tensão de Cedência (σ_{ced})	310	MPa
Alongamento na ruptura	16	%

34 CrNiMo 6:

Para os elementos que poderão sofrer um maior desgaste com o funcionamento selecionou-se o aço 34 CrNiMo 6. Este aço foi selecionado por ser um aço com uma elevada resistência mecânica, boa resistência ao desgaste e por ser adequado à utilização do processo de nitruração. O processo de nitruração irá promover uma maior dureza superficial dos elementos e aumento da sua resistência ao desgaste. Este material foi selecionado RB_RF#03, RB_RF#04, RB_RF#06, RB_RF#07, RB_RF#13, RB_RF#16, RB_RF#19, RB_RF#27, RB_RF#32, RB_RF#33 e o RB_RF#34. Os dados do aço 34 CrNiMo 6 estão presentes na Tabela 12.

Tabela 12: Dados referentes ao aço 34 CrNiMo 6

34 CrNiMo 6 (AISI 4337)		
Dureza Vickers	458	HB
Tensão de Ruptura ($\sigma_{rot.}$)	1448	MPa
Tensão de Cedência (σ_{ced})	965	MPa

Alongamento na rutura	14	%
-----------------------	----	---

Al 7001 – T75:

Para definir o material a utilizar nos elementos RB_RF21, RB_RF#22, RB_RF#23 e o RB_RF#24, foi realizada uma análise térmica para verificar a melhor opção entre aço e ligas de alumínio. Com a análise térmica realizada, verificou-se que o cartucho só teria comportamento térmico adequado com a utilização de uma liga de alumínio. A utilização de uma liga de alumínio irá promover uma melhor transferência de calor entre o líquido de refrigeração e os elementos contidos no interior do casquilho. Devido ao movimento relativo do retentor e do espaçador com o casquilho interior, estes irão sofrer desgaste o que provocará uma redução da vida útil destes elementos. Deste modo, optou-se pela liga de alumínio 7001, por ser uma liga de alumínio de alta resistência mecânica e de alta resistência ao desgaste. Os dados referentes a este material estão presentes na Tabela 13.

Tabela 13: Dados referentes a liga de alumínio 7001 - T75

Al 7001 – T75		
Dureza Vickers	181	HV
Tensão de Rutura ($\sigma_{rot.}$)	580	MPa
Tensão de Cedência (σ_{ced})	495	MPa
Alongamento na rutura	12	%

ST 52-3U

Para a execução do elemento RB_RF#01, foi necessário recorrer a fornecedores devido as grandes dimensões da peça. Tendo sido aconselhado o aço ST 52-3U. Os dados referentes a este material estão presentes na Tabela 14.

Tabela 14: Dados referentes ao aço ST 52-3U

ST 52-3U		
Dureza Vickers	149	HV
Tensão de Rutura ($\sigma_{rot.}$)	490 - 610	MPa
Tensão de Cedência (σ_{ced})	355	MPa
Alongamento na rutura	18	%

3.2.3 Peças desenvolvidas

O banco de ensaio de rolamentos desenvolvido é constituído por diversos elementos, destes elementos alguns são elementos normalizados e outros foram desenvolvidos ao longo do projeto. Os diversos elementos desenvolvidos têm finalidades diferentes de acordo com os requisitos impostos para o seu desenvolvimento. Na Figura 37, podemos observar o banco de ensaios completo com a numeração dos elementos desenvolvidos e a identificação dos mesmos na Tabela 15. Os elementos desenvolvidos serão especificados no decorrer deste capítulo.

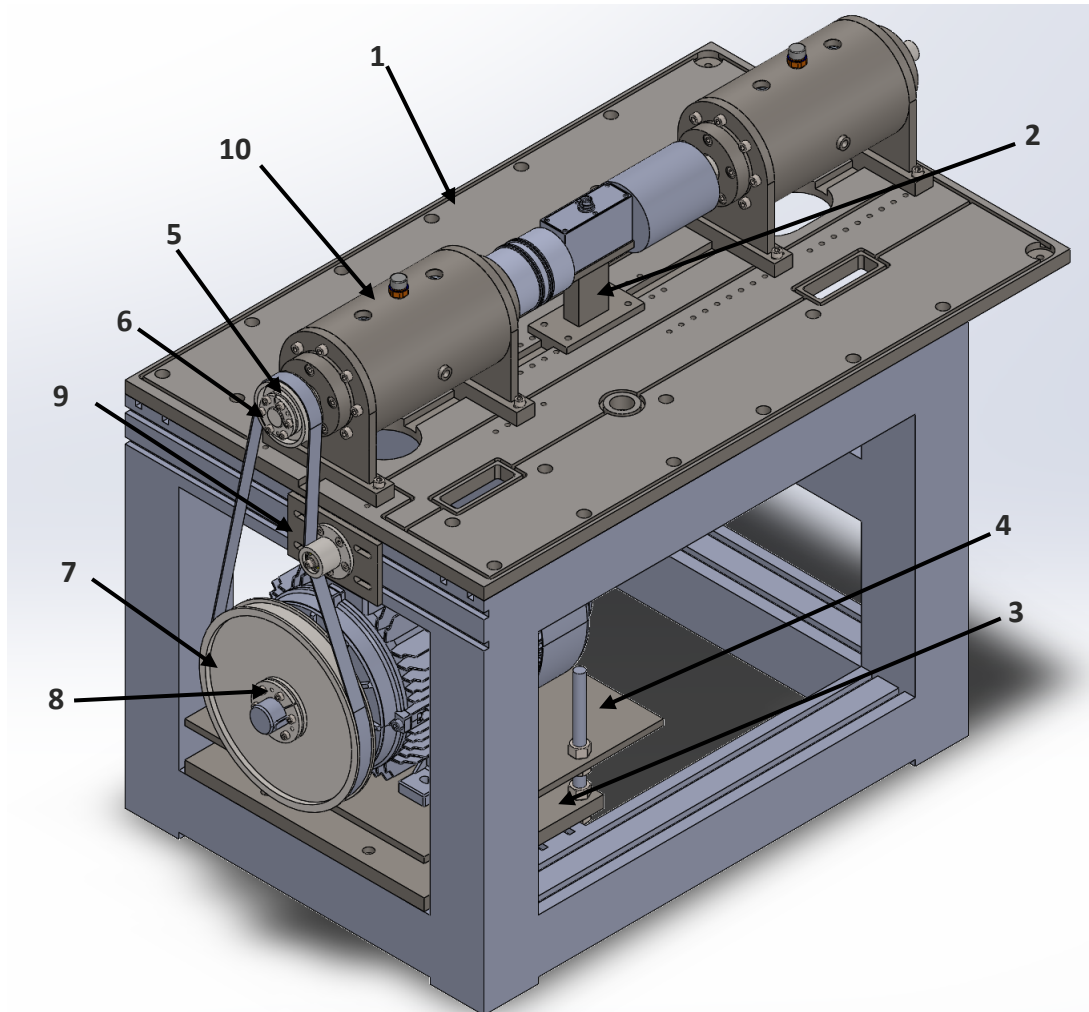


Figura 37: Banco de ensaios de rolamentos, com identificação dos elementos desenvolvidos

Tabela 15: Identificação dos elementos desenvolvidos

Número de identificação	Elemento	Material	Desenho número
1	Base de trabalho	St-55	RB_RF#01
2	Suporte célula de carga	Ck 45	RB_RF#02
3	Fixação motor à estrutura	Ck 45	RB_RF#09
4	Suporte motor	Ck 45	RB_RF#10
5	Polia menor dimensão	34 CrNiMo 6	RB_RF#07
6	Acoplamento cónico polia menor	34 CrNiMo 6	RB_RF#06
7	Polia maior dimensão	34 CrNiMo 6	RB_RF#04
8	Acoplamento cónico polia maior	34 CrNiMo 6	RB_RF#05
9	Esticador		RB_RF#18
10	Cartucho		RB_RF#30

Base de trabalho

Este elemento, Figura 38, foi desenvolvido com o intuito de resolver dois dos atuais problemas existentes no banco de ensaio: o alinhamento permanente dos elementos constituintes do banco de ensaios e a maior flexibilidade de disposição de elementos. De forma a garantir o alinhamento permanente foi criada uma ranhura central. A função desta ranhura passa pela colocação de todos os elementos ao longo desta de forma a garantir o alinhamento dos mesmos. Para garantir este alinhamento permanente, esta ranhura foi dimensionada com uma tolerância apertada com a capacidade de permitir o deslizamento justo. Outro objetivo proposto neste elemento é a flexibilidade para futuras adaptações. Para corresponder a este objetivo, foram criados grupos de furações de forma a permitir a alteração da disposição dos elementos atuais ou para elementos futuros. Foram, também, criadas furações ao longo da mesma com o objetivo de permitir a passagem de cabos elétricos e de tubagens para os elementos de teste. Como prevenção de possíveis fugas de lubrificantes criaram-se duas redes de rasgos para que, em caso de fuga, os mesmos possam percorrer a base e alojar-se num reservatório que terá uma furação para colocação de extratores de lubrificantes. Por fim, realizaram-se furações com o intuito da fixação da base às barras, onde está a assentar.

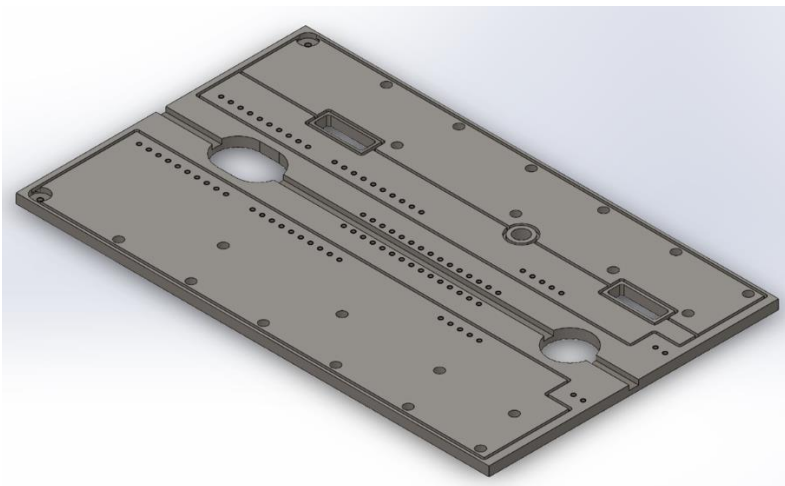


Figura 38: Base de Trabalho, RB_RF#01

Suporte Célula de Carga

Este é um elemento estrutural, Figura 39, que tem como principal função garantir o alinhamento do veio da célula de carga com o veio dos cartuchos de teste, com o objetivo de ser possível a realização de um acoplamento correto. Este alinhamento permanente é obtido pela produção de uma nervura central que terá um toleranciamento relativo à ranhura da base de deslizamento justo. Apesar deste toleranciamento deslizante justo no banco necessitava de uma primeira montagem com verificação do alinhamento de forma cuidada para garantir que este será sempre garantido. Este elemento, foi desenvolvido num único elemento de forma a ser possível garantir o alinhamento correto entre a nervura de alinhamento e a zona de fixação da célula de carga. Na superfície de apoio da célula de carga, realizaram-se furações

passantes de forma a ser possível fixar a célula de carga ao suporte com auxílio de parafusos, Figura 40.

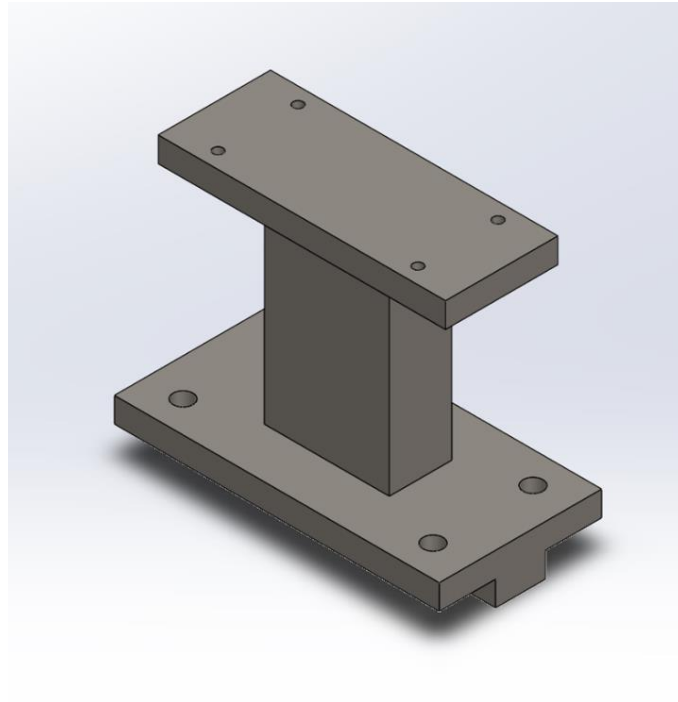


Figura 39: Suporte célula de carga, RB_RF#02

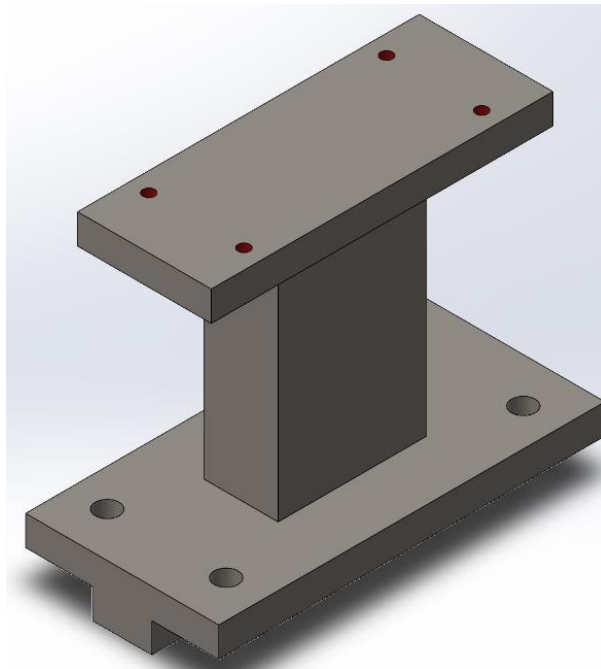


Figura 40: Furação passante existente na superfície de apoio para fixação da célula de binário assinalada a vermelho

Sistema de fixação do motor:

O sistema de fixação do motor, Figura 41, tem como objetivo a fixação do motor à estrutura e a possibilidade de permitir o movimento vertical do motor, com o objetivo de variar o entre-eixo do sistema de transmissão por correia. Esta possibilidade da variação da cota entre eixo foi desenvolvida de forma a permitir maior flexibilidade do sistema. Este movimento vertical é dado pelo sistema de porca contraporca que irá permitir o movimento relativo entre a base de fixação à estrutura de perfis e a base onde é fixado o motor. No suporte do motor realizou-se a furação necessária para fixação do motor à mesma e a furação para a passagem dos varões responsáveis pelo movimento vertical. Na base de fixação à estrutura de perfis realizou-se a furação necessária para a fixação da mesma à estrutura de perfis, e realizou-se uma furação passante para colocação dos varões, sendo colocadas porcas hexagonais de forma a regular a posição dos varões.

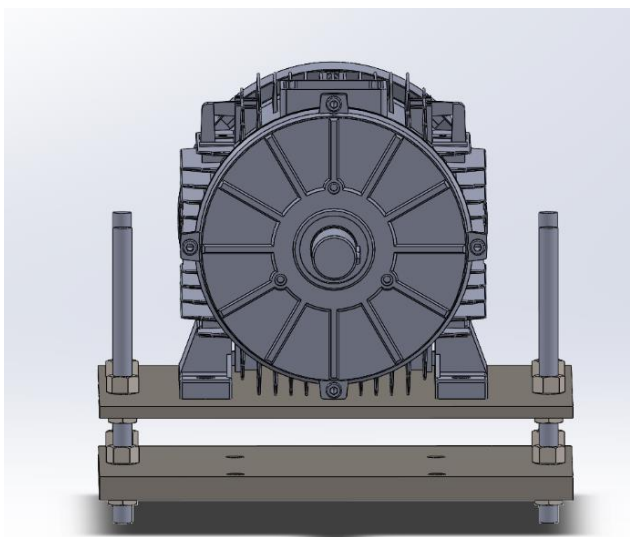


Figura 41: Sistema de fixação do motor, RB_RF#35

Sistema de multiplicação de velocidade:

De forma a ser possível realizar ensaios com velocidades de rotação superiores à velocidade de rotação máxima permitida pelo motor, foi necessário dimensionar um sistema de multiplicação de velocidade. Apesar de já existir um sistema de polias com uma correia dentada, pretendia-se a sua substituição por um sistema de polias e correia plana, com o intuito de reduzir as vibrações mecânicas produzidas durante o seu funcionamento. A razão de multiplicação escolhida foi de um para três, sendo então a velocidade de rotação máxima de ensaio de 8730 rotações por minutos. Este sistema será acoplado e fixado à estrutura de perfil como podemos verificar na Figura 42.

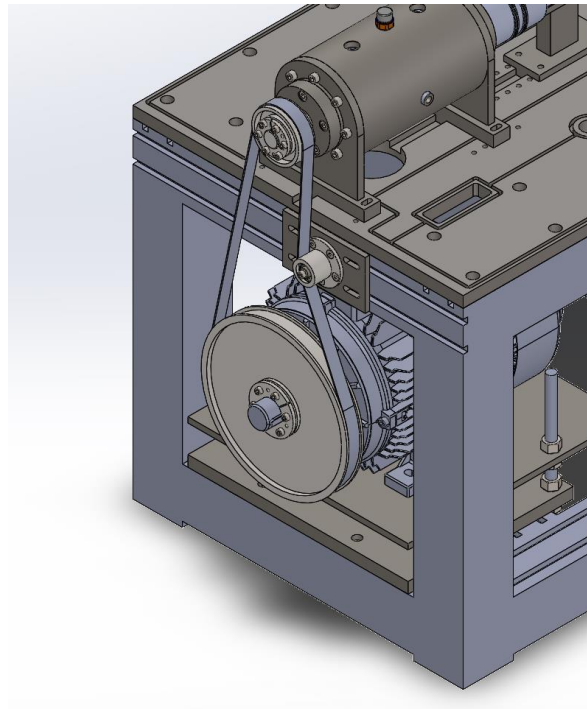


Figura 42: Sistema de multiplicação de velocidade

O sistema de multiplicação de velocidade é constituído por duas polias, uma correia, e um esticador. A polia de menor dimensão, Figura 43, foi desenvolvida com um diâmetro de 85 milímetros. Esta medida foi de encontro à polia dentada existente. A espessura da polia é de 30 milímetros, sendo definida pela espessura da correia plana que será de 20 milímetros.

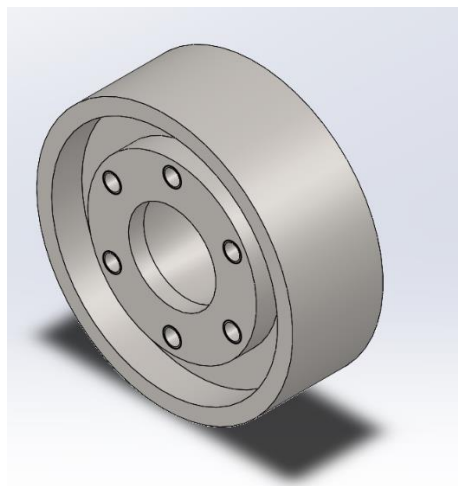


Figura 43: Polia de menor dimensão, RB_RF#07

A polia de maior dimensão tem um diâmetro três vezes superior à polia menor, 255 milímetros, de forma a ser possível realizar a multiplicação de velocidade pretendida. Na polia de maior dimensão foram colocadas duas alhetas de forma a manter a correia plana guiada, como podemos verificar na Figura 44.

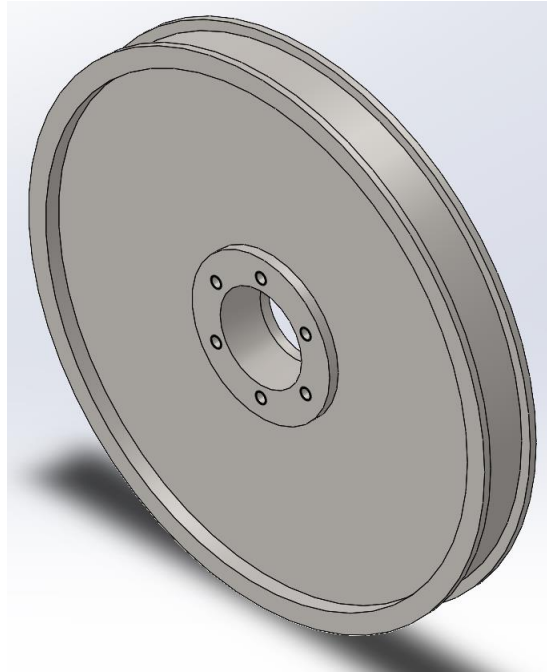


Figura 44: Polia de maior dimensão, RB_RF#03

Com o desenvolvimento das polias, ponderou-se a realização de furos ao logo da polia, com intuito de reduzir a sua massa, mas esta opção foi descartada pois assim estes elementos poderão comportar-se como volantes de inércia. O volante de inércia trará a desvantagem de dificultar a iniciação do movimento de rotação, mas após a estabilização do movimento de rotação terá menores oscilações mecânicas

Para garantir o acoplamento correto das polias com os respectivos veios de alojamento, desenvolveram-se acoplamentos cónicos. Estes elementos são constituídos por uma furação central cónica e por um rasgo a todo o comprimento de forma a permitir o encaixe entre o veio e o acoplamento cónico. Estes acoplamentos cónicos serão constituídos, por uma furação passante coincidente com a furação roscada das polias de forma a permitir a fixação do mesmo à polia. Por fim, desenvolveu-se um conjunto de três furos roscados que irá permitir o desacoplamento em caso de necessidade de separação da polia do acoplamento, como podemos verificar na Figura 45 e na Figura 46. Este desacoplamento é realizado através da colocação de parafusos que iram roscar no acoplamento cónico e irão promover o deslocamento da polia.

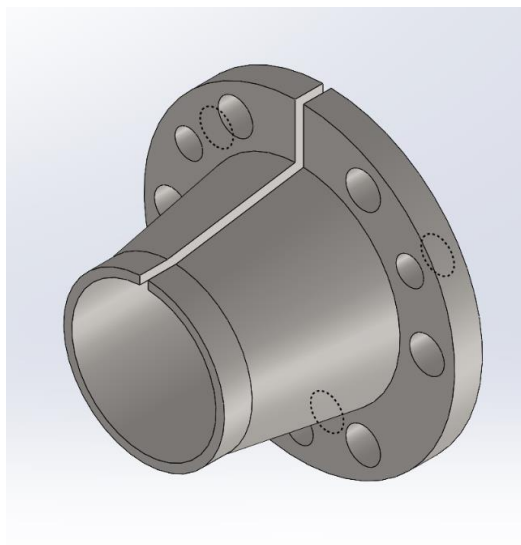


Figura 45: Acoplamento cônico, RB_RF#03

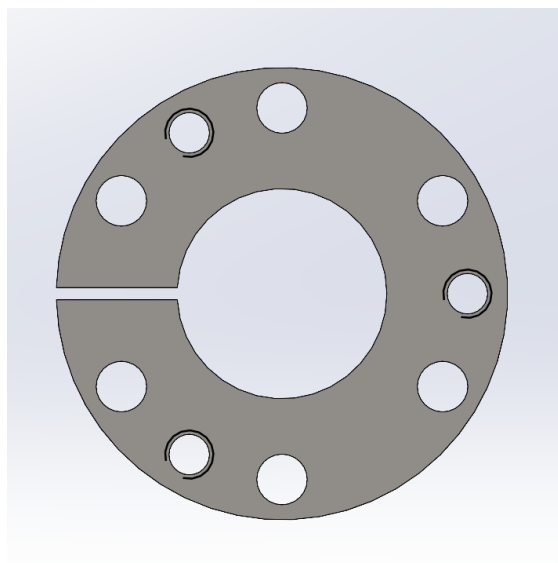


Figura 46: Furações desenvolvida no acoplamento cônico

Com o objetivo de garantir o bom funcionamento da correia plana, foi desenvolvido um esticador, Figura 47. Este elemento tem como principal função a realização do ajuste final da pré-tensão da correia, polia tensora, e assim evitar as oscilações da correia em movimento. Este esticador é constituído por um veio central onde serão colocados dois rolamentos, SKF 6001-2RSL, separados entre si por um espaçador. Este sistema necessita de lubrificação por massa lubrificante na zona dos rolamentos. De forma a garantir o bom posicionamento de ambos os rolamentos, estes são travados por dois anéis elásticos de furos e por uma anilha desenvolvida para o efeito. Devido ao espaço reduzido de colocação do esticador e de forma a garantir a sua estabilidade, desenvolveu-se um veio flangeado à garantir que este elemento não sofrerá deflexões. Para garantir a resistência deste elemento será, ainda, colocado um parafuso através do suporte que será aparafusado no interior do veio. Foi criado ainda um chanfro de separação do veio da flange, onde será colocado também um espaçador. Na Figura 48 podemos verificar o posicionamento dos diversos elementos. Na Tabela 16 estão identificados os elementos assim com os respetivos desenhos e quantidades.

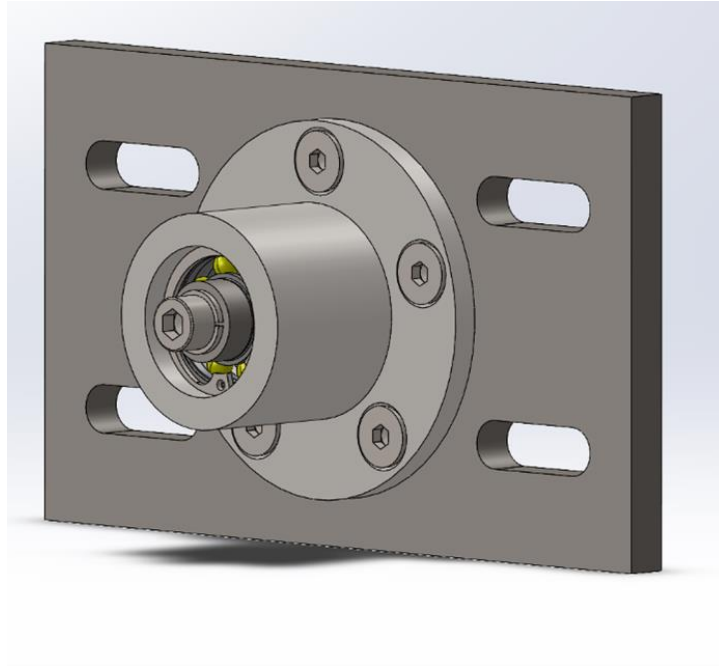


Figura 47: Conjunto esticador, RB_RF#18

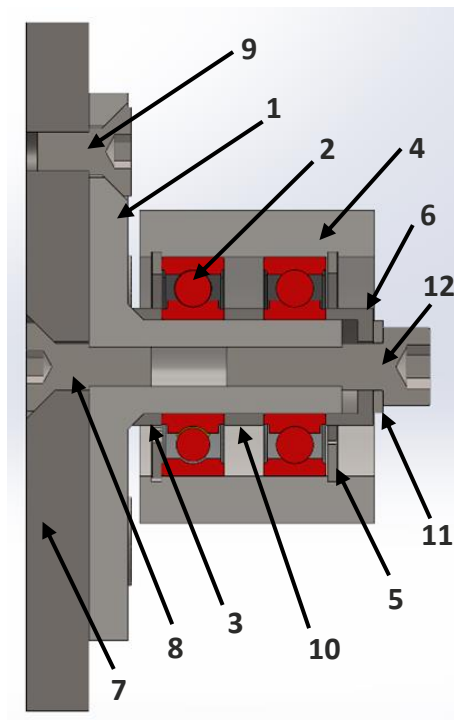


Figura 48: Conjunto esticador, vista em corte, com números de identificação dos elementos

Tabela 16: Identificação dos elementos constituintes do esticador

Número identificação	Elemento	Desenho	Qtd.
1	Veio esticador	RB_RF#13	1
2	Rolamentos 6001-2RSL	SKF 6001-2RSL	2
3	Espaçador com chanfro	RB_RF#15	1
4	Polia esticador	RB_RF#16	1
5	Anel elástico para furo	DIN 472 – 28x1,2	2
6	Anilha especial	RB_RF#12	1
7	Suporte esticador	RB_RF#17	1
8	Parafusos suporte e veio	ISO 10642 – M6x16	1
9	Parafuso flange	ISO 10462 – M6x12	5
10	Espaçador rolamentos	RB_RF#14	1
11	Anilha A6	DIN 128 – A6	1
12	Parafuso veio	ISO 476 M6x20	1

3.2.3.1 Cartucho

O cartucho é um elemento fulcral para o banco de ensaio por se tratar do elemento de teste, Figura 49. Este elemento tem como principais objetivos: permitir a lubrificação dos rolamentos ensaiados, permitir a aplicação de pré-carga, garantir a transferência de calor de forma a retirar a energia dissipada pelos rolamentos e garantir a separação entre o fluido de refrigeração e o fluido de lubrificação. Além dos objetivos funcionais enumerados, este elemento terá ainda de ser capaz de testar os dois rolamentos de diferentes dimensões com apenas a alteração de dois elementos.

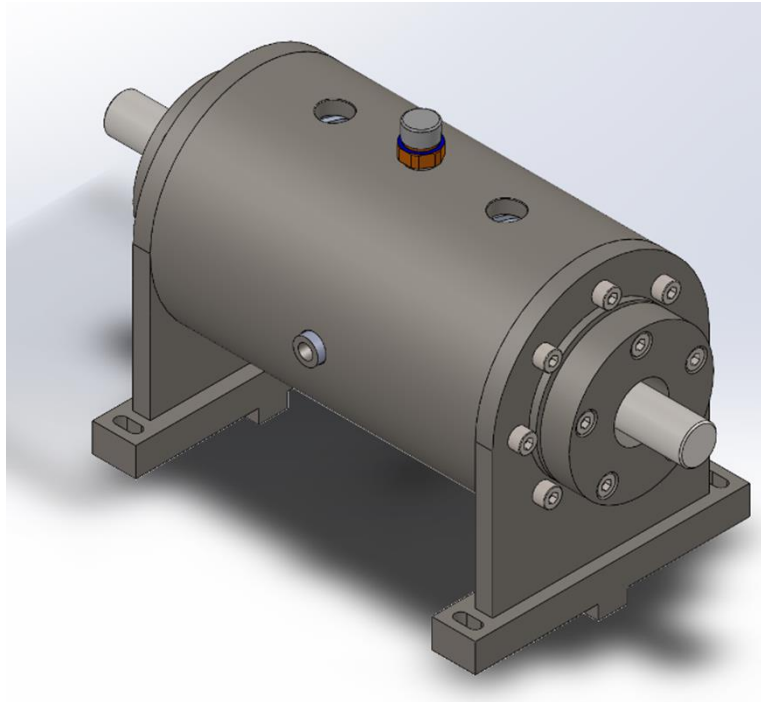


Figura 49: Cartucho, RB_RF#30

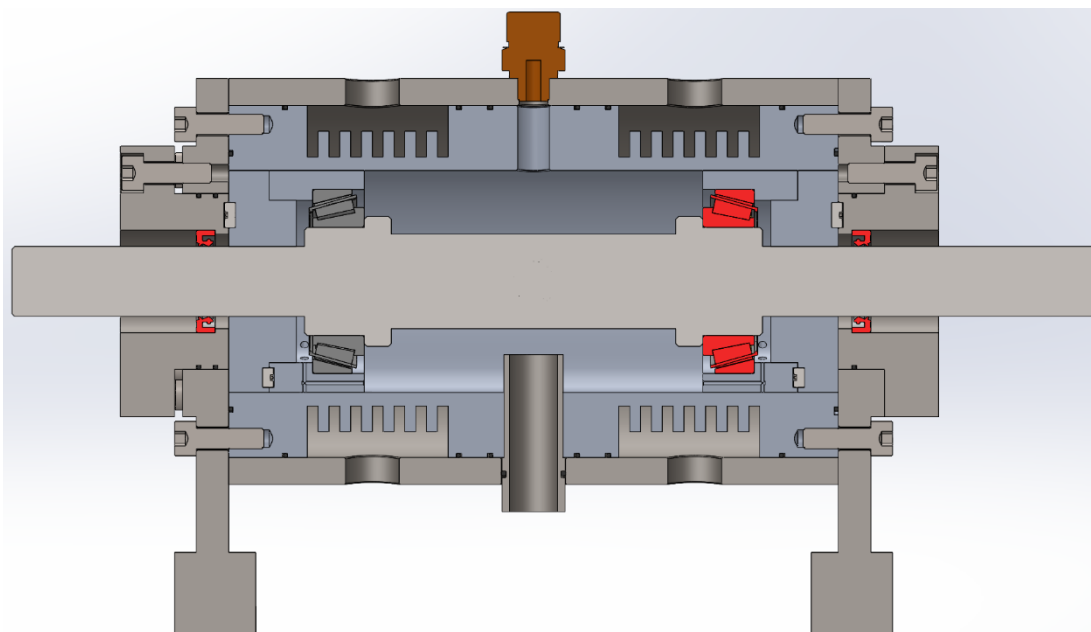


Figura 50: Cartucho em corte

Inicialmente começou-se por desenvolver os veios que iriam permitir a colocação dos rolamentos a testar, como podemos observar na Figura 51. Devido às diferenças de dimensão dos rolamentos a testar, optou-se pela criação de um veio específico para cada rolamento a testar. Estes veios são em tudo semelhantes, tendo apenas como diferença a zona de alojamento do rolamento que difere de acordo com o diâmetro e espessura do mesmo. Estes veios são escalonados de forma a permitir o alojamento do rolamento nos locais definidos do veio, como se pode observar na Figura 52.

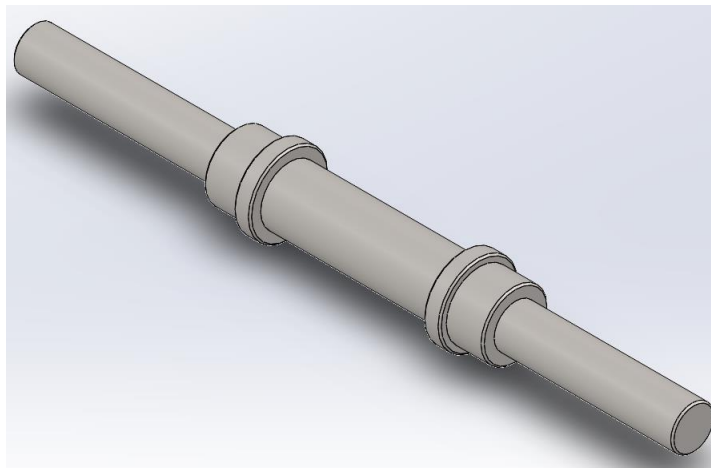


Figura 51: Veio de alojamento do rolamento SKF 32008, RB_RF#19

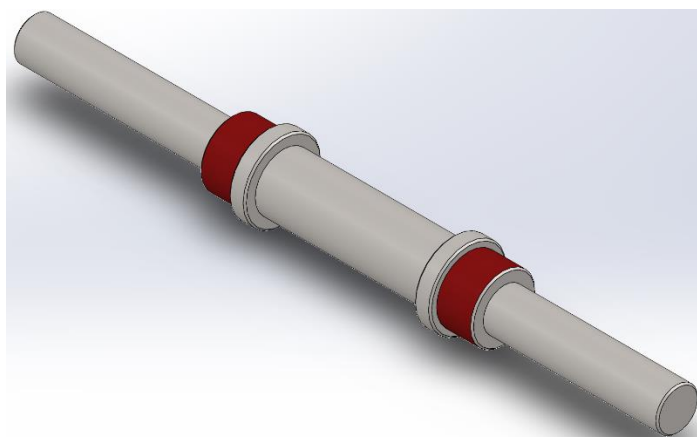


Figura 52: Zona de alojamento dos rolamentos no veio

Com o objetivo de impedir a remoção do rolamento, permitir a aplicação de pré-carga e de garantir a lubrificação em todas as faces dos rolamentos, foram desenvolvidos dois elementos, denominados de retentores. Além dos veios, estes são os únicos elementos que diferem no cartucho conforme o rolamento a testar, Figura 53. Estes retentores permitem o alojamento do anel exterior do rolamento travando o seu movimento. O anel interior do rolamento é travado pelo escalonamento existente no veio. Estes elementos são constituídos por furações de forma a permitir a passagem de lubrificante para a face exterior do rolamento. Com o intuito de reduzir possíveis fugas são colocadas cinco parafusos sem cabeça de forma direcionar o lubrificante para a face entre o rolamento e o retentor, onde podemos verificar na Figura 55. Nestes elementos desenvolveu-se, também, um rasgo para alojar uma chaveta de forma a travar o movimento de rotação, Figura 54.

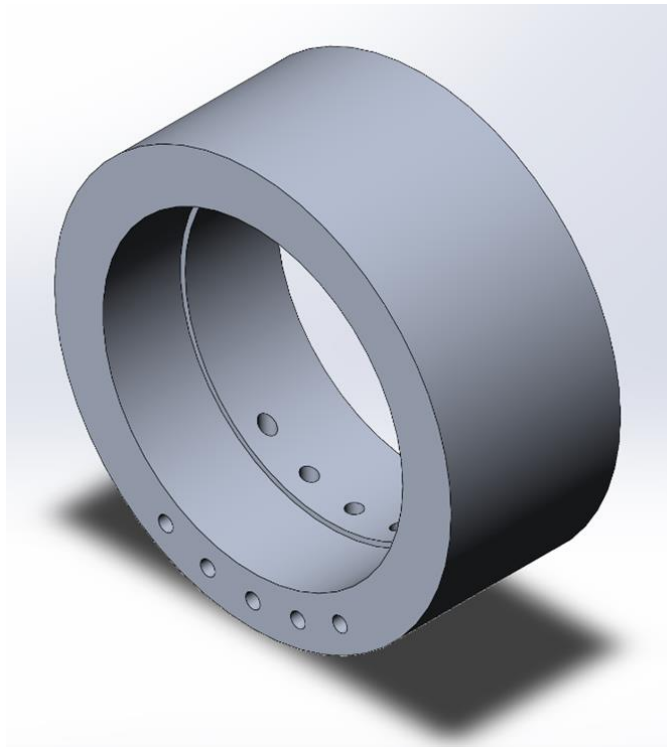


Figura 53: Retentor utilizado no rolamento SKF 32008, RB_RF#23

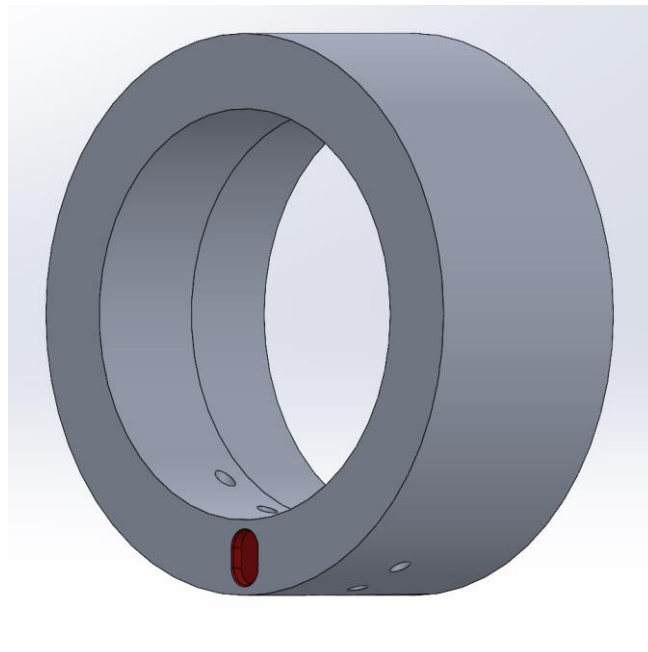


Figura 54: Rasgo desenvolvido para a colocação da chaveta nos retentores

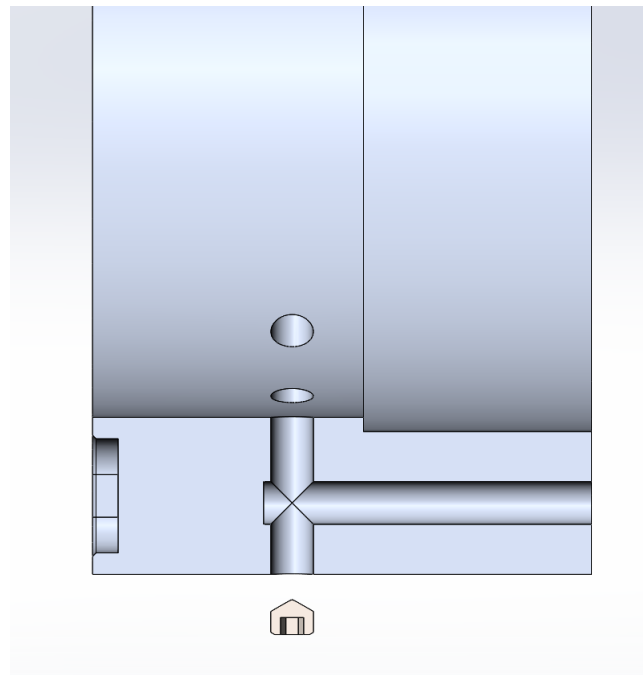


Figura 55: Colocação dos parafusos sem cabeça.

O retentor será ainda responsável por acoplar um espaçador existente no interior do cartucho que terá como objetivo a transmissão da pré-carga. Este elemento, Figura 56, será onde serão colocadas as chavetas responsáveis pelo travamento do movimento de rotação dos elementos contidos no interior do cartucho. Estas chavetas serão aparafusadas a este elemento com a utilização de parafusos de cabeça cilíndrica. Como podemos verificar na Figura 56 a vermelho encontra-se a furação criada para o alojamento da chaveta e a amarelo a furação roscada para a colocação do parafuso para fixação da chaveta ao retentor.

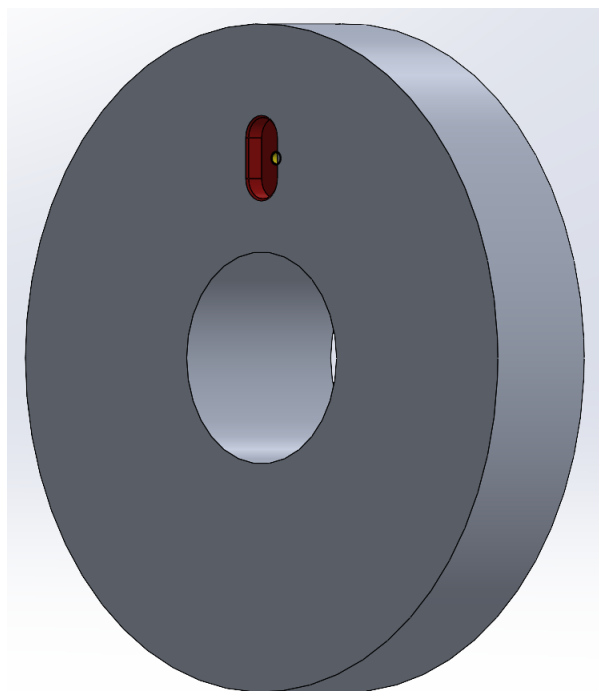


Figura 56: Espaçador Cartucho, RB_RF#22

O cartucho é ainda composto por um casquilho interior que tem como função permitir a entrada e saída do óleo lubrificante no conjunto e tem ainda como função a refrigeração do óleo lubrificante e dos rolamentos. Este casquilho, Figura 57, é constituído por umas alhetas que têm como objetivo aumentar a área de contacto entre o líquido de refrigeração e o elemento, de forma a promover uma transferência de calor mais eficaz. Este elemento é constituído por algumas furações de forma a permitir a colocação dos elementos de entrada de lubrificação, de saída de lubrificante e da válvula de alívio de pressão, Figura 58. Este elemento tem ainda uma furação de forma a permitir a colocação das tampas dos casquilhos, Figura 59. O casquilho interior irá ainda ser colocado no interior de um casquilho exterior.

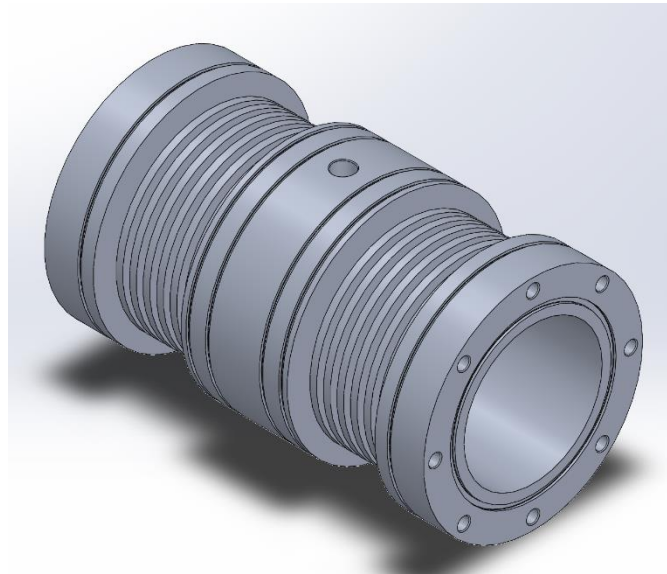


Figura 57: Casquilho interior, RB_RF#21

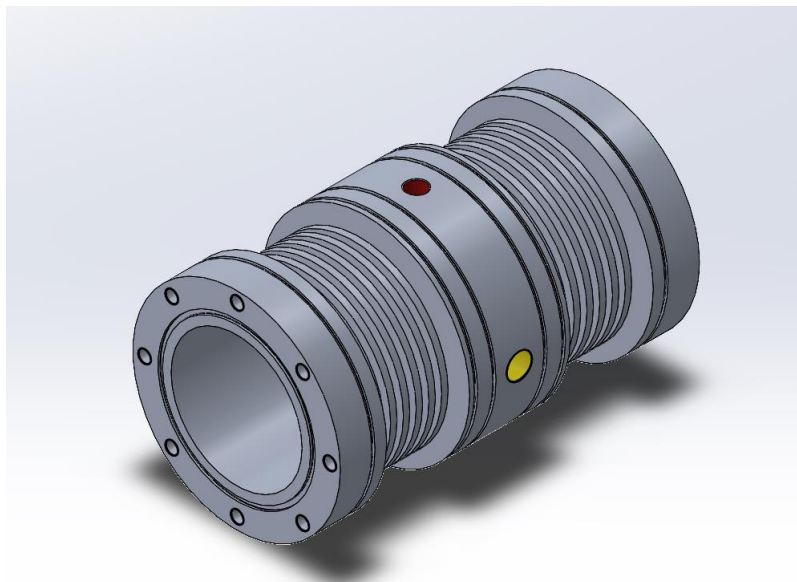


Figura 58: Furações para colocação da válvula de alívio de pressão, a vermelho, e furação para colocação do elemento de injeção de lubrificação, a amarelo, no casquilho interno

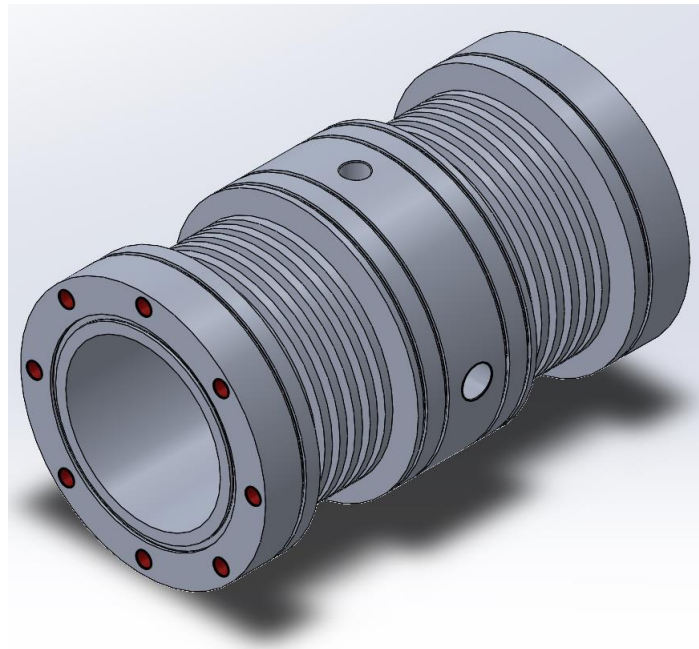


Figura 59: Furação desenvolvida para a aparafusar a tampa do casquilho, assinalada a vermelho

O casquilho exterior em conjunto com o casquilho interior tem como função a formação das duas camaras independentes de circulação do fluido de refrigeração e a separação dos elementos com o exterior. Este elemento, Figura 60, é constituído ainda por furações roscadas com objetivo de permitir a colocação da válvula de alívio de pressão e as conexões das mangueiras responsáveis pelo fornecimento do fluido de refrigeração. Terá ainda furações passantes de forma a permitir a colocação de elementos para lubrificação dos rolamentos.

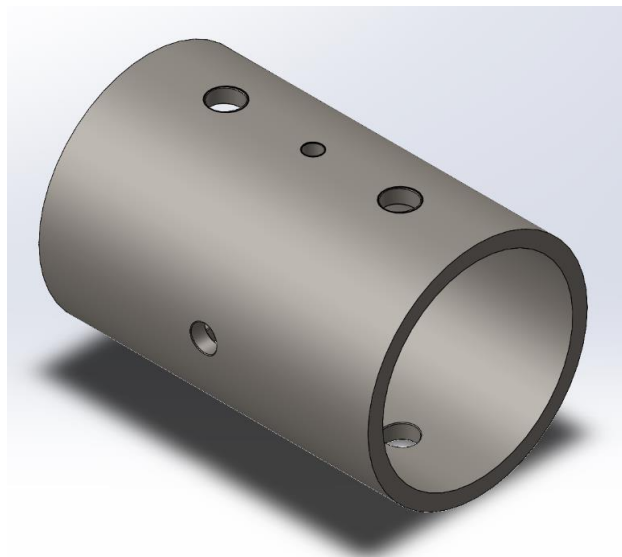


Figura 60: Casquilho exterior, RB_RF#20

Desenvolveu-se tampas para os casquilhos, Figura 62, com o objetivo de tornar o cartucho num conjunto estanque e com o intuito de fixar o elemento de teste à base da mesa. Este elemento será constituído por uma sapata que terá como função a colocação dos parafusos de fixação do elemento cartucho à base da mesa de trabalho. Este

elemento é constituído por dois tipos de furações distintas para diferentes finalidades requisitadas ao elemento. As furações passantes, assinaladas a vermelho na Figura 62, tem como finalidade a fixação do elemento ao casquilho interno. Já as furações roscadas, assinaladas a amarelo na Figura 62, tem como finalidade a colocação da tampa de aplicação de pré-carga e a tampa contraria à de aplicação de pré-carga. Este elemento, assim como o suporte da célula de carga é constituído por uma nervura que irá garantir o alinhamento do cartucho com os restantes elementos da mesa.

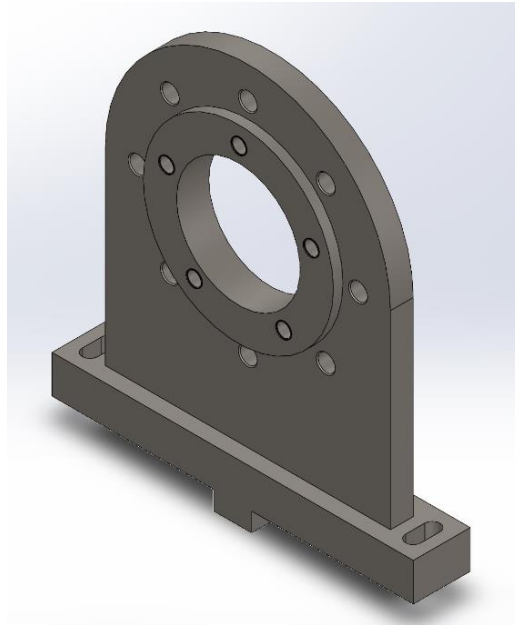


Figura 61: Tampa Casquilhos, RB_RF#27

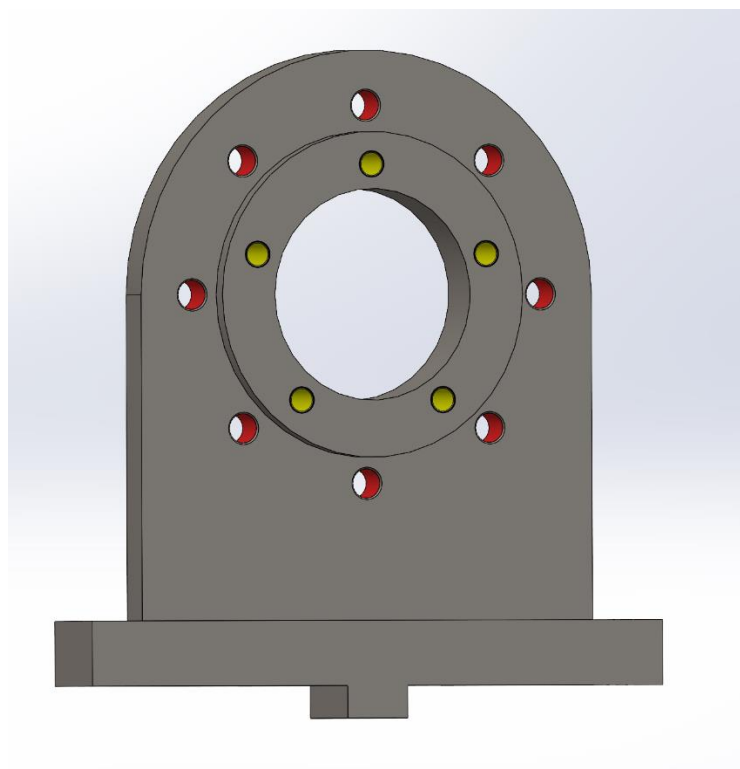


Figura 62: Tampa dos Casquilhos com a furação passante assinalada a vermelho e a furação roscada assinalada a amarelo

As tampas com pré-carga, Figura 63, e a contrária sem pré-carga, Figura 65, são elementos idênticos, sendo que a de pré-carga é ligeiramente mais comprida como o intuito de permitir o deslocamento desta aquando da aplicação da pré-carga. Estes elementos, são constituídos por um grupo de 5 furações passantes para parafusos com oco hexagonal de forma a poder fixar e ou aplicar a carga nos elementos. Nestes elementos foram criados rasgos para alojar as chavetas de maior dimensão que serão fixadas ao espaçador, assim como rasgos para a colocação de o-rings com o intuito de reduzir as fugas de lubrificante, Figura 65 e Figura 66. Na tampa de pré-carga serão colocados dois o-rings, já na tampa sem pré-carga será colocado apenas um o-ring. Nestes elementos desenvolveu-se uma nervura para permitir a colocação de um retentor rotativo e assim, a travar possíveis fugas de lubrificante pelo veio, Figura 67.

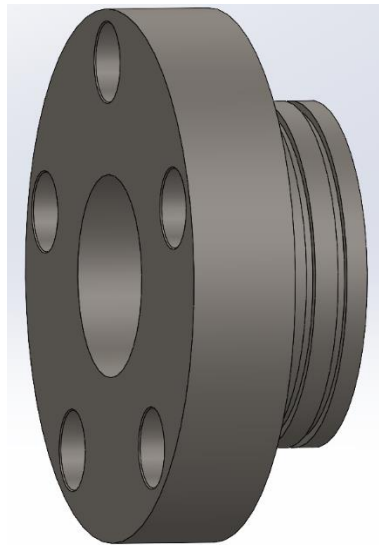


Figura 63: Tampa de aplicação de pré-carga, RB_RF#25

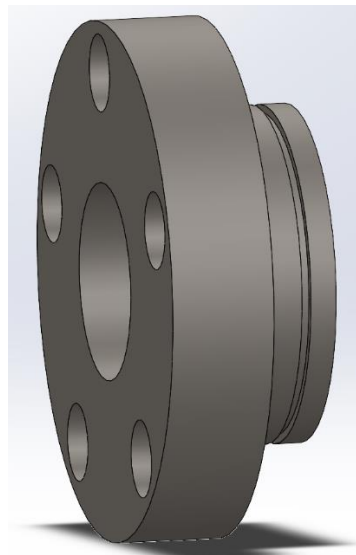


Figura 64: Tampa sem pré-carga, RB_RF#26

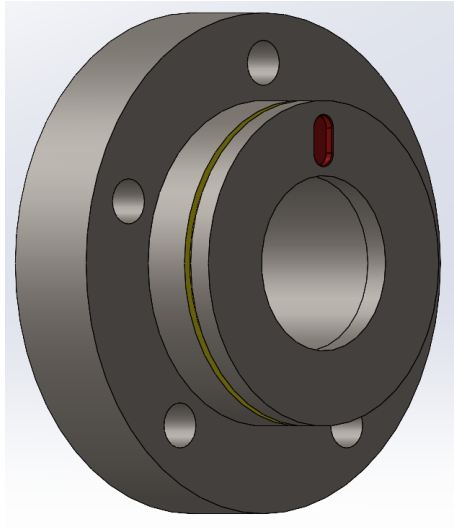


Figura 65: Assinalados o rasgo para a chaveta, a vermelho, e os rasgos para os o-rings, a amarelo, na tampa sem pré-carga

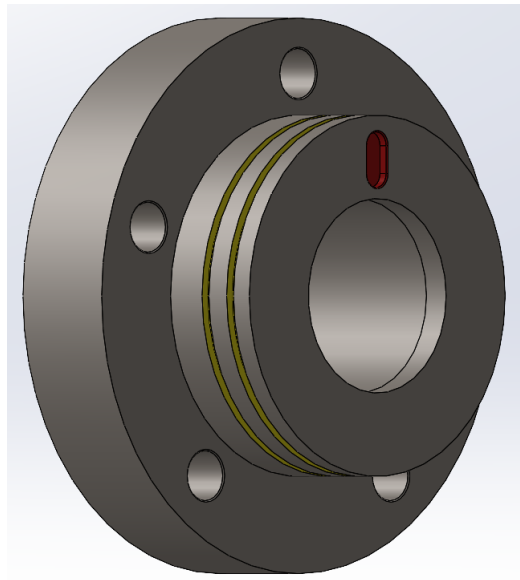


Figura 66: Assinalados o rasgo para a chaveta, a vermelho, e os rasgos para os o-rings, a amarelo, na tampa de aplicação de pré-carga

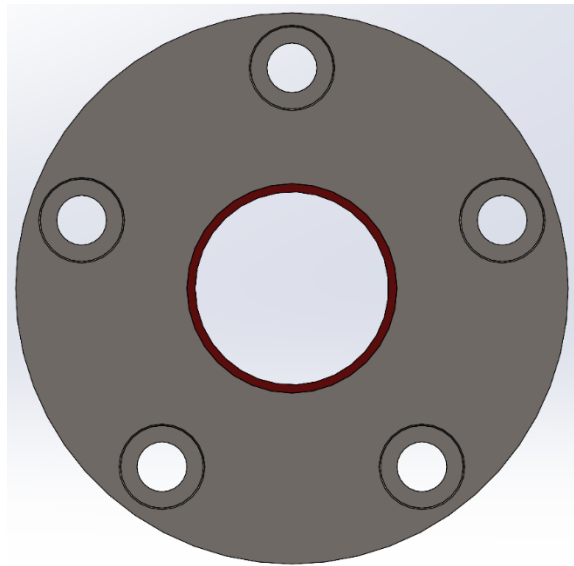


Figura 67: Nervura desenvolvida nos elementos RB_RF#26 e RB_RF#25, para alojamento do retentor rotativo

A aplicação de pré-carga no cartucho é desenvolvida através dos 5 parafusos passantes colocados na tampa de pré-carga, Figura 68 que irão roscar na tampa dos casquilhos, Figura 69. Esta roscagem irá promover o deslocamento da tampa de pré-carga que por sua vez se encontra acoplado com espaçador, promovendo também o deslocamento e transmissão de esforço, que por sua vez se encontra acoplado aos retentores que irão transmitir o esforço para o anel exterior do rolamento. Esta transmissão de esforços nos componentes pode ser observada na Figura 70. A pré-carga aplicada é medida de forma indireta, isto é, está é aplicada no elemento de teste sendo posteriormente conhecida através da medição do binário de arranque dos rolamentos.

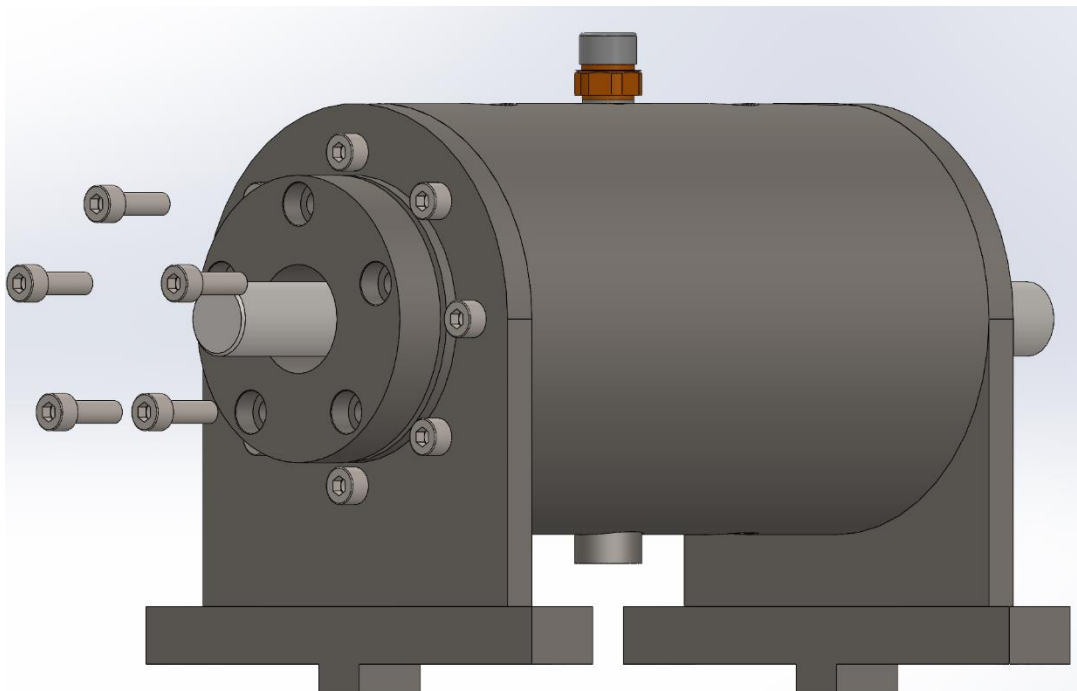


Figura 68: Colocação dos parafusos responsáveis pela aplicação da pré-carga

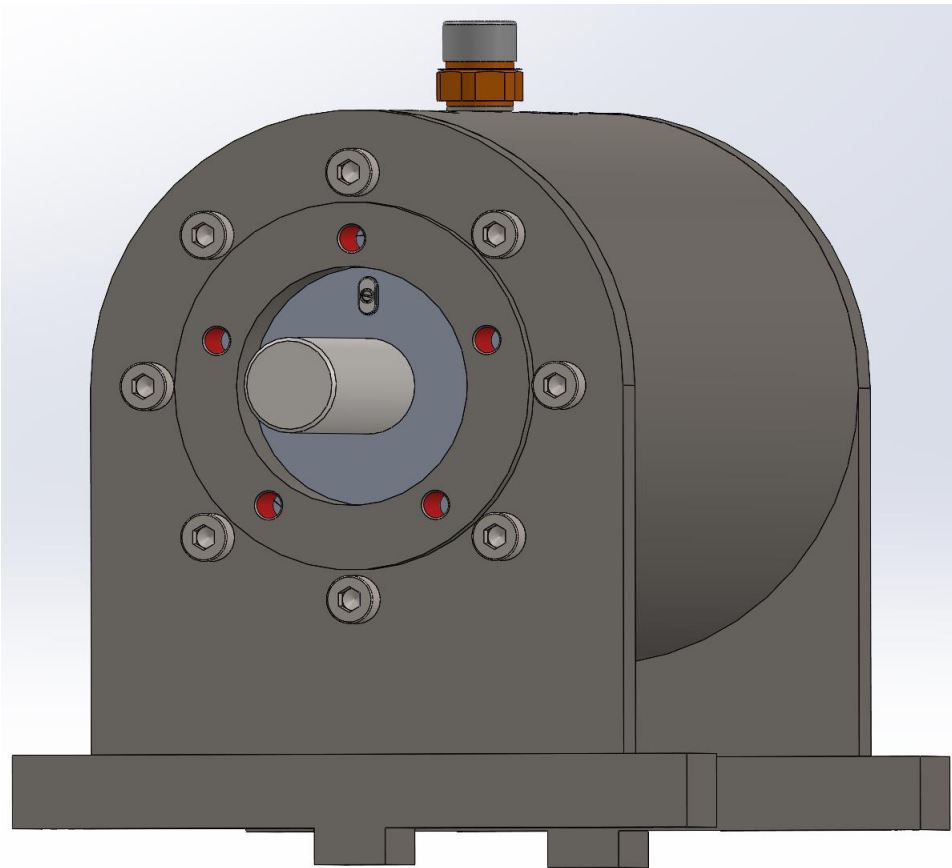


Figura 69: Zona de roscagem dos parafusos de aplicação da pré-carga, assinalados a vermelho

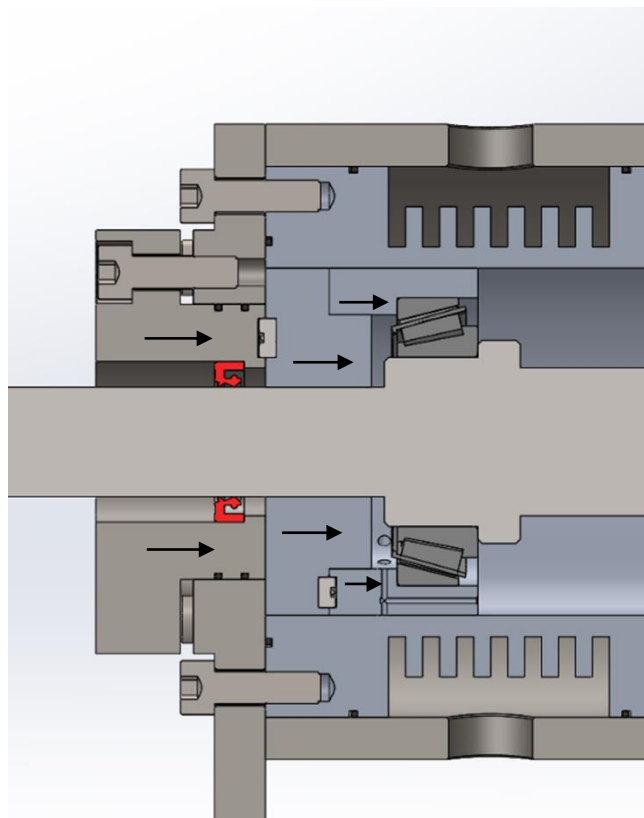


Figura 70: Ilustração da transmissão de esforço no sistema de pré-carga através da roscagem dos 5 parafusos existentes na tampa de pré-carga

Com o intuito de realizar a renovação da lubrificação no interior do Cartucho desenvolveram-se dois elementos que terão como função permitir a entrada de lubrificação e um outro elemento responsável pela extração do mesmo. Na Figura 71, podemos verificar os dois elementos responsáveis pela renovação da lubrificação, sendo o número 1 o elemento responsável pela extração do lubrificante e com o número 2 o elemento que irá permitir a entrada de lubrificante no interior do cartucho.

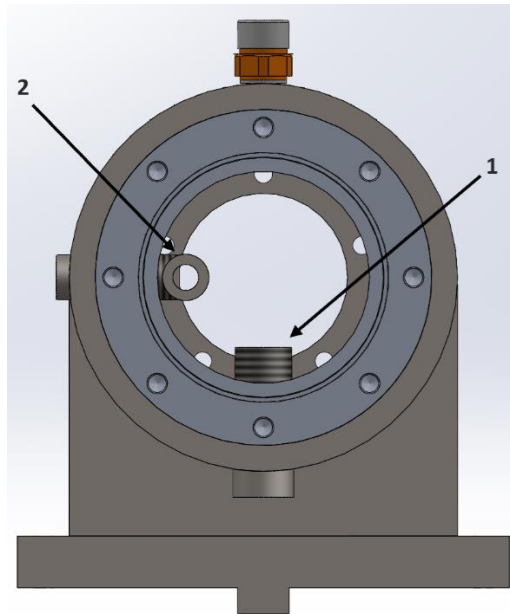


Figura 71: Colocação dos elementos responsáveis pela renovação da lubrificação no interior do cartucho

O elemento responsável pela extração do lubrificante, Figura 72, é constituído por uma zona de roscada que irá permitir a colocação deste elemento no furo destinado ao mesmo no casquilho interior. Este elemento irá atravessar o casquilho com o intuito de garantir a existência de um nível de óleo mínimo desejável no interior do cartucho. Este elemento terá ainda um rasgo para a colocação de um o-ring que terá como objetivo prevenir possíveis fugas de óleo pelo exterior do elemento.

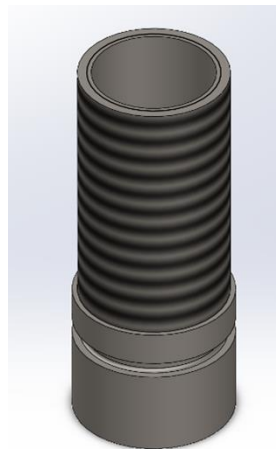


Figura 72: Extrator de lubrificante, RB_RF#28

De forma a ser possível injetar o lubrificante foi criado uma tubagem em “T”, como podemos verificar na Figura 73, que será roscado ao casquilho interior e que será colocado de forma a direccionar o lubrificante para os rolamentos. Com o objetivo de aproximar o jato de lubrificante dos rolamentos, desenvolveu-se uma rosca na zona perpendicular à entrada para poder roscar mangueiras e assim aproximar a entrada do lubrificante do rolamento. Colocou-se ainda um o-ring na zona onde este elemento atravessa o casquilho exterior de forma a vedar os elementos.

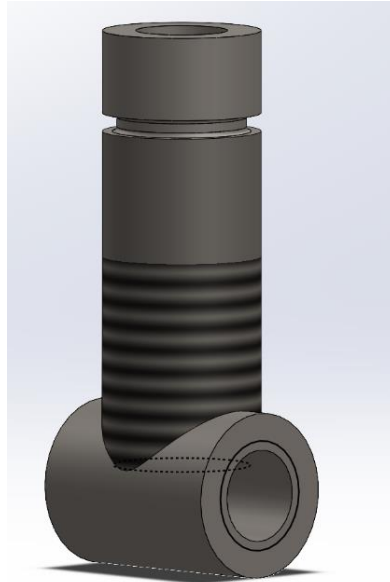


Figura 73: "T" de injeção de lubrificante, RB_RF#29

3.2.3.2 Componentes normalizados

No desenvolvimento da solução foi necessário recorrer a elementos normalizados de forma a garantir o bom funcionamento do sistema. Optou-se também pelo uso de elementos standard em vez do fabrico de novos elementos de forma a não encarecer o projeto e devido à facilidade de aquisição destes elementos.

Ligações aparafusadas

As ligações aparafusadas foram desenvolvidas de forma a evitar os esforços de corte. No entanto será necessário verificar os parafusos utilizados no sistema de aplicação de pré-carga no elemento cartucho, estes serão os elementos de ligação sujeitos a maiores esforços [60].

$$N_p = 0,8 \times \sigma_{ced} \left(\frac{\pi \times d_{pf}^2}{4} \right) \quad (45)$$

$$N_{rd} = N_p \times n_p \quad (46)$$

$$d_{pf} = Md - (P_r \times 1,28) \quad (47)$$

Onde:

- N_p : força suportada [N];
- N_{rd} : força aplicada [N];
- n_p : número de parafusos [-];
- σ_{ced} : tensão de cedência do material fabrico dos parafusos [MPa];
- d_{pf} : diâmetro do parafuso [mm];
- Md : designação da rosca métrica [mm];
- P_r : passo da rosca de um parafuso [mm];

A força máxima aplicada como pré-carga no cartucho é de 71 kN, sendo esta pré-carga obtida através da carga máxima admissível nos rolamentos à ensaiar. Esta pré-carga encontra-se distribuída por 5 parafusos M8x1,0. Aplicando as condições mencionadas iremos obter a tensão de cedência mínima dos parafusos e assim verificar qual a classe mínima a selecionar para os parafusos referentes à aplicação da pré-carga.

$$N_p = \frac{71\ 000}{5}$$

$$N_p = 14200\ N$$

$$d_{pf} = 8 - (1,0 \times 1,28)$$

$$d_{pf} = 6,72\ mm$$

$$14200 \leq 0,8 \times \sigma_{ced.mínima} \left(\frac{\pi \times 6,72^2}{4} \right)$$

$$\sigma_{ced.mínima} \geq 500,46\ MPa$$

Os parafusos utilizados no equipamento desenvolvido serão em aço carbono ou em aços ligados. Como tal, a sua tensão nominal de tração e a tensão nominal de elasticidade são obtidas através da classe do mesmo. Assim aplicou os seguintes cálculos

$$R_m = (1^{\text{o}} \text{ Valor da Classe}) \times 100 \quad (48)$$

$$R_{p0,2} = \frac{(2^{\text{o}} \text{ Valor da Classe})}{10} \times R_m \quad (49)$$

Assim a primeira classe capaz de garantir que os coeficientes sejam superiores a tensão de cedência mínima é a classe 8.8.

$$R_m = 800 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2} = 640 \text{ MPa}$$

De forma a garantir uma maior segurança e devido a necessidade de remoção e recolocação dos mesmos a cada novo ensaio a realizar, optou-se por parafusos da classe 12.9. Esta classe além de garantir maior resistência, aumentando o coeficiente de segurança do sistema, irá garantir uma maior dureza. A dureza terá como principal aspeto a garantir que não ocorrem danos na rosca, e assim aumentar o número de utilizações dos mesmos parafusos.

$$R_m = 1.200 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2} = 1.080 \text{ MPa}$$

Vedação

De forma a garantir a vedação do elemento cartucho foram utilizados dois tipos de soluções. A primeira solução adotada foi a utilização de O-rings no casquilho interior de forma a garantir a separação de fluidos. Foram ainda utilizados O-rings no elemento responsável pela injeção de lubrificante e na saída de forma a garantir a correta vedação. Por fim foram utilizados retentores rotativos, Figura 74, com o objetivo de garantir a estanquidade do cartucho pelo veio. Para os O-rings, Figura 75, selecionou-se o material Viton[®], por ser o material com melhor comportamento em condições quimicamente mais severas.



Figura 74: Vedante rotativo SKF 26X38X7 HMSA10 [56]

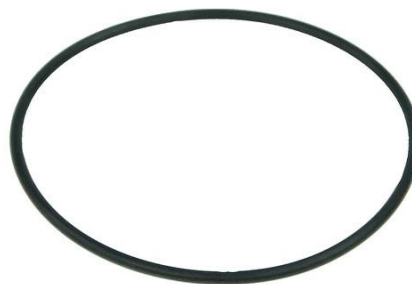


Figura 75: Exemplo de O-rings utilizados [57]

Os modelos de o-rings utilizados no elemento cartucho estão presentes na Tabela 17, sendo a localização dos mesmos fornecida pela Figura 76 e pela Figura 77.

Tabela 17: Modelo de o-ring's utilizados no projeto

Letra de identificação	Modelo	Quantidade
A	OR 14,1x1,6 – N70	1
B	OR 20,35x1,78 – N70	1
C	OR 62x1,5 – N70	3
D	OR 96x1,5 – N70	2
E	OR 127x1,5 – N70	6

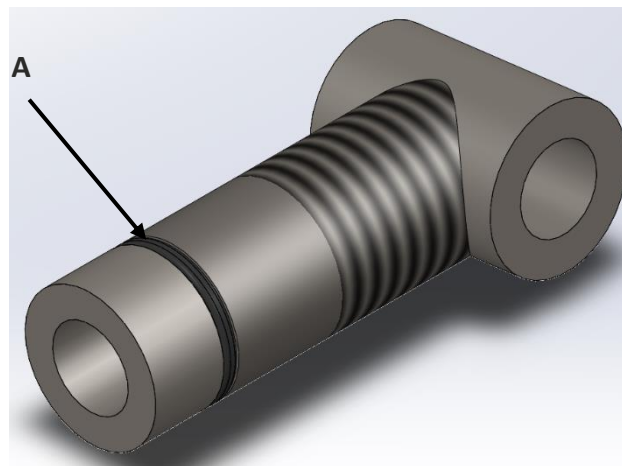


Figura 76: O-ring colocado no elemento de injeção de lubrificante

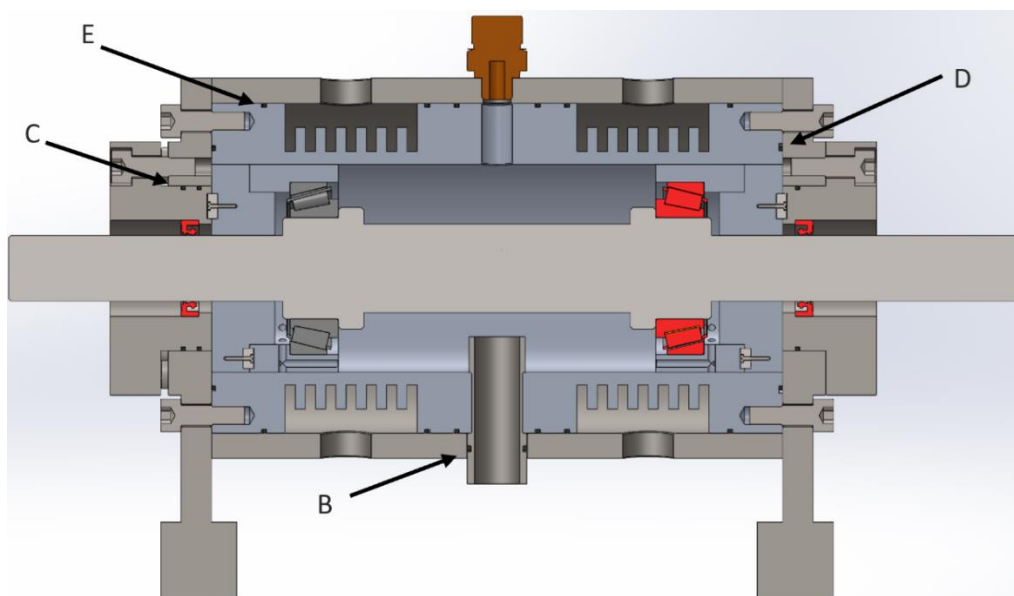


Figura 77: Localização de o-rings no elemento cartucho

Válvula de alívio de pressão

Com o desenvolver do projeto verificou-se a necessidade da colocação de uma válvula de alívio de pressão de forma ser possível garantir uma pressão constante. Este elemento será importante no caso de o ensaio ser realizado em banho de óleo. Nesse caso, este dispositivo irá permitir a extração do ar com o enchimento da zona de lubrificação e assim manter a pressão constante neste espaço. O datasheet deste elemento está presente no ANEXO F – Datasheet válvula de alívio de pressão.



Figura 78: Válvula de alívio de pressão [54]

Chavetas

Utilizaram-se duas chavetas no espaçador do cartucho com a finalidade de não permitir o movimento deste e do retentor metálico. O movimento do espaçador é travado através da chaveta entre este e as tampas de aplicação de pré-carga. E por sua vez o espaçador irá travar o movimento do retentor metálico com a utilização de uma segunda chaveta. Estas chavetas terão um furo roscado de forma a ser possível fixar estas ao espaçador com um parafuso de embeber ISO 1207. A chaveta utilizada será normalizada, sendo o material selecionado o 34 CrNiMo 6, por ser um material com alta tensão de cedência.

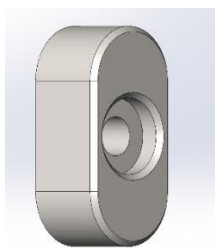


Figura 79: Chaveta de maior dimensão, RB_RF#33

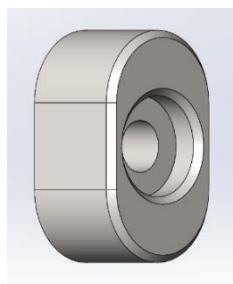


Figura 80: Chaveta de menor dimensão, RB_RF#34

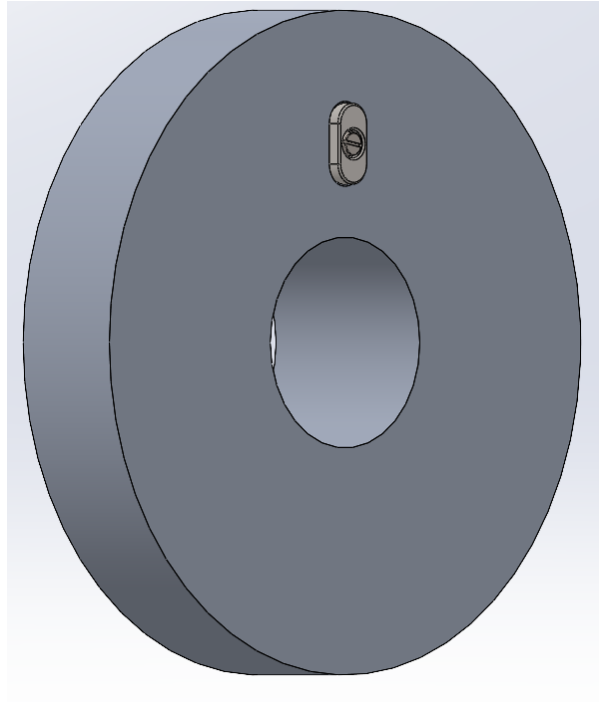


Figura 81: Colocação da chaveta de maior dimensão no espaçador

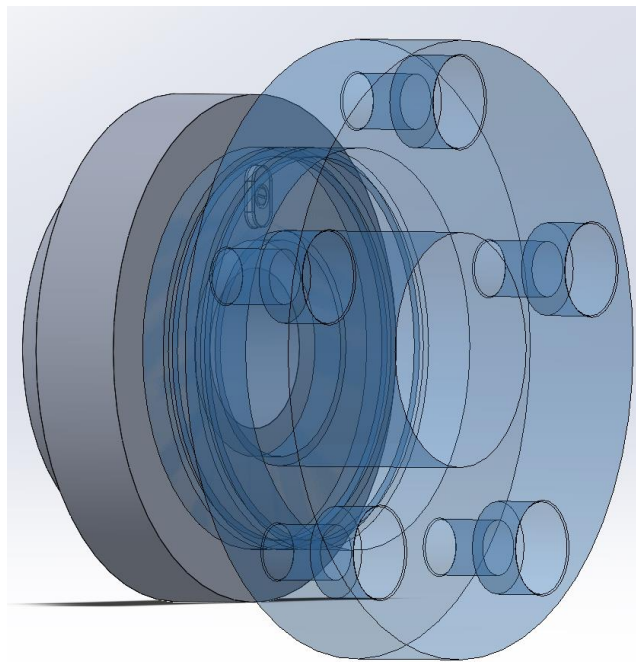


Figura 82: Montagem da tampa de pré-carga com o espaçador com a chaveta de maior dimensão

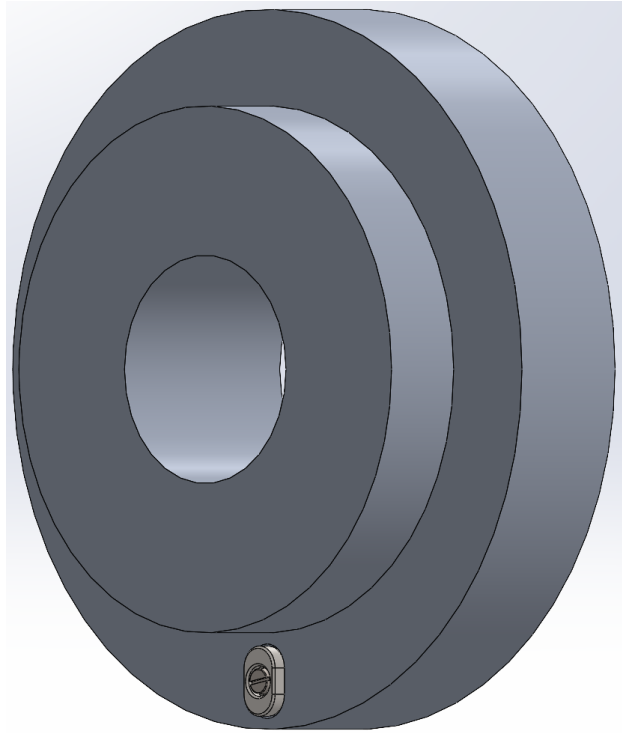


Figura 83: Colocação da chave de menor dimensão no espaçador

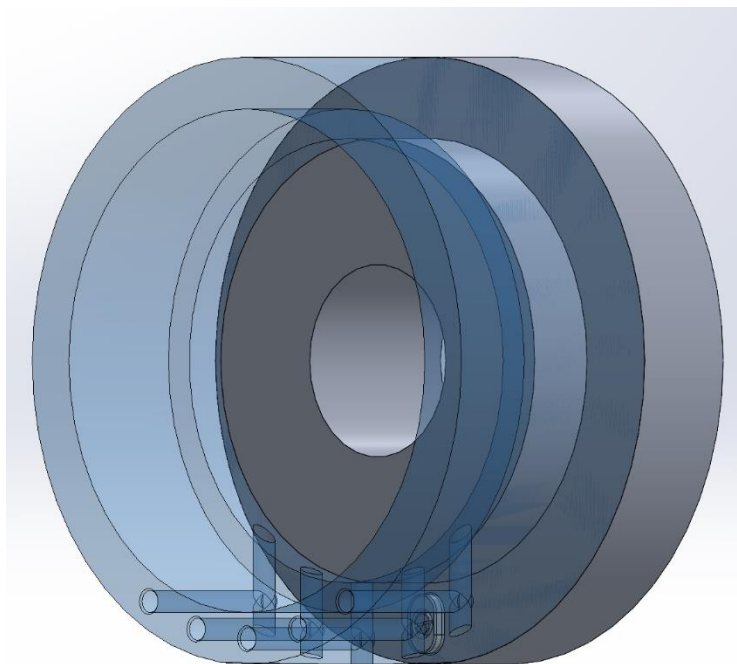


Figura 84: Montagem do retentor com espaçador com a chave de menor dimensão

Polia

A polia foi selecionada de acordo com os requisitos impostos para a multiplicação de velocidade e de acordo com a substituição de uma correia com dentado para uma correia plana. O modelo selecionado foi TFL-15E20 do fabricante Nitta®, comercializado em Portugal pelo revendedor Juncor. Os dados técnicos referentes as correias planas encontram-se no ANEXO J – Datasheet Correia Plana JFL-15E20 Nitta®.



Figura 85: Correia plana TFL-15E20 do fabricante Nitta®

Sistema de refrigeração

O sistema de refrigeração terá como função dissipar o calor gerado pelo funcionamento dos rolamentos. Este calor gerado advém das perdas de potência ocorridas durante o funcionamento do par de rolamentos. Esta potência será transmitida em forma de calor aos elementos adjacentes e ao fluido lubrificante. No caso de estudo através das simulações térmicas realizada verificou-se a necessidade de ter um sistema de refrigeração capaz de fornecer um caudal volúmico de 0,03 l/s à temperatura de 5°C. Para tal selecionou-se o elemento de refrigeração da Julabo® F32-me. Os dados técnicos referentes ao sistema de refrigeração encontram-se no ANEXO I – Datasheet sistema de refrigeração.



Figura 86: Sistema de refrigeração [58]

3.3 Análise térmica ao elemento cartucho

As análises térmicas realizadas ao elemento cartucho foram desenvolvidas através da ferramenta de “Flow Simulation” existente no software “Solidworks”. As simulações térmicas realizadas ao elemento cartucho tiveram em especial ênfase o estudo das condições a impor aos rolamentos a ensaiar, garantindo que a temperatura do óleo lubrificante e dos elementos não ultrapasse a temperatura máxima de funcionamento dos rolamentos. Sendo a simulação relativa a um estudo interno com as condições do estudo presentes na Figura 87 . As condições de cálculo utilizadas estão presentes na Figura 88.

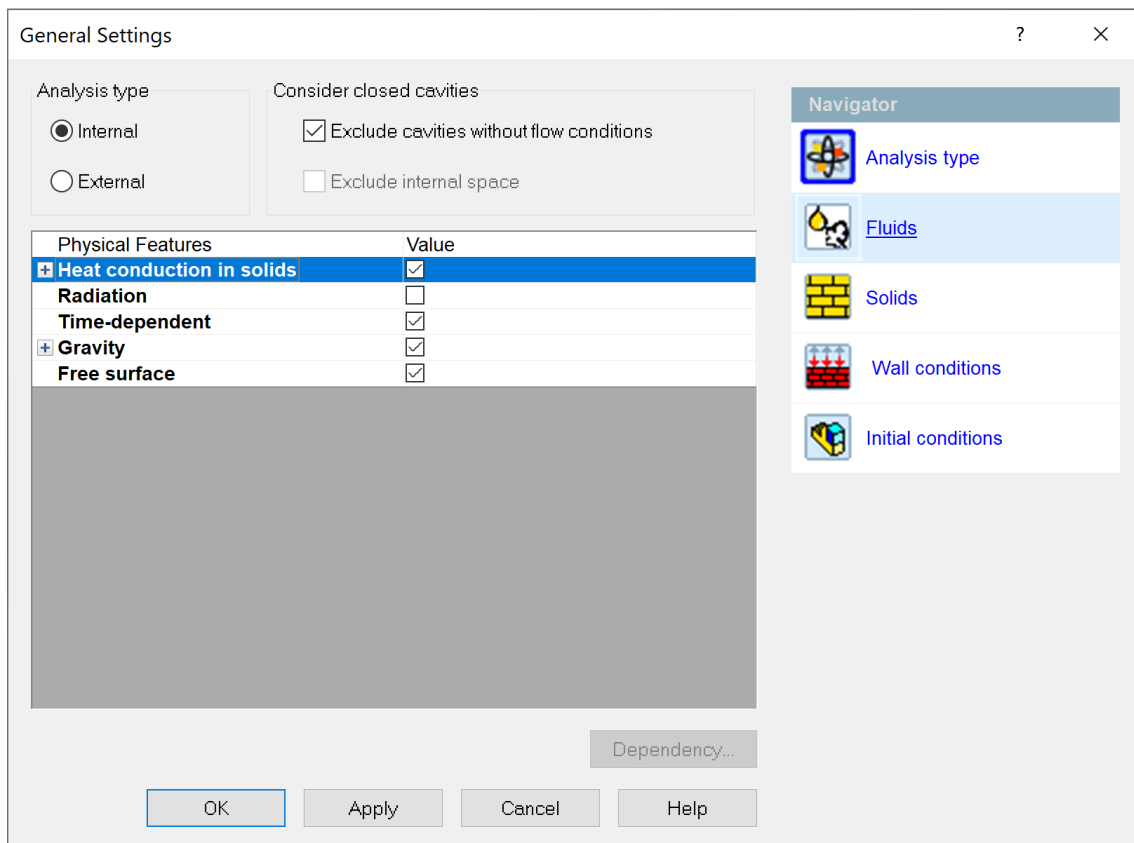


Figura 87: Imagem com as condições da análise térmica

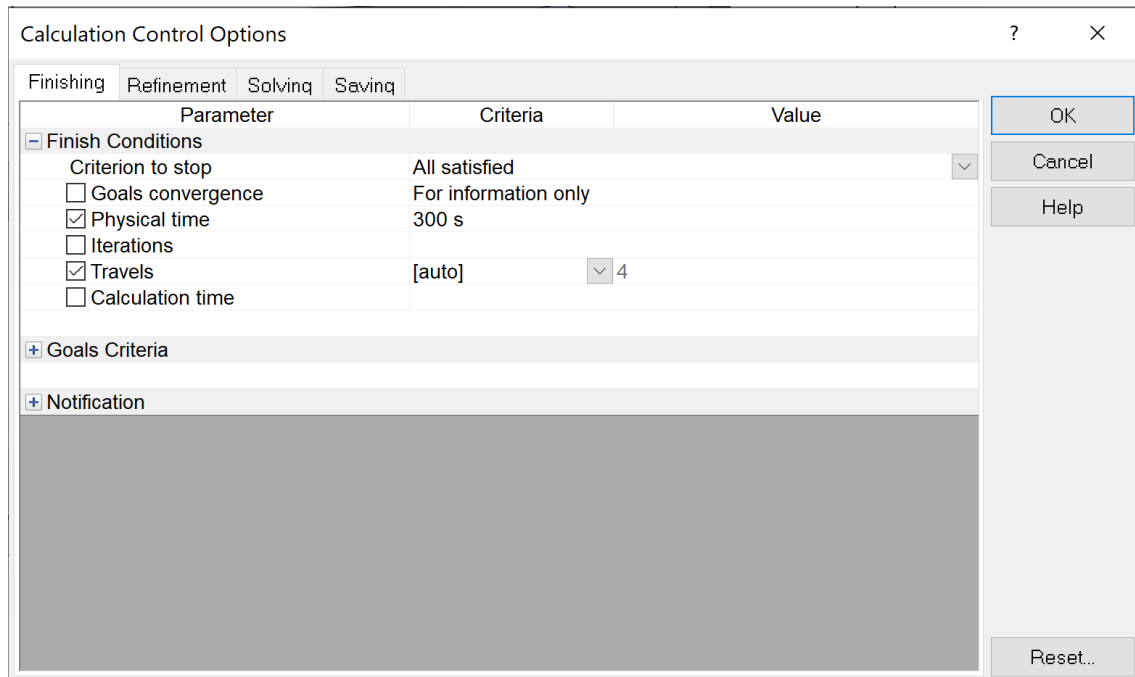


Figura 88: Opções de controlo de cálculo

Nas simulações consideram-se as paredes exterior do cartucho como adiabáticas, sendo esta condição mais severa que num caso real. Desprezou-se ainda a transferência de calor por radiação. Considerou-se ainda um caudal volumétrico 0,03 l/s de água a entrar nas camaras de refrigeração à 5°C, utilizou-se a água como fluido de refrigeração devido ao seu elevado calor específico. O fluido de refrigeração é dividido pelas duas câmaras formadas pelo casquilho interior com o casquilho exterior. Em relação ao fluido de lubrificação considerou-se o óleo 75W90 com um caudal mássico de 0,03 kg/s, a ser injetado à 60°C, sendo os dados referentes ao lubrificante presente no ANEXO G – Dados do óleo lubrificante 75W90. Foram realizadas duas simulações diferentes de forma a perceber a distinção de distribuição de temperaturas no caso de todos os elementos serem fabricados em aço, e num segundo caso, sendo os elementos contidos no casquilho interior e o próprio, fabricados em alumínio. Em ambos os casos as simulações realizadas foram para curtos períodos de tempo devido ao esforço computacional exido e devido ao tempo despendido na realização das simulações.

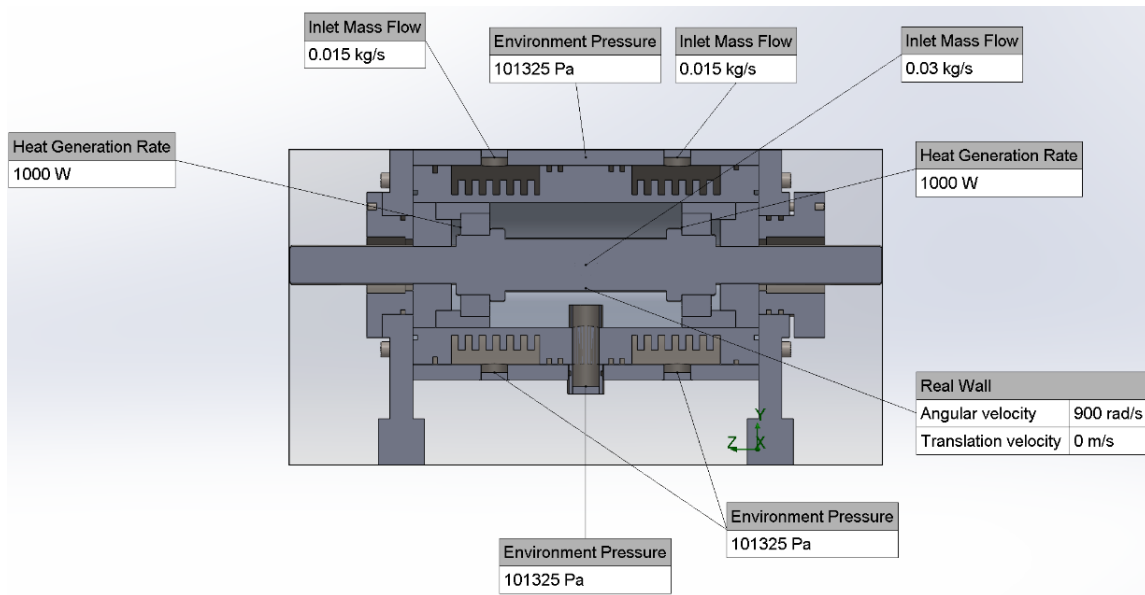


Figura 89: Condições fronteira impostas nas simulações térmicas

Além das condições acima mencionadas, foi necessário definir os domínios de cada fluido. Na Figura 90, podemos verificar o domínio do fluido de refrigeração, onde podemos verificar que este irá circular entre o casquilho interno e o casquilho externo. Na Figura 91, podemos verificar o domínio referente a lubrificação, onde podemos verificar o interior do cartucho e a passagem de lubrificante pelo interior do rolamento sendo a passagem do lubrificante. De referir que se considerou que inicialmente o interior do cartucho é constituído apenas por ar.

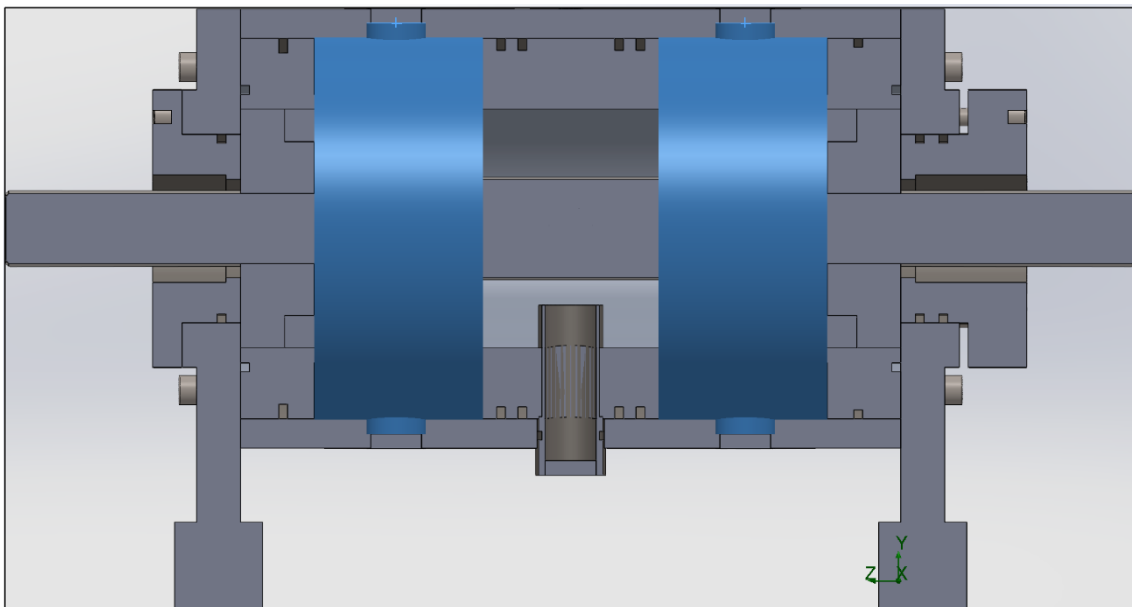


Figura 90: Domínio do fluido de refrigeração

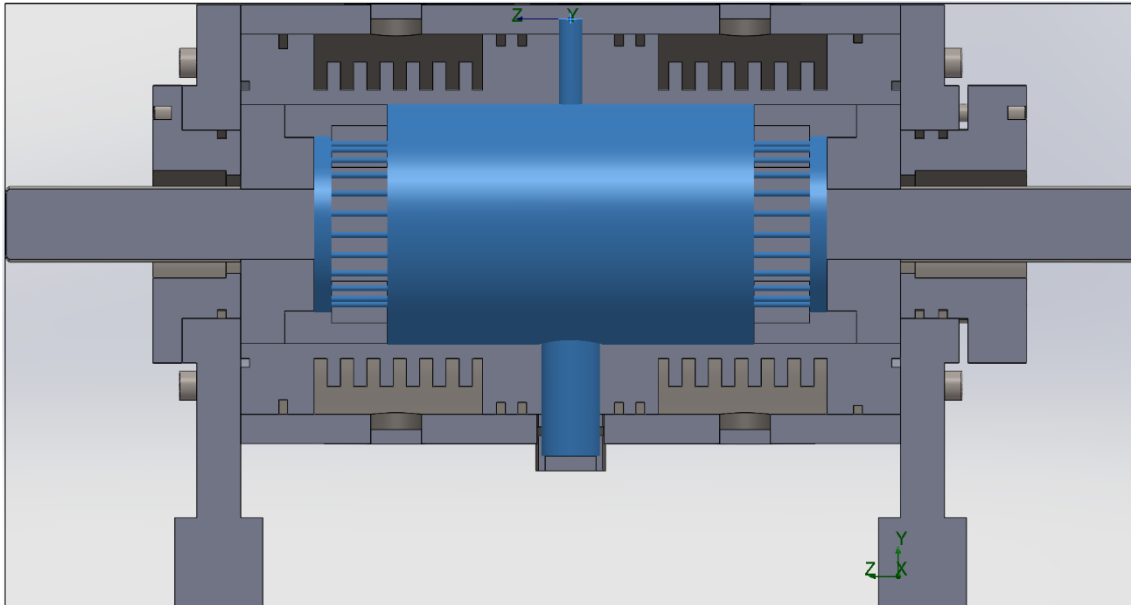


Figura 91: Domínio do fluido de lubrificação

Primeiramente realizou-se uma simulação com o intuito de estudar a possibilidade de fabricar todos os elementos do cartucho em aço, sendo esta solução a mais económica. Após oitenta segundos verificou-se que as temperaturas se encontravam mais elevadas que no caso anterior, como se pode observar na Figura 92. Assim optou-se por parar esta simulação e fabricar o cartucho interior, espaçadores e retentores em alumínio.

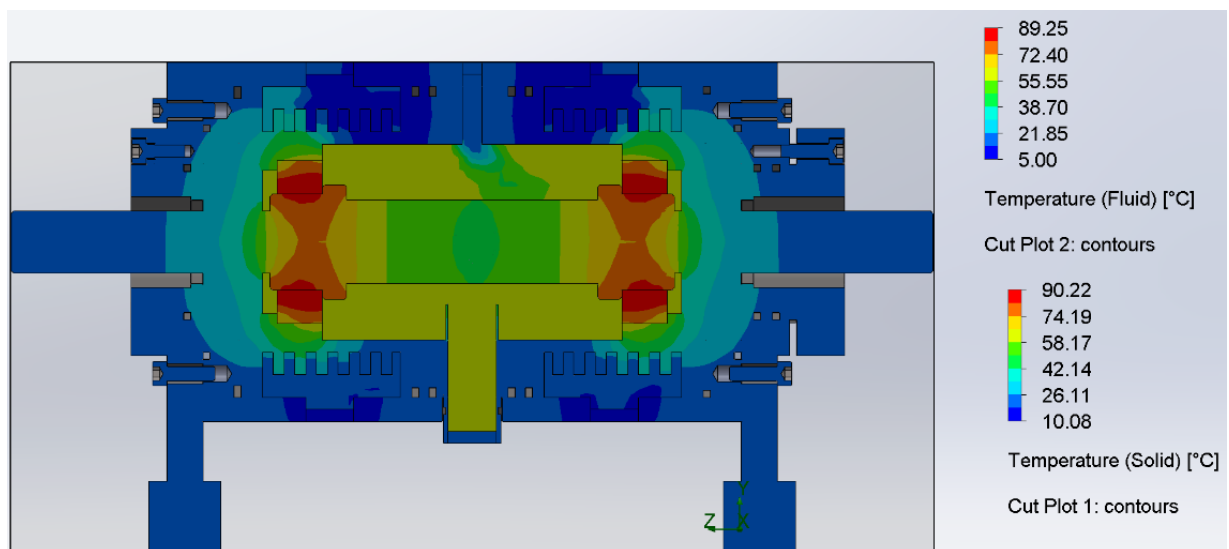


Figura 92: Distribuição de temperaturas com os elementos em aço ao fim de oitenta segundos

De seguida, realizou-se uma simulação com os elementos RB_RF#21, RB_RF#22 e o RB_RF#23 em alumínio. Devido à complexidade computacional esta simulação foi realizada para um período de tempo de cinco minutos. Os resultados demonstraram que com as condições impostas o fluido de lubrificação e os sólidos não iriam ultrapassar os 70°C, Figura 93, estando assim com uma grande margem em relação aos 125°C impostos como temperatura máxima recomendada pelo fabricante SKF.

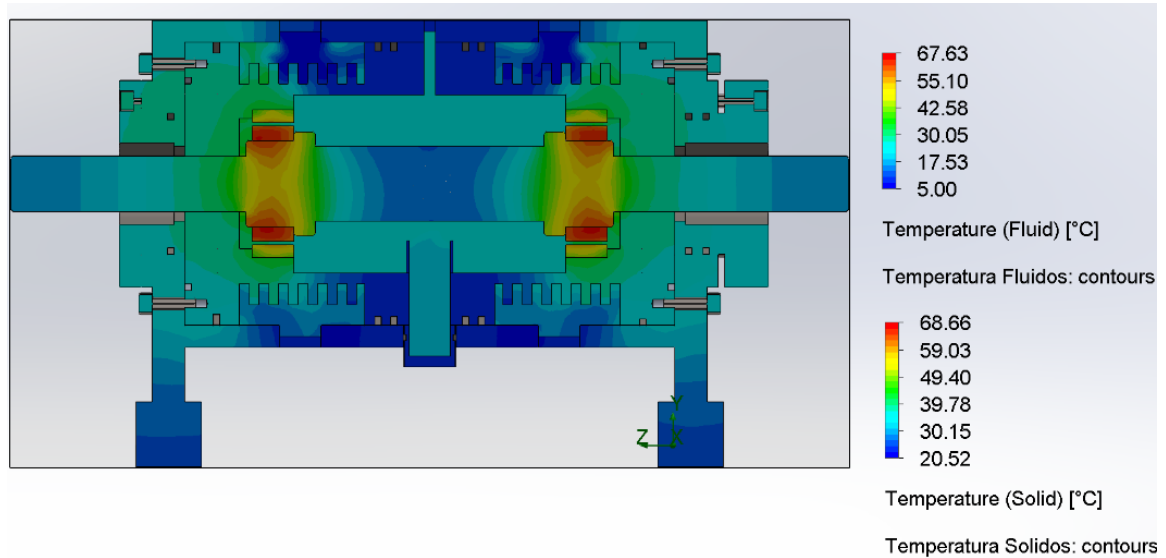


Figura 93: Distribuição de temperaturas no interior do cartucho ao fim de cinco minutos

Analisando ao pormenor podemos verificar que a temperatura máxima nos elementos sólidos ocorre nos próprios rolamentos e na face do veio onde ocorre o contacto com os rolamentos, sendo esta de cerca de 69°C, Figura 94. Nos fluidos esta temperatura máxima é próxima da dos sólidos sendo esta de 68°C, como se pode verificar na Figura 95.

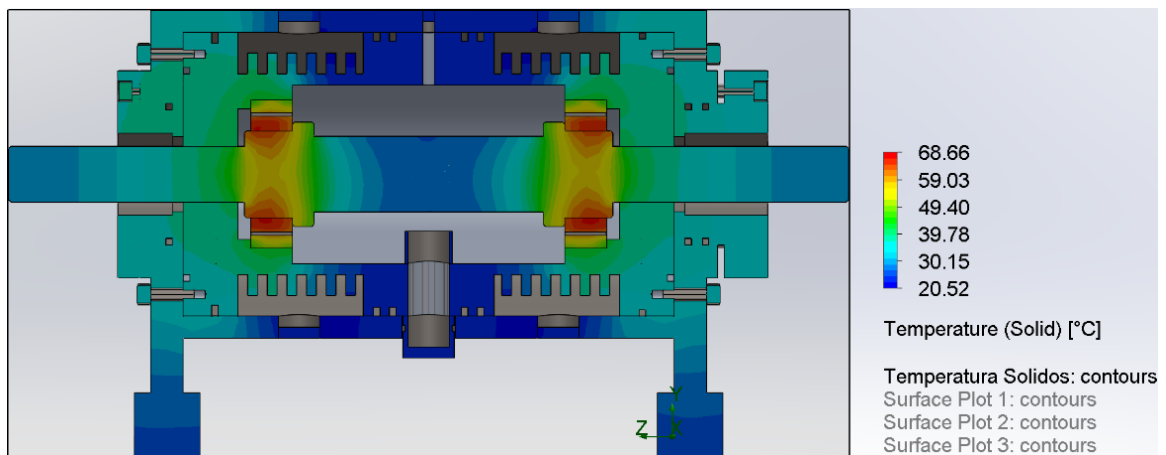


Figura 94: Distribuição de temperaturas nos elementos sólidos ao fim de cinco minutos.

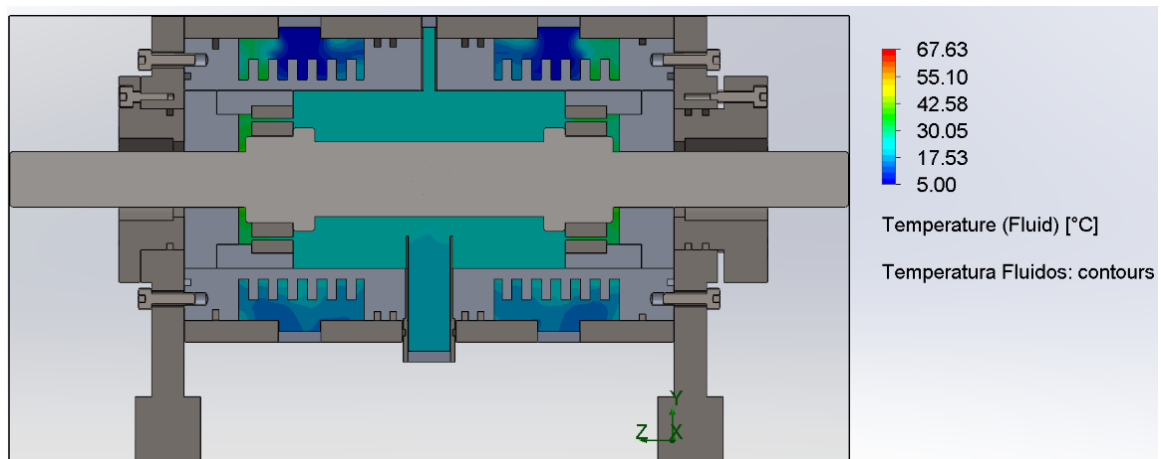


Figura 95: Distribuição de temperaturas nos fluidos ao fim de cinco minutos

Com a realização das simulações térmicas acima descritas, conclui-se que seria impensável a execução de todos os elementos em aço, pelo facto que durante o ensaio seria ultrapassada a temperatura máxima de funcionamento dos rolamentos. O fabrico dos elementos RB_RF#21, RB_RF#22 e o RB_RF#23 em alumínio será garantida a temperatura do rolamento próxima dos 70°C, sendo esta temperatura ainda distante dos 120°C da temperatura máxima de funcionamento do rolamento da SKF 32008.

3.4 Dimensionamento de elementos

Com o intuito de conhecer o comportamento estático dos elementos do cartucho realizaram-se simulações estáticas com a carga máxima possível de aplicar no cartucho. O software utilizado para a realização das simulações foi o Solidworks 2020. Este estudo foi realizado para o caso de o cartucho estar a ensaiar o rolamento da SKF 32008, pois este trata-se do rolamento que permite o maior esforço axial de pré-carga. Neste caso, a força máxima aplicada é de 71 kN.

Na preparação das simulações foram tidas em conta algumas condições que serão enumeradas de forma a perceber-se o estudo realizado. Primeiramente, definiu-se que o contacto global não existiria penetração entre elementos. Recorreu-se às ferramentas de conexões para o reconhecimento dos parafusos existente nos elementos, com exceção dos de aplicação de pré-carga. O modelo do cartucho foi fixado na zona das sapatas onde ocorre a fixação do mesmo em relação à base da mesa. E por fim nas conexões utilizou-se a ferramenta de contacto de rolamentos onde se definiu o contacto do anel exterior e interior de cada rolamento. De referir, que a simulação estática não tem em consideração as expansões térmicas ocorridas nos elementos durante os ensaios reais.

De seguida procedeu-se à aplicação da carga, sendo esta colocada nas faces de encosto dos parafusos no elemento de aplicação de pré-carga e dividida pelo número de parafusos, Figura 96. No elemento das tampas dos casquilhos colocou-se, também, o mesmo esforço na zona da roscagem dos parafusos, Figura 97.

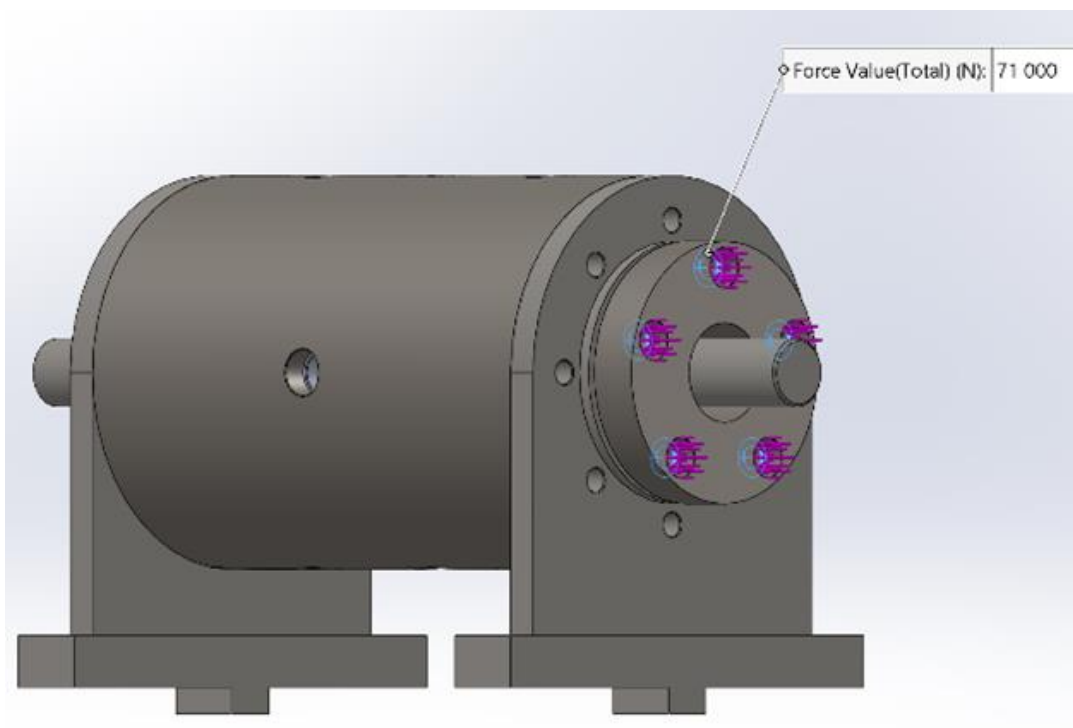


Figura 96: Aplicação da pré-carga na tampa de aplicação de pré-carga

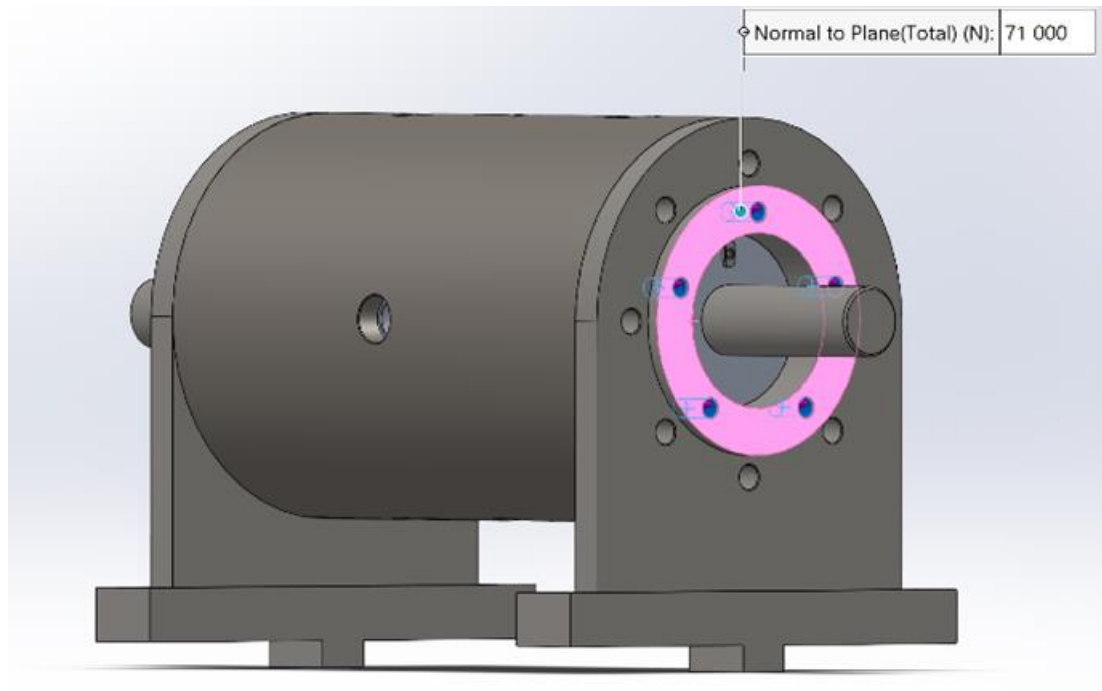


Figura 97: Aplicação da pré-carga na tampa dos casquilhos

Devido à complexidade do elemento criou-se uma malha com um tamanho global de 4 mm e uma tolerância de 0,02 mm, Figura 98. Anteriormente, realizaram-se outras simulações com diferentes malhas, com o intuito de perceber a convergência dos resultados sem aumentar em demasia o tempo de computação. Com a realização das simulações realizadas previamente percebeu-se que a partir de uma malha com tamanho global de 4 mm e uma tolerância de 0,02 mm, o refinamento da malha iria promover um aumento significativo do tempo de computação sem grandes variações dos resultados obtidos.

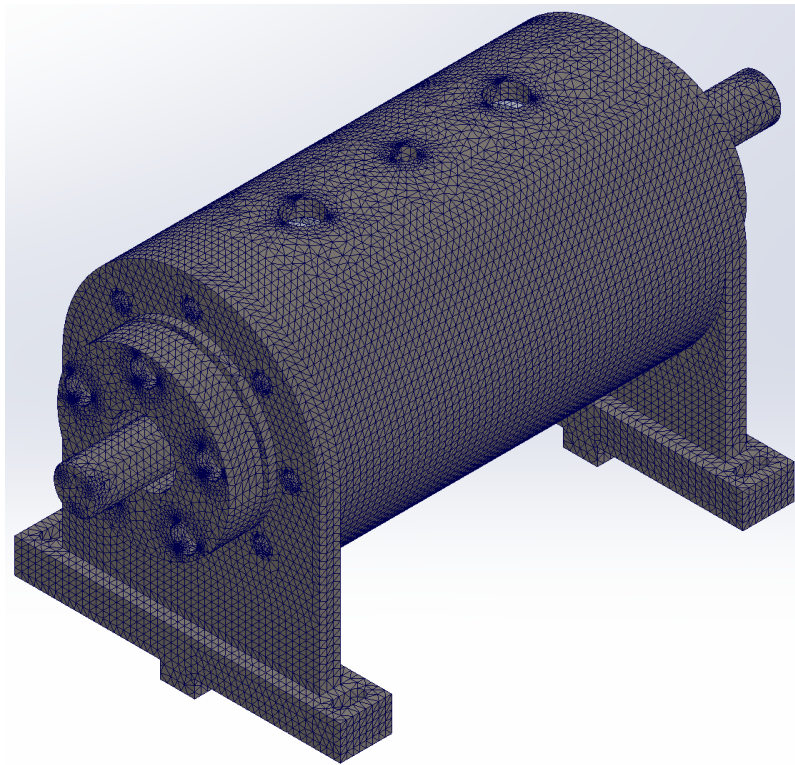


Figura 98: A malha utilizada nas simulações.

As primeiras simulações realizadas às tampas dos casquilhos, RB_RF#27, eram fabricadas em aço Ck 45, na qual se obteve um coeficiente de segurança 0,9 neste elemento na zona da aplicação de pré-carga. De forma a garantir a estabilidade do elemento optou-se por alterar o material das tampas dos casquilhos para o aço 34 CrNiMo 6.

Com alteração do aço de fabrico das tampas dos casquilhos obteve-se um coeficiente de segurança mínimo de 1,5, Figura 99, este valor acontece na lateral da zona de roscagem dos parafusos como se pode verificar na Figura 100 e na Figura 101. Este valor garante que o elemento irá suportar o esforço máximo no sistema de aplicação de pré-carga. A escala dos coeficientes de segurança teve de ser reajustada até ao máximo de 5,0 de forma a ser possível observar os diferentes coeficientes de segurança. Este reajustamento deve-se ao facto de existir zonas onde não existe qualquer carga aplicada, o que provoca que existam zonas com coeficientes de segurança de $9,915 \times 10^{11}$.

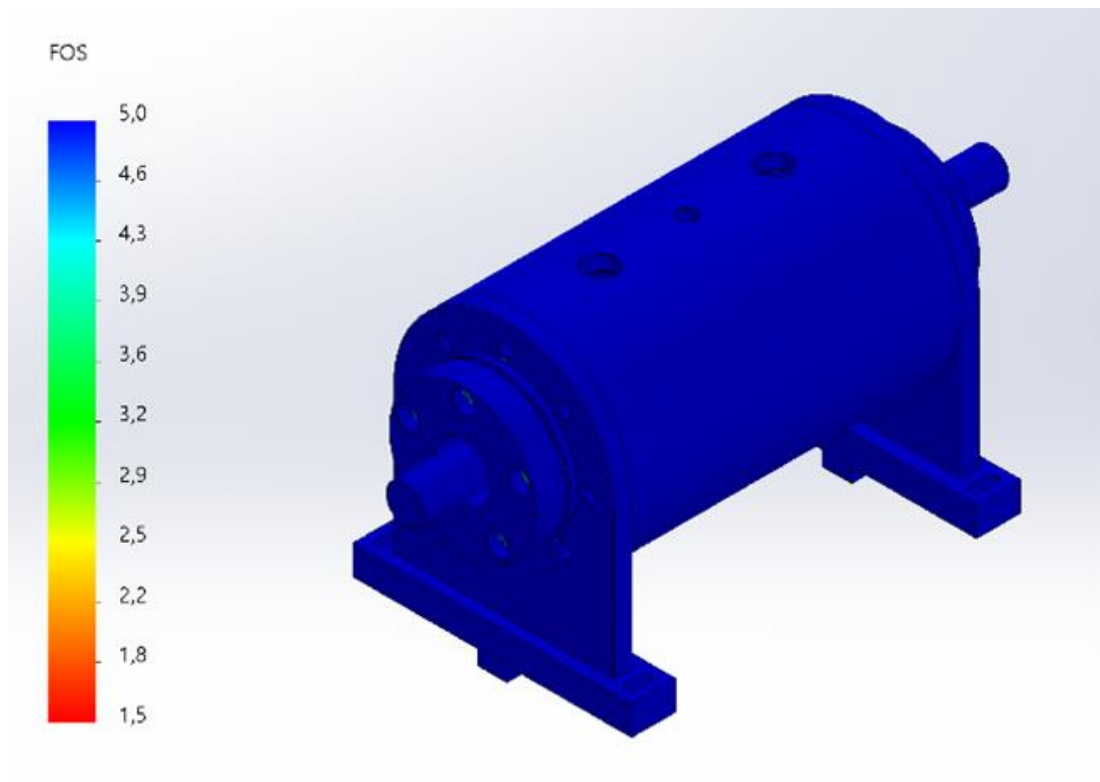


Figura 99: Coeficiente de segurança do elemento cartucho

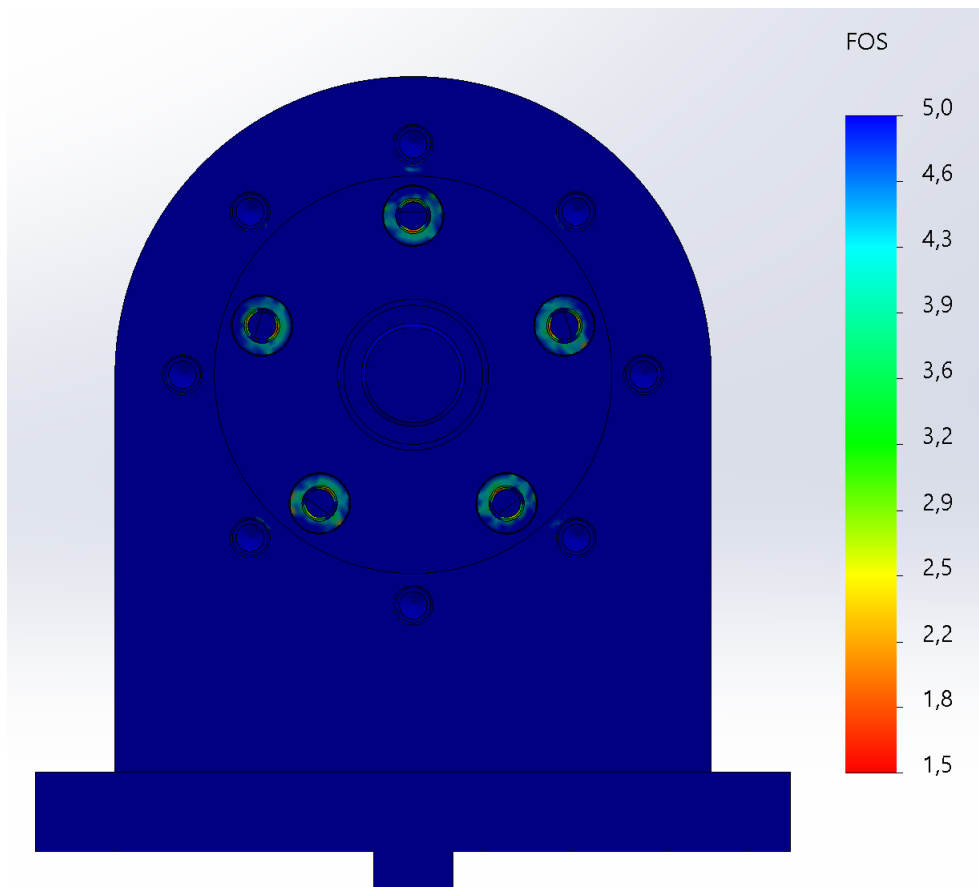


Figura 100: Coeficiente de segurança na tampa dos casquilhos, RB_RF#27

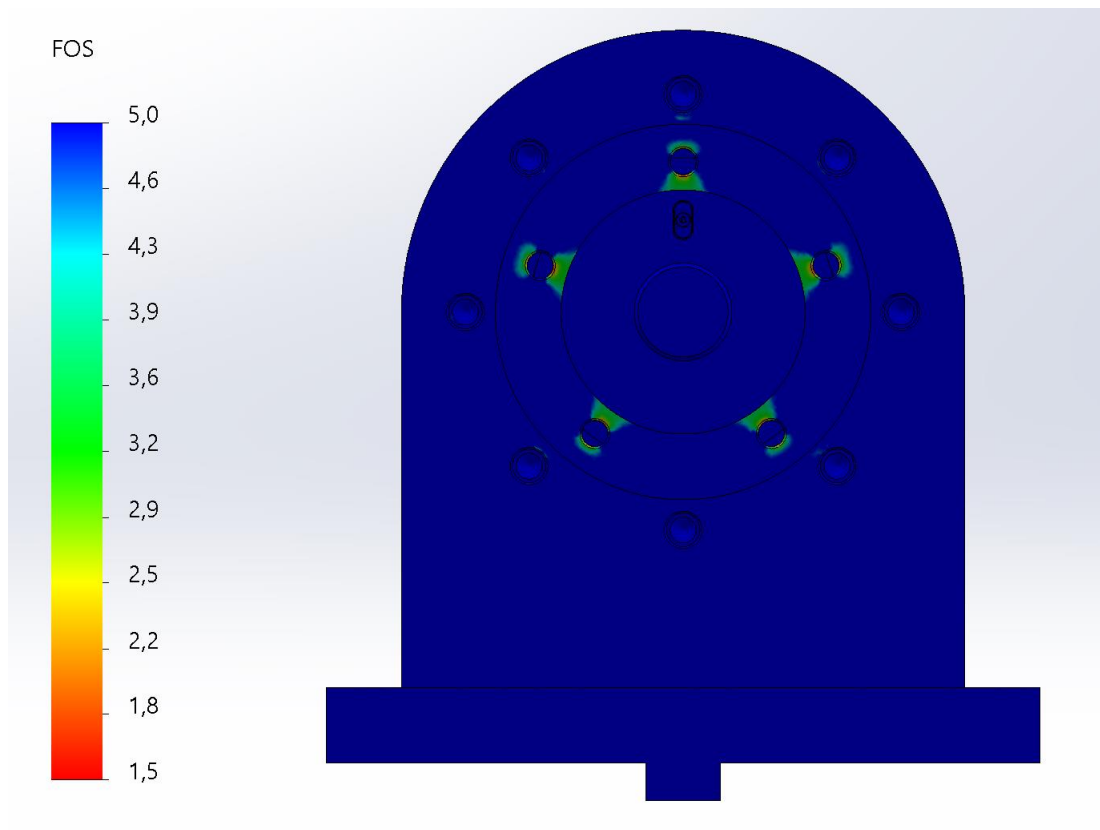


Figura 101: Coeficiente de segurança na tampa do casquilho na lateral da aplicação da pré-carga retirando a tampa de aplicação de pré-carga

Em relação ao lado oposto aplicação da pré-carga podemos verificar, , que o coeficiente de segurança desta é bem superior ao do lado da aplicação de pré-carga.

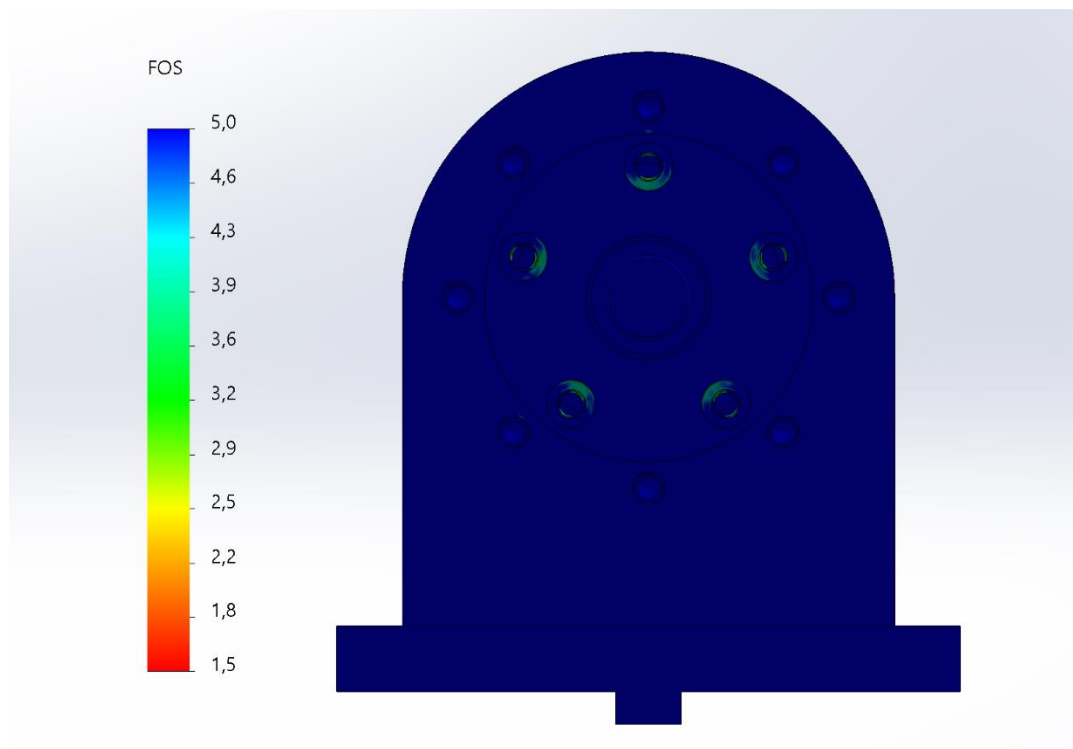


Figura 102: Coeficiente de segurança na tampa contrária à aplicação de pré-carga

A tensão máxima ocorre na tampa do casquilho do lado da aplicação de pré-carga na zona de colocação dos parafusos na aplicação de pré-carga, Figura 103 e Figura 104. Esta tensão máxima de Von Mises tem o valor de 598 MPa. No lado contrario a aplicação da pré-carga, Figura 105, a tensão é zero na maioria dos componentes com exceção das zonas de roscagem dos parafusos para fixação de elementos onde a tensão de Von Mises se encontra em torno dos 300 MPa.

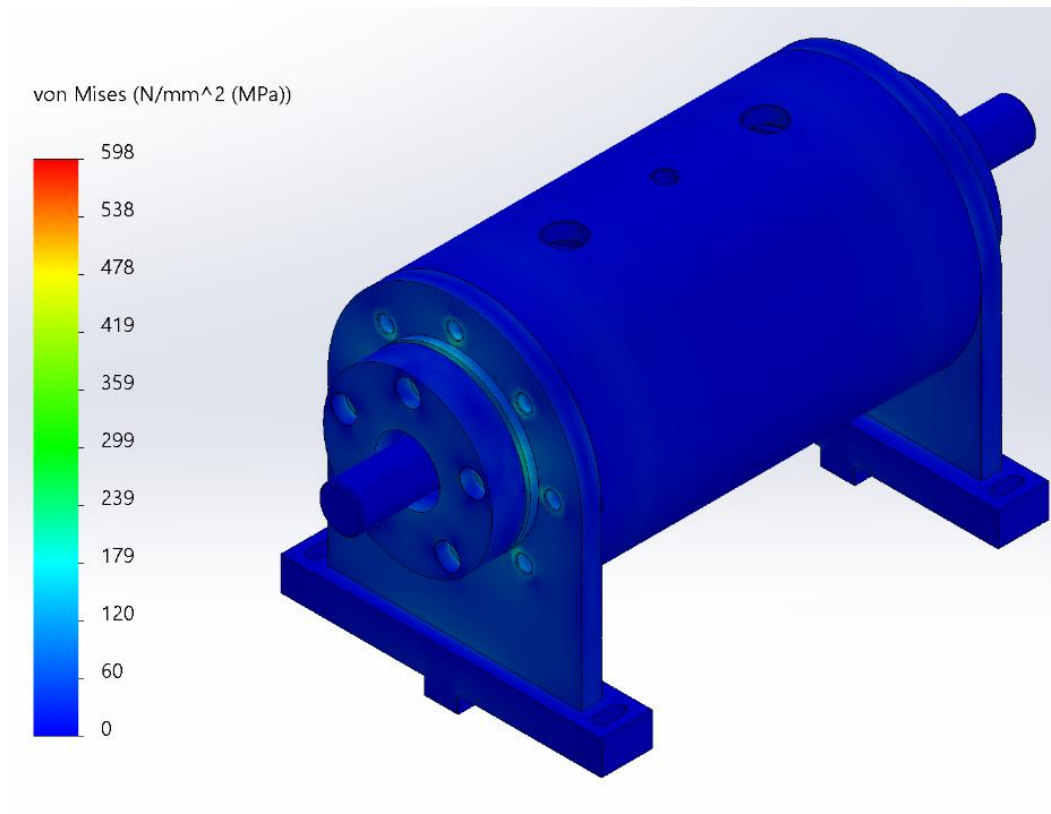


Figura 103: Escala de tensão de von Mises presentes no elemento cartucho.

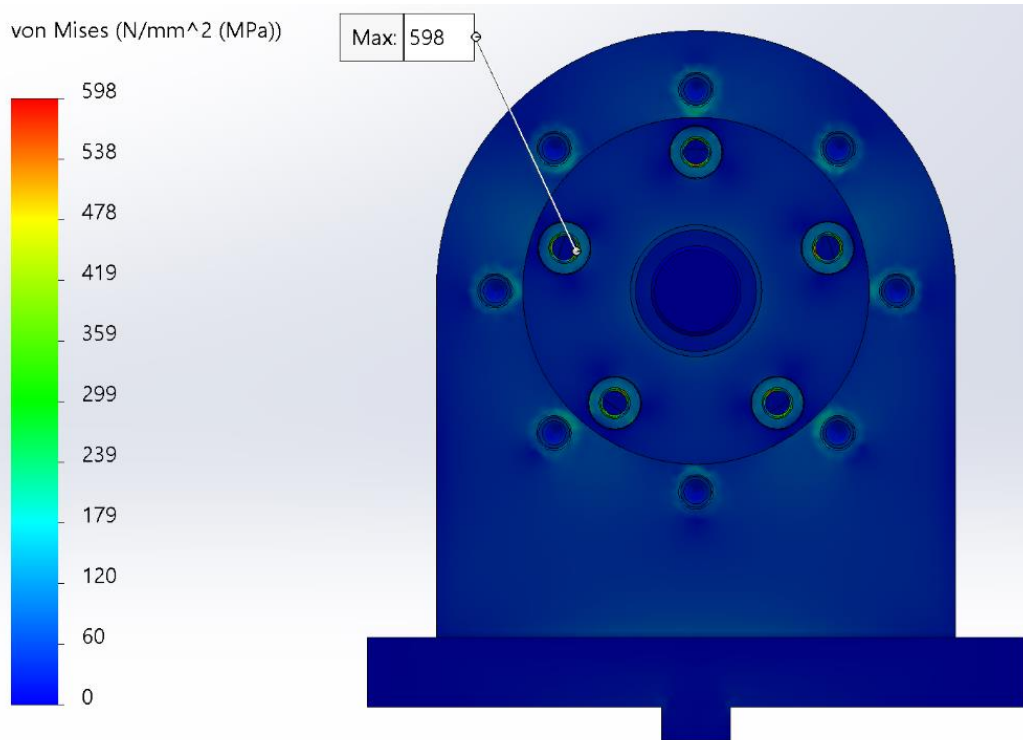


Figura 104: Tensão máxima de von Mises na tampa do casquilho.

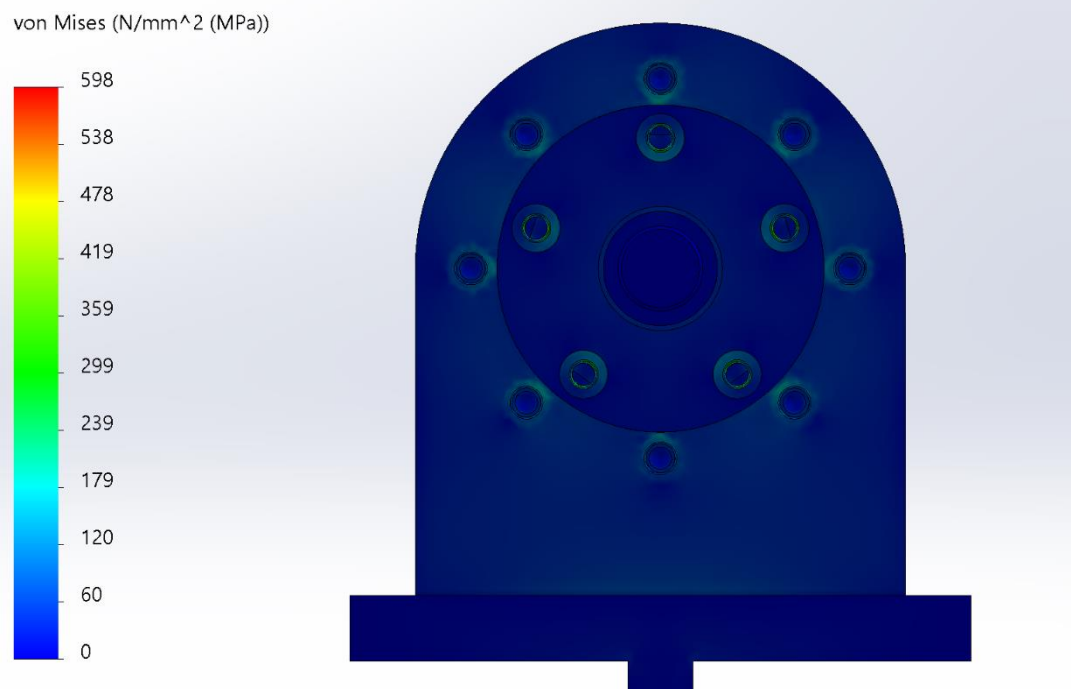


Figura 105: Tensão de Von Mises presentes no lado contrário à aplicação da pré-carga no cartucho

As zonas de maior deformação ocorrem na zona de aplicação de pré-carga na tampa do casquilho, Figura 106. Esta deformação é promovida pela carga máxima aplicada e do movimento de deslocamento desta tampa. Na Figura 107, podemos observar as deformações existentes do lado contrário ao da aplicação da pré-carga.

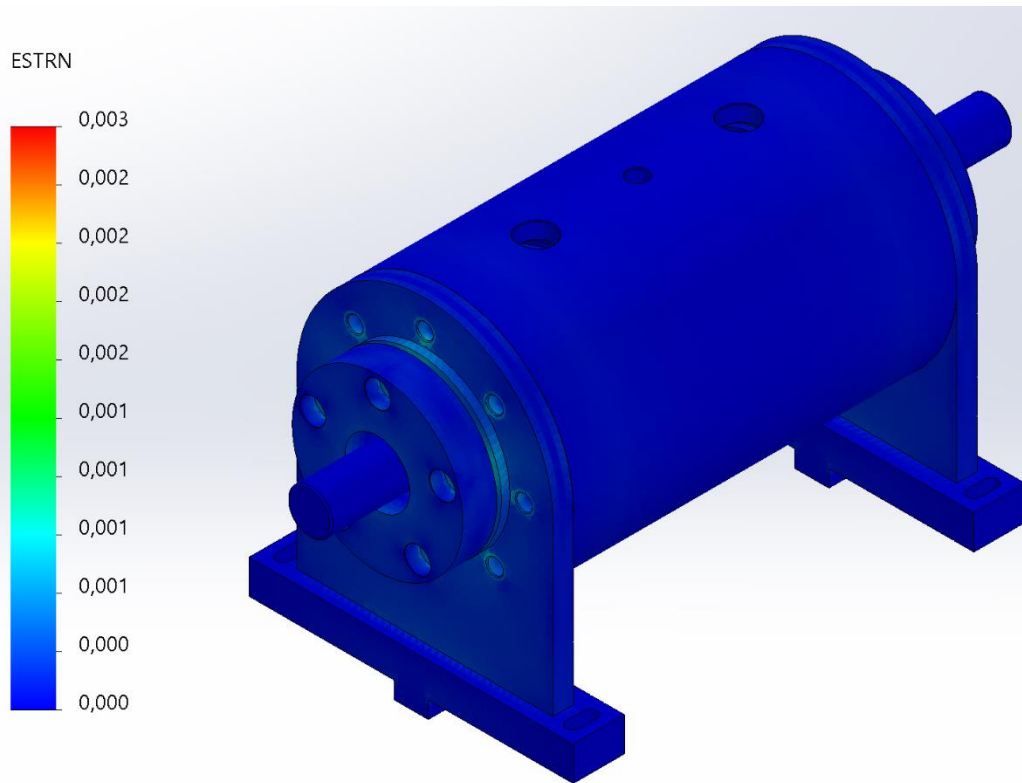


Figura 106: Escala de deformações no elemento cartucho.

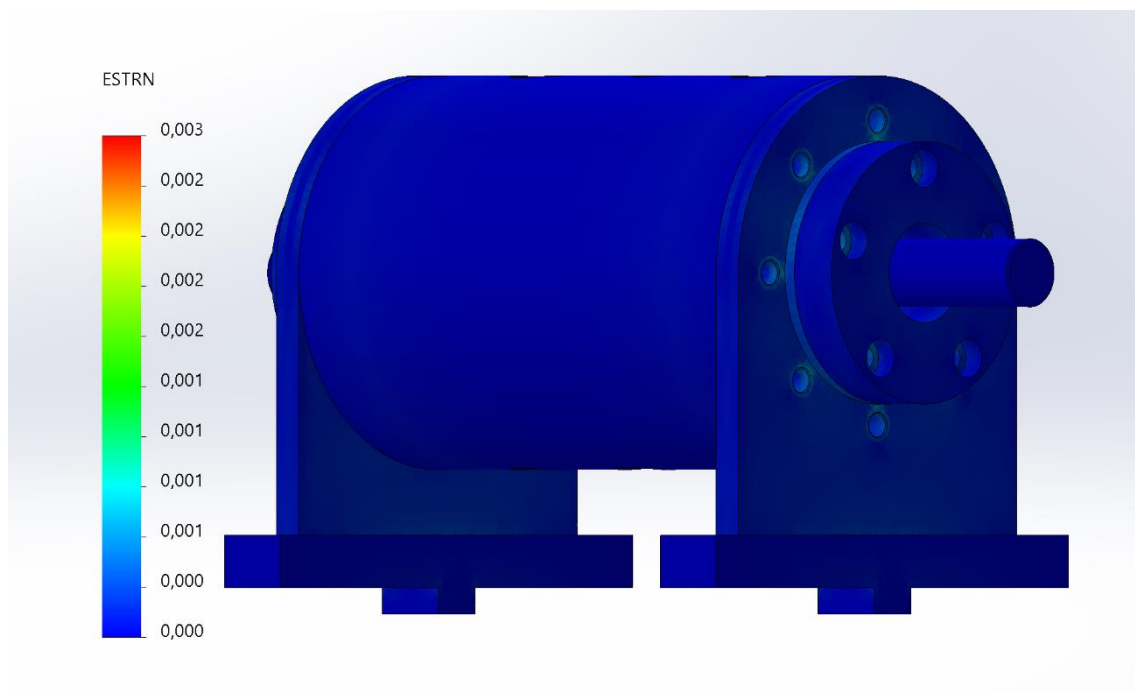


Figura 107: Escala de deformações do lado sem pré-carga

O maior deslocamento ocorre na zona da tampa de pré-carga pelo facto de ser a zona onde ocorre aplicação da carga. A pré-carga irá promover o deslocamento dos elementos que irão transmitir a pré-carga aos rolamentos, Figura 108. No lado contrário os deslocamentos serão inferiores pelo facto de não existir o deslocamento da tampa de aplicação de pré-carga, Figura 109.

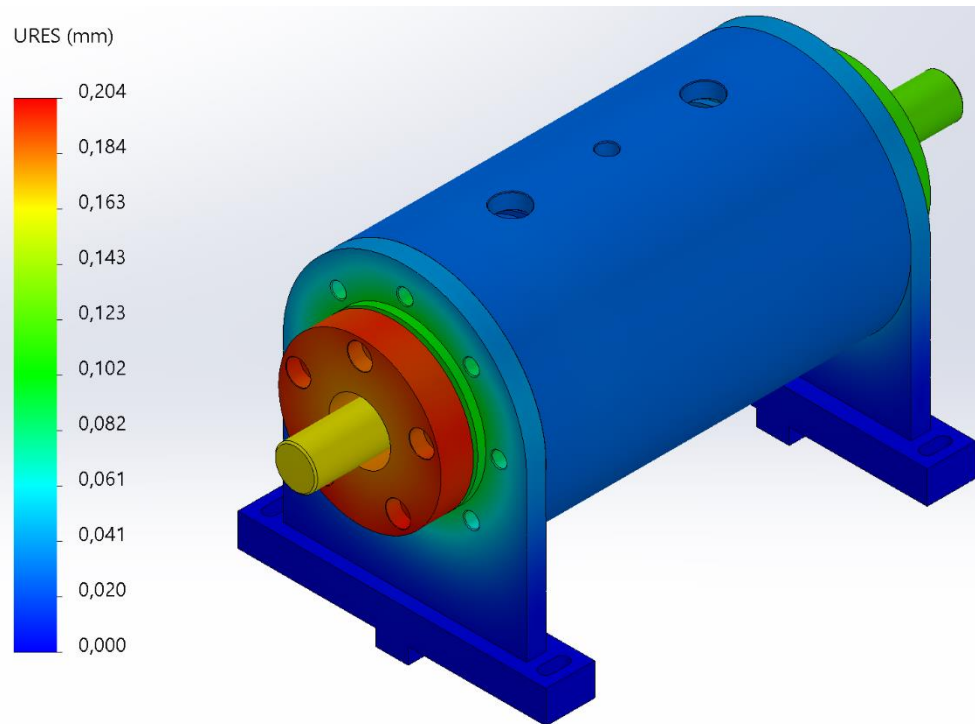


Figura 108: Escala de deslocamento dos elementos.

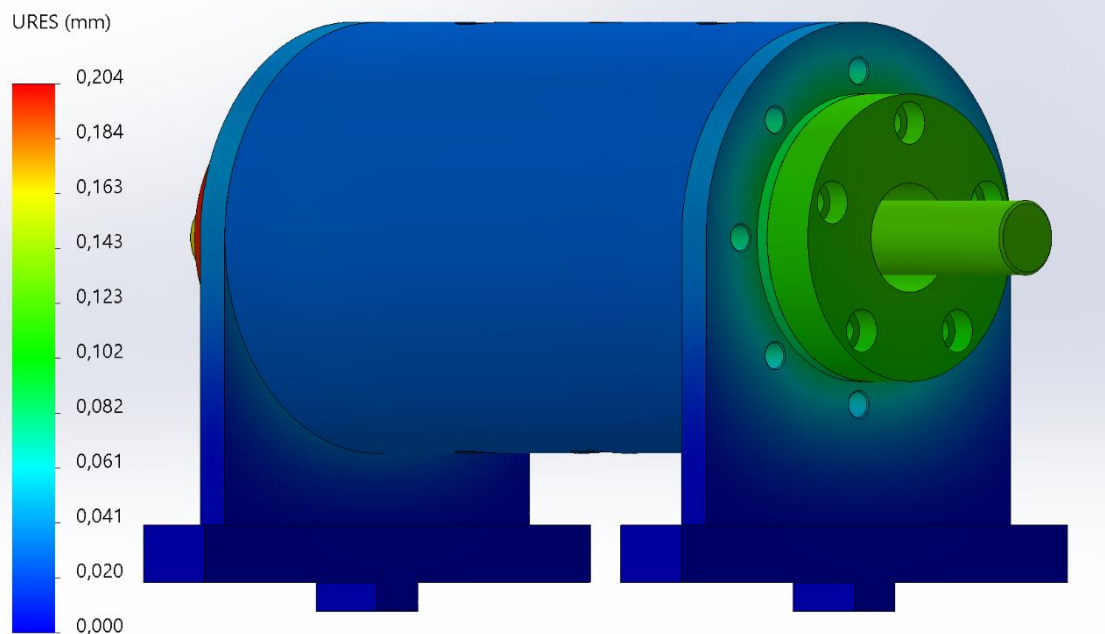


Figura 109: Deslocamento lado sem pré-carga

Com estas simulações estáticas conseguiu-se garantir a estabilidade do elemento até a aplicação da carga máxima possível de aplicar no rolamento SKF 32008. Assim garante-se também a estabilidade para o cartucho no caso da aplicação do rolamento da FAG 7206, pois este rolamento apenas permite uma força máxima de 21,7 kN.

3.5 Sequência de Montagem

A sequência de montagem apresentada corresponde à montagem do veio correspondente ao rolamento da SKF 3208, no entanto para o caso do rolamento FAG 7206 o procedimento repete-se apenas com a substituição de veios e dos retentores desenvolvidos especificamente para cada rolamento.

Nos primeiros passos será demonstrado a sequência de montagem do cartucho e por fim a sua colocação no banco de ensaios. Sendo que para a realização de um ensaio são necessários dois cartuchos no banco.

A primeira etapa passará pela colocação dos respetivos o-rings no casquilho interno, Figura 110. De seguida, é colocado o casquilho interno no interior do casquilho externo, Figura 111. O acoplamento dos casquilhos tem como finalidade a formação das duas câmaras de refrigeração, assim como, a separação entre os fluidos de refrigeração e de lubrificação.



Figura 110: Colocação dos o-rings no casquilho interno

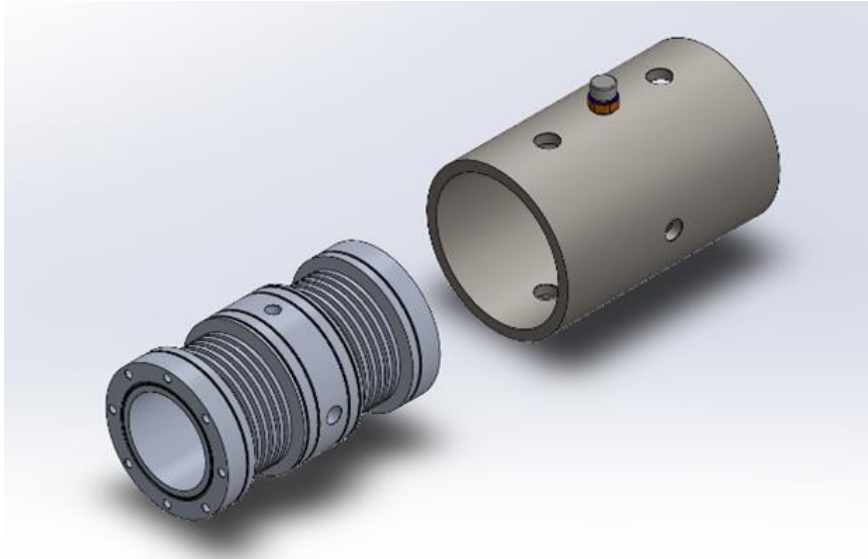


Figura 111: Acoplamento do casquilho interno com o casquilho externo

De seguida, passa-se à montagem da respetiva entrada de lubrificante, Figura 112. Este elemento será montado com as mangueiras colocadas nas respetivas extremidades com o objetivo de aproximar o jato de lubrificante às faces do rolamento. Este elemento é roscado ao casquilho interno, sendo-lhe colocado um o-ring na parte lisa com o objetivo de vedar possíveis fugas entre os casquilhos.

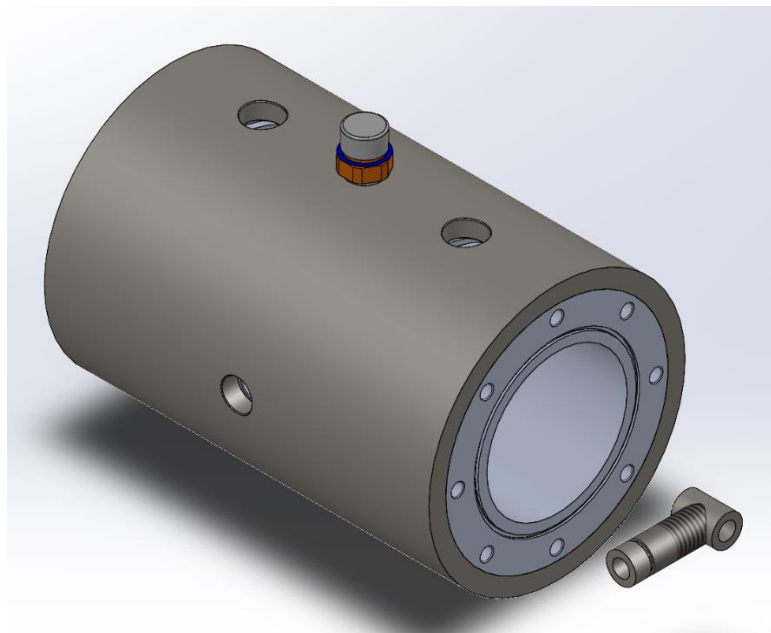


Figura 112: Colocação do "T" de injeção de lubrificante

Na sequência da montagem, procede-se a colocação do veio no interior dos casquilhos, Figura 113. O veio é colocado nesta fase de forma a permitir a colocação dos elementos acoplados ao veio, devido ao espaço reduzido deixado pelo "T" de injeção de lubrificante. De referir que nesta altura o veio não se encontra acoplado aos casquilhos, estando este acoplamento dependente da colocação dos rolamentos e dos respetivos retentores.

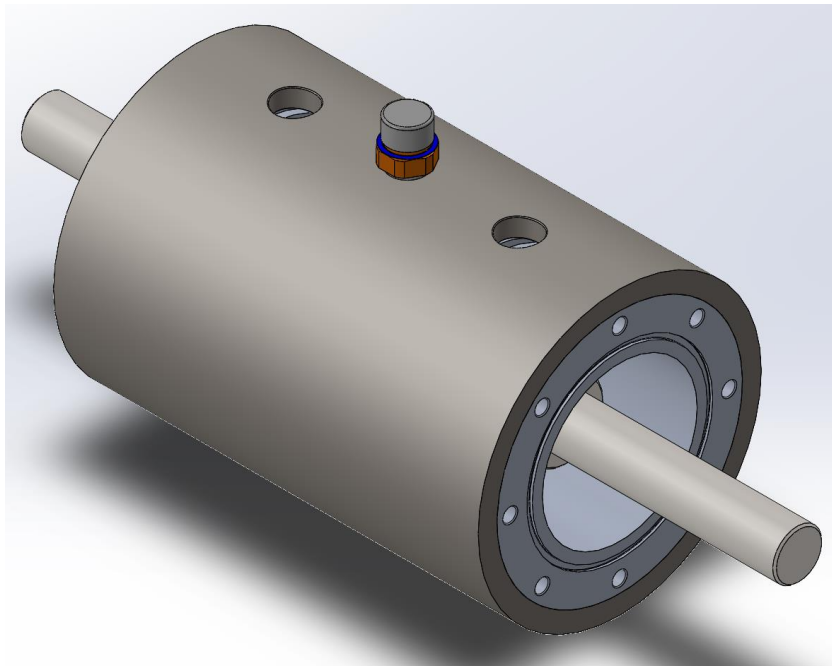


Figura 113: Colocação do veio no interior do conjunto de casquilhos

Na montagem dos rolamentos no respetivo veio, Figura 114, será a única etapa que difere em função do rolamento a ensaiar, sendo as diferenças apenas a substituição do veio e do respetivo retentor. A montagem deverá ser dividida por cada extremidade de forma, a acoplar primeiramente os elementos de uma extremidade para posteriormente passar a montagem da outra extremidade. Assim será possível a oscilação da posição do veio entre as extremidades. Na montagem dos rolamentos, estes devem ser alinhados com o veio de forma a serem alojados na posição correta, com auxílio de um maço poderá ser dada uma leve pancada no topo do veio de forma a completar a montagem. O rolamento estará na posição correta assim que o seu anel interior estiver em contacto com o escalonamento do veio. De seguida, será acoplado o retentor. O retentor é colocado na face exterior do rolamento e encontrar-se-á na posição correta no momento em que houver o encosto do anel exterior do rolamento no retentor. Previamente devese proceder a colocação dos parafusos sem cabeça nos retentores, Figura 115. De seguida, são montados os retentores ao veio.

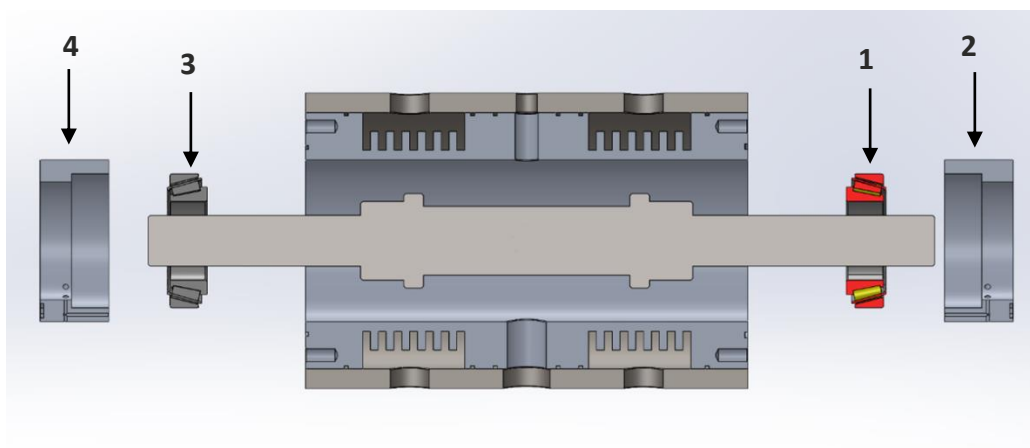


Figura 114: Sequência de montagem do veio

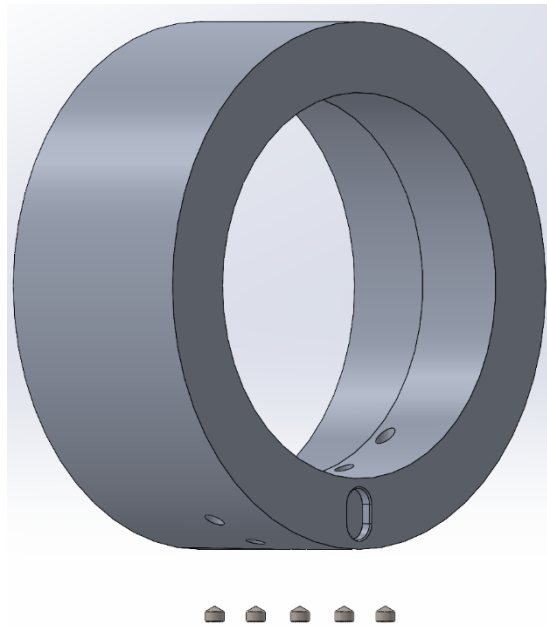


Figura 115: Colocação dos parafusos sem cabeça nos retentores

Posteriormente, serão colocados espaçadores que irão acoplar nos retentores e irão funcionar como transmissores da pré-carga aplicada na tampa para os retentores e respetivamente para os rolamentos, Figura 116. Previamente são colocadas as chavetas e aparafusadas ao espaçador com o intuito de travar o movimento de rotação dos retentores, como se pode verificar na Figura 117. As chavetas são colocadas nas ranhuras desenvolvidas para o efeito e aparafusadas ao elemento de forma a garantir o seu posicionamento permanente. Os espaçadores deverão ficar faceados, Figura 118, com os casquilhos de forma a serem colocadas às tampas dos casquilhos.

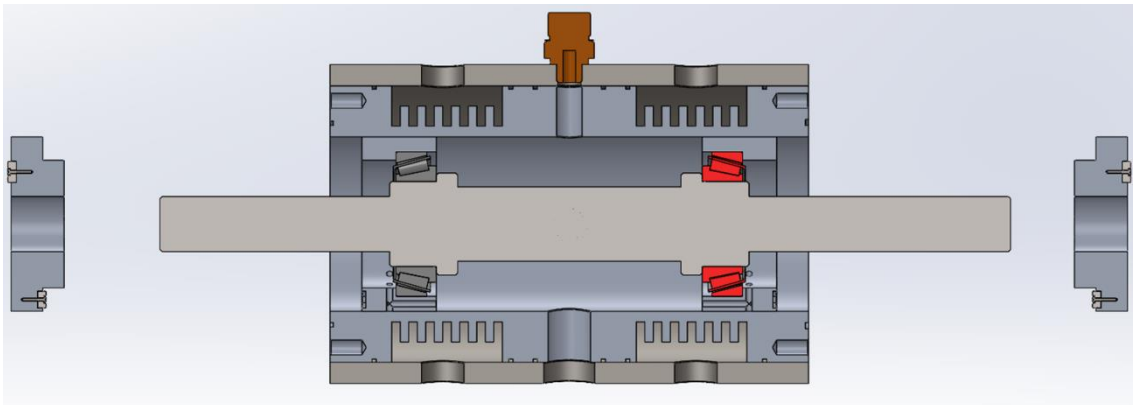


Figura 116: Posicionamento e colocação dos espaçadores no conjunto

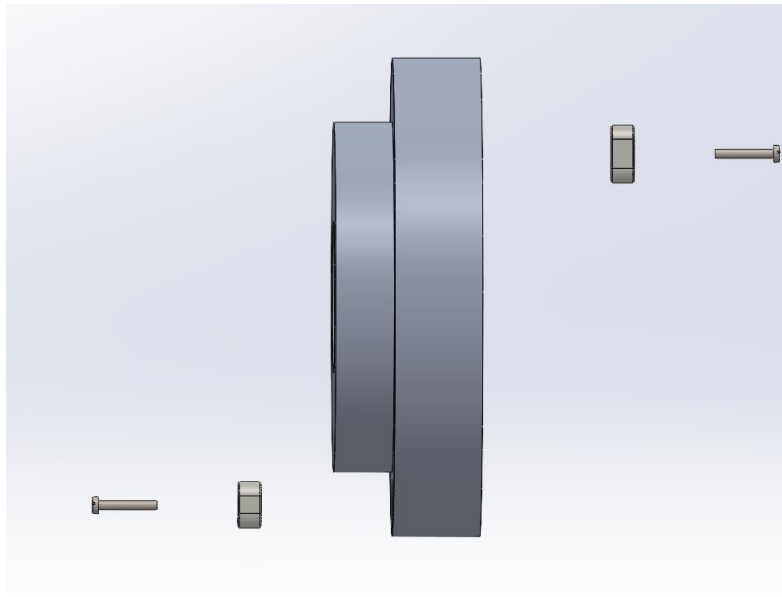


Figura 117: Posicionamento e aparafusamento das chavetas no espaçador

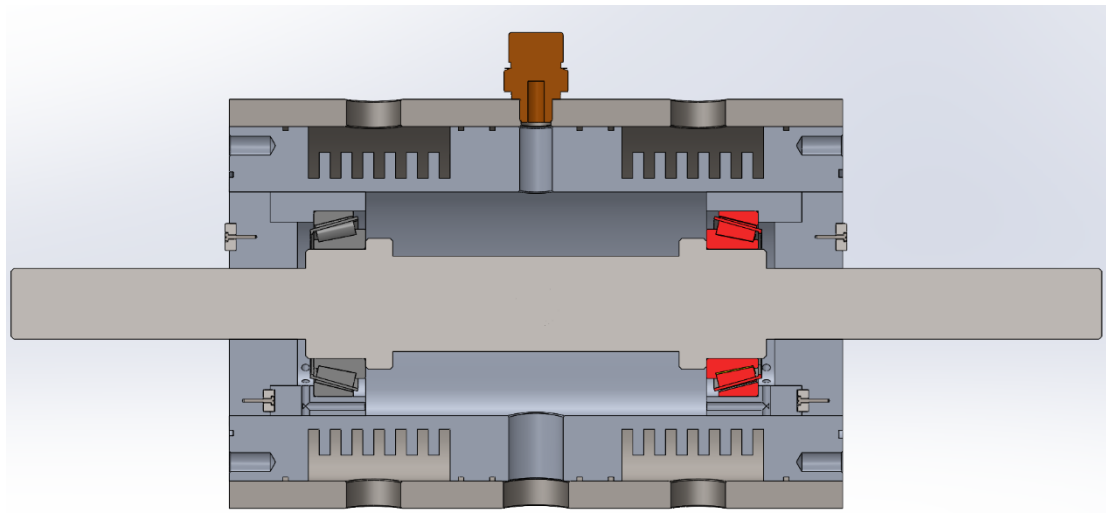


Figura 118: Posicionamento final do espaçador no conjunto

De seguida serão colocadas as tampas dos casquilhos, Figura 119, aparafusando estes elementos ao casquilho interior. Previamente será necessária a colocação dos o-rings presentes entre as tampas dos casquilhos e o casquilho interno.

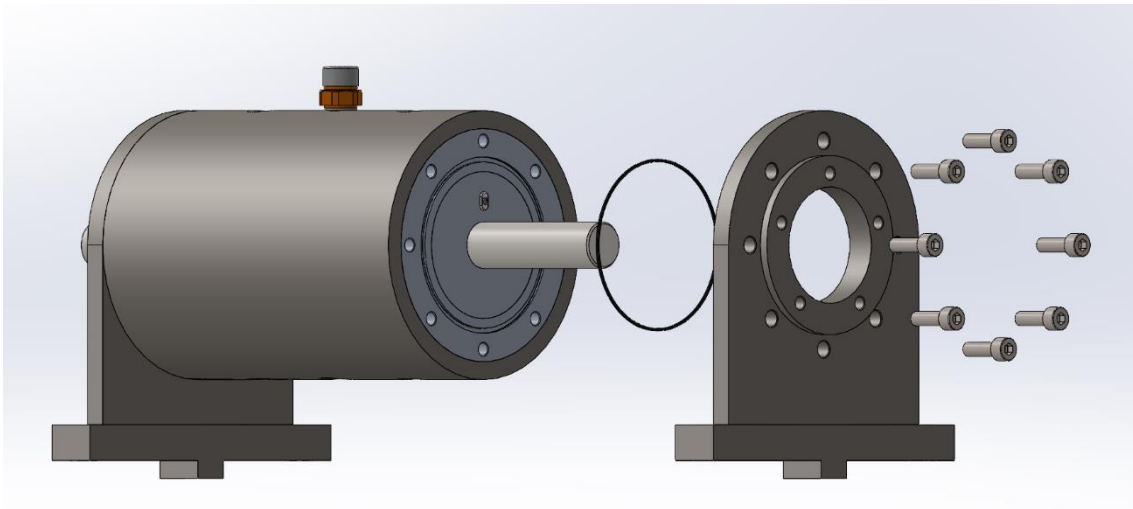


Figura 119: Colocação de uma das tampas do casquilho com o respetivo o-ring

Posteriormente, será colocada a tampa de aplicação de pré-carga no conjunto e a tampa contrária a esta, tampa sem pré-carga, Figura 122. Sendo previamente colocados os o-rings na tampa de pré-carga e na tampa contrária, Figura 120 e na Figura 121. A tampa de pré-carga e a tampa contrária são posicionadas pelas chavetas acopladas ao espaçador e pelas furações existentes na tampa do casquilho.

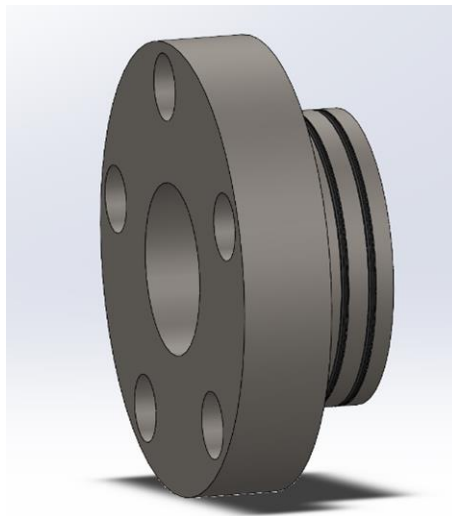


Figura 120: Colocação dos o-rings na tampa de aplicação de pré-carga, RB_RF#25

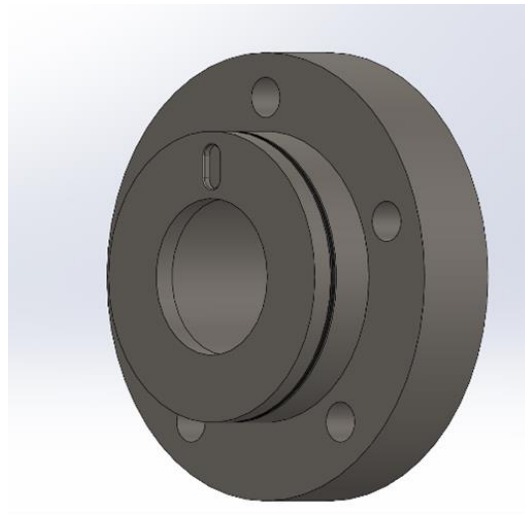


Figura 121: Colocação do o-ring na tampa contrária à da pré-carga, RB_RF#26

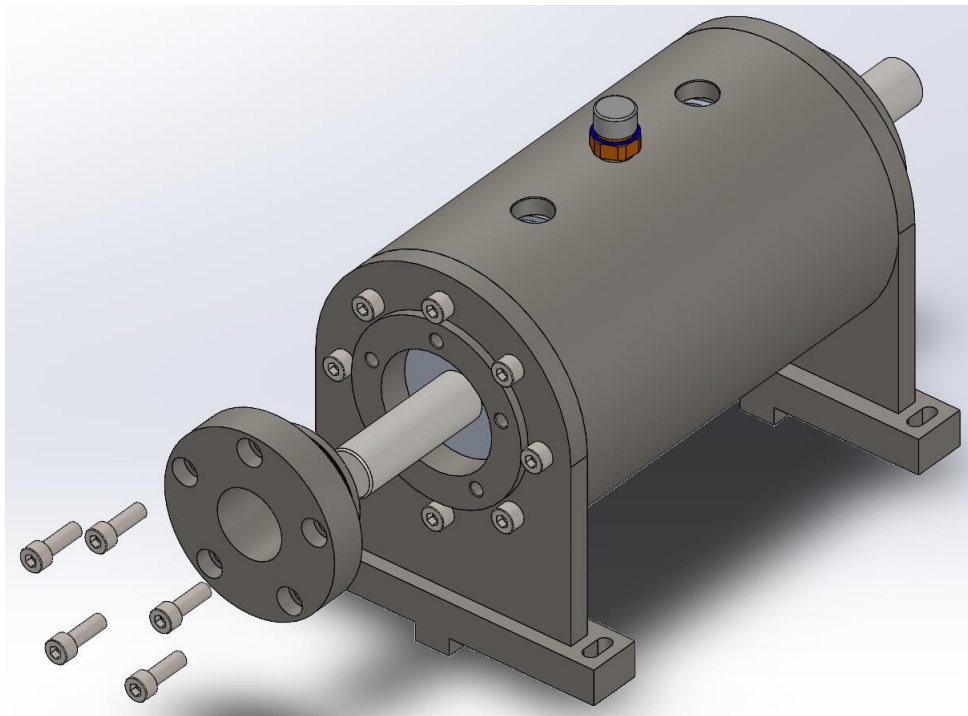


Figura 122: Montagem da tampa de aplicação de pré-carga.

Neste ponto para finalizar a montagem do cartucho, é necessária a colocação da saída de lubrificante, com o-ring previamente colocado, como se pode verificar na Figura 123. Por fim são colocados os vedantes rotativos entre as tampas e o veio, Figura 124.

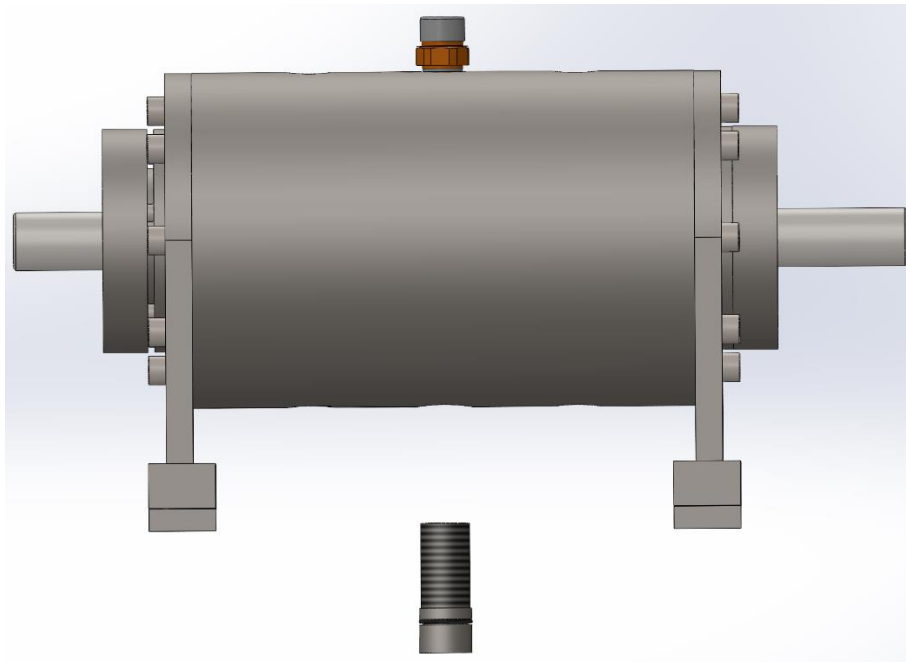


Figura 123: Montagem da saída do lubrificante.

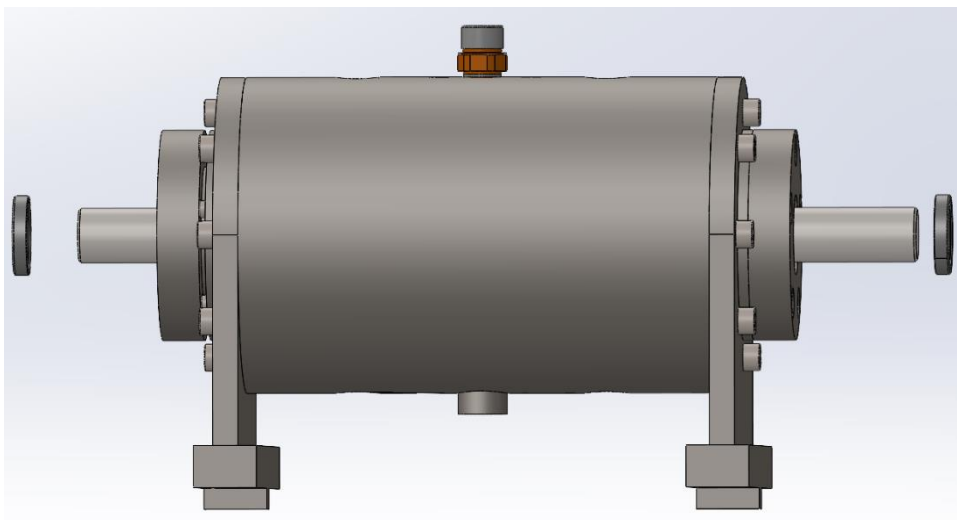


Figura 124: Montagem dos vedantes rotativos entre o veio e as tampas.

Após esta etapa o conjunto cartucho encontra-se totalmente acoplado, estando apenas em falta a sua colocação no banco de ensaios com a ligação à célula de carga, ao sistema de multiplicação de velocidade, a ligação aos sistemas de lubrificação e de refrigeração.

Primeiramente são posicionados os dois cartuchos, sendo estes acoplados aos acopladores flexíveis. Os acopladores flexíveis deverão já se encontrar acoplados com a célula de carga de forma a facilitar a montagem, Figura 125. De seguida, são aparafusados à base da mesa de forma a fixar estes num local específico.

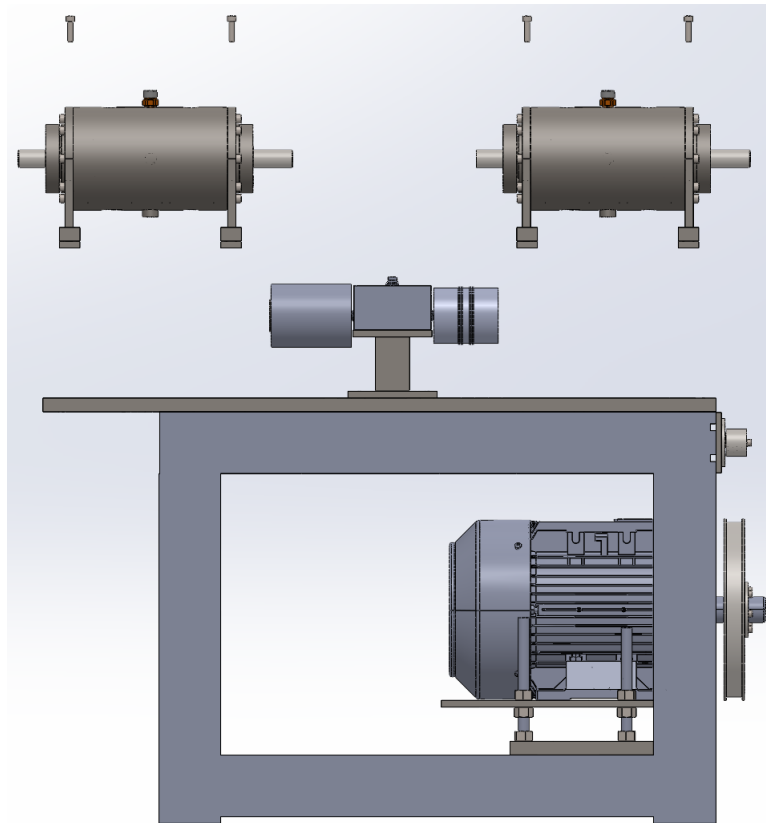


Figura 125: Montagem dos cartuchos no banco de ensaio.

Após a colocação e fixação dos cartuchos é necessária a colocação da polia menor com acoplamento ao veio do cartucho mais próximo ao motor, como se pode observar na Figura 126. Posteriormente a colocação da polia menor o sistema ficará completo com a colocação da correia plana, Figura 127.

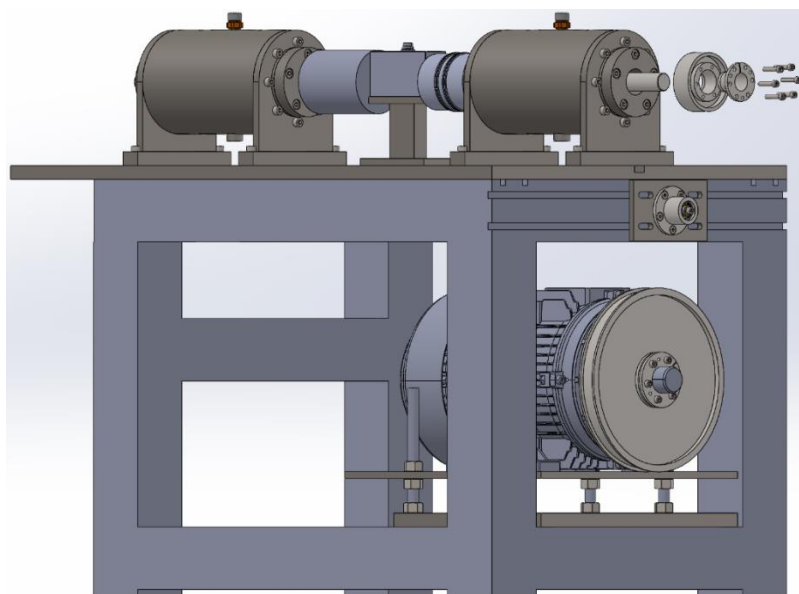


Figura 126: Montagem da polia de menor dimensão no banco de ensaio.

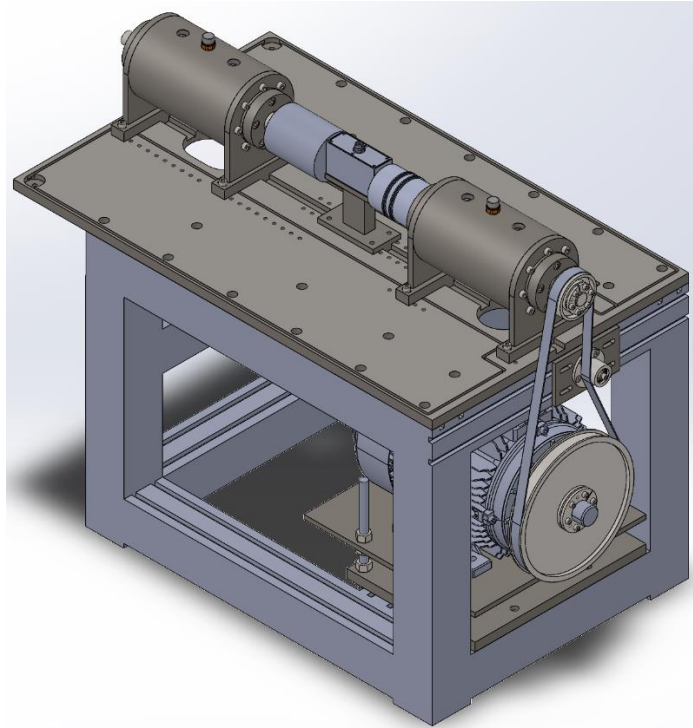


Figura 127: Banco de ensaios completo.

3.6 Requisitos de operação

Após a realização de algumas simulações térmicas obteve-se o valor de 1000 W de potência possível de dissipar dos rolamentos, de forma a ser possível garantir a temperatura no interior do cartucho em torno dos sessenta graus celsius. Com o objetivo de conhecer as condições de pré-carga axial e velocidade de rotação possíveis de realizar os ensaios, recorreu-se ao modelo de perda de binário da SKF. Para aplicação do modelo de cálculo considerou-se o mesmo lubrificante das simulações térmicas, o óleo lubrificante 75W90, com uma viscosidade cinemática de 42,3 mm²/s à temperatura de 60°C. Considerou-se, ainda, as perdas por vedação nulas devido à inexistência de vedantes nos rolamentos de rolos cónicos.

Aplicando o modelo SKF aos rolamentos a ensaiar, obteve-se o binário de atrito em função da força aplicada como pré-carga e da velocidade de rotação imposta no ensaio. De forma a converter este binário de atrito em potência é necessário recorrer às seguintes equações:

$$P_{dissipada} = \frac{M \times 2 \times \pi \times n}{60 \times 1000} \quad (50)$$

Onde:

- $P_{dissipada}$: Potencia dissipada [W];
- M : Binário de atrito [$N \cdot mm$];
- n : Velocidade de rotação [rpm];

Assim, obteve-se para ambos os rolamentos o diagrama de funcionamento para temperatura de 60°C para o lubrificante considerado. Estes diagramas irão permitir conhecer os pontos de funcionamento do rolamento em que a potência dissipada não ultrapassa os 1000 W impostos inicialmente. Assinalou-se ainda a carga mínima e máxima de funcionamento do rolamento, assim como, a velocidade de rotação máxima e a velocidade de rotação de referência de cada rolamento a ser ensaiado.

Aplicando o modelo da SKF ao rolamento SKF 32008:

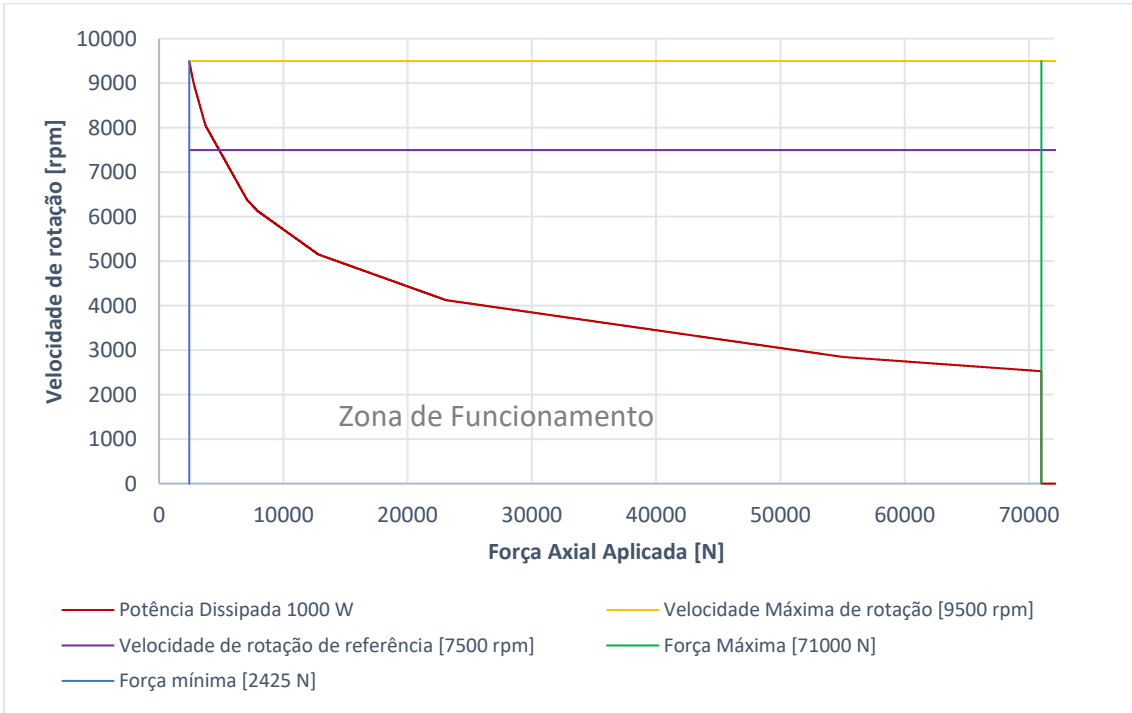


Figura 128: Diagrama de funcionamento do rolamento SKF 32008 com o lubrificante 75W90 à Temperatura de 60°C

Aplicando o modelo da SKF ao rolamento FAG 7206:

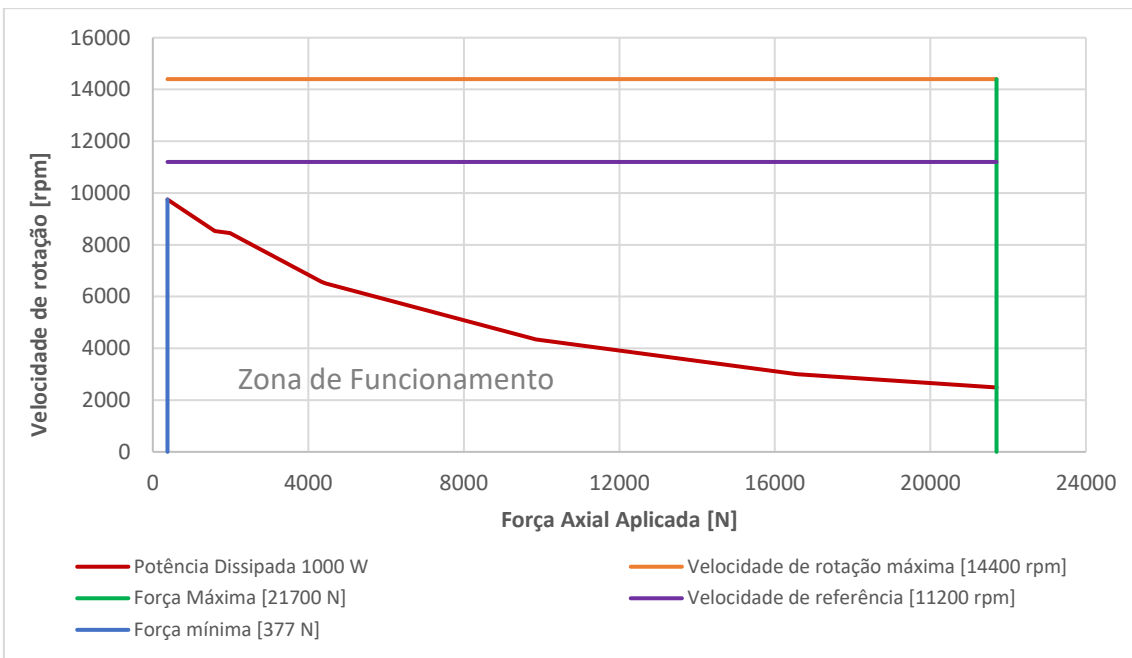


Figura 129: Diagrama de funcionamento do rolamento SKF 32008 com o lubrificante 75W90 à Temperatura de 60°C

Com a obtenção dos diagramas para cada rolamento, consegue-se extrair os vários pontos de funcionamento. Através dos diagramas será possível conjugar a velocidade com a pré-carga aplicada ao respetivo rolamento e assim garantir que para o lubrificante 75W90 será possível realizar os ensaios garantindo a temperatura de 60°C no interior do rolamento.

Comparando os dois rolamentos a testar podemos verificar que o rolamento da SKF 32008 tem uma maior zona de funcionamento, sendo a sua carga máxima aplicável superior à carga máxima aplicável ao rolamento da FAG 7206.

CONCLUSÕES

- 4.1 CONCLUSÕES
- 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS



4.1 CONCLUSÕES





Com o desenvolvimento desta dissertação foi perceptível a importância deste projeto. Este tema exigiu uma pesquisa profunda sobre lubrificação, modelos de atrito, acessórios e propriedades relacionadas para as diferentes situações.

Este trabalho tem como objetivo tornar os sistemas mecânicos mais eficientes, evitando as perdas de potência dos rolamentos. Esta perda de potência presente nos rolamentos advém de diversas formas de atrito. Assim, tornou-se importante o estudo destas perdas para melhorar o rendimento dos sistemas e assim poupar recursos.

Previamente ao desenvolvimento do projeto foram definidos objetivos para a realização da dissertação. Este projeto baseou-se no estudo de outros bancos de ensaios documentados em artigos científicos e pela adaptação de um banco de ensaios de transmissões mecânicas em vazio. O resumo dos objetivos e as soluções encontradas estão presentes na Tabela 18.

Tabela 18: Quadro Resumo dos objetivos e soluções apresentadas.

Objetivo	Solução	Conclusão
Adaptação do banco de ensaios de transmissão em vazio para um banco de ensaios de rolamentos com pré-carga.	A adaptação foi realizada com a reutilização da estrutura existente assim como a reutilização do motor e da célula de carga e dos acoplamentos dos veios	
Elaboração do modelo do banco em 3 dimensões e respetivos desenhos técnicos	Este objetivo foi realizado com a utilização do software Solidworks. Os modelos dos elementos foram elaborados primeiramente em 3 dimensões para posteriormente elaboração dos desenhos técnicos.	

Utilização do maior número de componentes normalizados para mais fácil aquisição	Os elementos normalizados utilizados foram parafusos, o-rings, retentores rotativos e a correia.	
Selecionar materiais para os elementos desenvolvidos	Todos os desenhos técnicos têm na sua legenda a informação referente ao material a utilizar no fabrico do elemento	
Validação do banco de ensaios através de simulações térmicas e mecânicas para o elemento de teste.	Este objetivo foi conseguido com auxílio do software Solidworks pelo método de elementos finitos. Este objetivo permitiu conhecer as condições possíveis para a realização de ensaios	
Possibilidade de ensaiar os rolamentos SKF 32008 e FAG 7206.	Este ponto foi conseguido com a criação de um elemento capaz de acoplar os dois rolamentos diferentes, apenas com a troca de dois elementos desenvolvidos para cada rolamento.	

Os elementos foram desenvolvidos de acordo com a sua função principal no banco de ensaios. Assim, como os materiais de cada elemento foram selecionados de acordo com os requisitos impostos a cada elemento. Os materiais foram ainda confirmados através de simulações mecânicas e térmicas de forma a prever se estes seriam capazes de cumprir os requisitos impostos.

Desenvolveu-se ainda a sequência de montagem de forma a ser mais fácil o acoplamento de todos os elementos, devido à existência de condicionantes na montagem do elemento de teste.

O conhecimento adquirido durante a realização da presente dissertação teve como especial importância na realização do projeto de um banco de ensaios. Para o aluno, este projeto resultou na concretização de uma experiência diferente durante o seu percurso académico, um projeto sólido, com a possibilidade de vir a ser produzido e o acréscimo de conhecimentos na instrução do mesmo.

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Ao nível dos trabalhos futuros:

- Elaboração de uma manual de funcionamento e de montagem do banco de ensaios, assim como, um plano de manutenção do mesmo;
- Adaptar o elemento de teste para a realização de ensaios com cargas radiais;
- Adaptação do projeto para ser possível obter outros tipos de medições como temperaturas, vibrações, entre outros;
- Validação do banco de ensaios com um procedimento de teste para rolamentos lubrificados com massa lubrificante, ou com óleo lubrificante, com controlo de temperatura, com diferentes velocidades e pré-cargas para medição do binário de atrito.

BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 Referências Bibliográficas

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 Referências Bibliográficas

1. Gatzen, M., et al., *Correlation between performance and boundary layers in high speed bearings lubricated with polymer-enhanced greases*. 2010. 43(5-6): p. 981-989.
2. *Our World in Data 2020* [Acedido 2020 10 Outubro]; Disponível em: <https://ourworldindata.org/energy-mix>.
3. *Santovitorolamentos*. [Acedido 2020 12 Dezembro]; Disponível em: <https://santovitorolamentos.com.br/queminventou/>.
4. Lampaert, S. and R.J.C.A.P. Van Ostayen, *Experimental results on a hydrostatic bearing lubricated with a magnetorheological fluid*. 2019. 19(12): p. 1441-1448.
5. De Laurentis, N., et al., *The influence of bearing grease composition on friction in rolling/sliding concentrated contacts*. 2016. 94: p. 624-632.
6. SKF, *SKF General Catalogue 6000 EN*. 2018.
7. Childs, P.R., *Mechanical design engineering handbook*. 2013: Butterworth-Heinemann.
8. de Sousa, J.P.D., *Design of a Rolling Bearings Test Rig*. 2017.
9. ISO, *Rolling bearings - Internal clearance - Part 1: Radial internal clearance for radial bearing*. 2017: p. 11.
10. Warda, B. and A.J.I.J.o.M.S. Chudzik, *Effect of ring misalignment on the fatigue life of the radial cylindrical roller bearing*. 2016. 111: p. 1-11.
11. Couronné, I., et al., *Nature and properties of the lubricating phase in grease lubricated contact*. 2003. 46(1): p. 37-43.
12. Cousseau, T., *Film thickness and friction in grease lubricated contacts. Application to rolling bearing torque loss*. 2013.
13. RYMAX. 2020 [Acedido 2020 28 Dezembro]; Disponível em: <https://www.rymax-lubricants.com/pt/atualizacoes/what-are-the-differences-in-base-oil-groups/>.
14. Mang, T. and W. Dresel, *Lubricants and lubrication*. 2007: John Wiley & Sons.
15. De Laurentis, N., et al., *The influence of base oil properties on the friction behaviour of lithium greases in rolling/sliding concentrated contacts*. 2017. 65(4): p. 128.
16. Cousseau, T., et al., *Influence of grease rheology on thrust ball bearings friction torque*. 2012. 46(1): p. 106-113.
17. Cann, P.J.L.S., *Grease lubrication of rolling element bearings—role of the grease thickener*. 2007. 19(3): p. 183-196.
18. Goncalves, D., et al., *Formulation, rheology and thermal ageing of polymer greases—Part I: Influence of the thickener content*. 2015. 87: p. 160-170.
19. Totten, G.E.J.A.i., Cleveland, *ASM handbook, Volume 18: friction, lubrication, and wear technology*. 1992.
20. Stachowiak, G. and A.W.J.E.T. Batchelor, *Physical properties of lubricants*. 2006: p. 11-50.
21. *Engenhariacomp.usjt*. [Acedido 2021 15 Janeiro]; Disponível em: <https://sites.google.com/site/engenhariacomusjt/fenomenos-do-transporte>.
22. Pinho, S.P., *Friction torque in thrust ball bearings: influence of thickener type and concentration*. 2014.
23. Crouch, R. and A.J.J.I.P. Cameron, *Viscosity-temperature equations for lubricants*. 1961. 47: p. 307-313.
24. International, A., *Standard Practice for Viscosity-Temperature Charts for Liquid*

- Petroleum Products. 2017.
25. Stachowiak, G., A. Batchelor, and T. Stolarski, Engineering tribology: Elsevier, 1993, ISBN 0-444-89235-4, 960 pp,£ 156.00. 1994, Elsevier.
 26. Products, P. and C. Derivatives, American Society for Testing and Materials - Standard practice for calculating viscosity index from kinematic viscosity at 40 °C and 100 °C. 2018. 10: p. 1 - 5.
 27. Bernard J. Hamrock, S.R.S., Bo O. Jacobson, Fundamentals of Fluid Film Lubrification. Second Editions ed. 2004.
 28. Ronald P. Carreteiro, P.N.A.B., Lubrificantes e Lubrificação Industrial. 1ª ed. 2006.
 29. Barus, C.J.A.J.o.S., ART. X.--Isothermals, Isopiestic and Isometrics relative to Viscosity. 1893. 45(266): p. 87.
 30. Nosonovsky, M. and B. Bhushan, Green tribology: principles, research areas and challenges. 2010, The Royal Society Publishing.
 31. Roelands, C.J.A.J.D.t., Technische Hogeschool te Delt, Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils. 1966.
 32. Eyring, H.J.T.J.o.c.p., Viscosity, plasticity, and diffusion as examples of absolute reaction rates. 1936. 4(4): p. 283-291.
 33. Hamrock, B.J. and D. Dowson, Ball bearing lubrication: the elastohydrodynamics of elliptical contacts. 1981.
 34. ResearchGate. [Acedido 2020 10 Dezembro]; Disponível em: https://www.researchgate.net/figure/Figure-showing-various-regions-of-lubrication-Stribeck-curve_fig1_233315752.
 35. Marques, P.M.T., Power Loss in Planetary Gearboxes Including the Influence of Gear Elastic and Dynamic Effects. 2017, Universidade do Porto (Portugal).
 36. Eschmann, P. and L. Hasbargen, Ball and roller bearings: theory, design, and application. 1985.
 37. Höhn, B.-R., K. Michaelis, and T. Vollmer, Thermal rating of gear drives: balance between power loss and heat dissipation. 1996: American Gear Manufacturers Association.
 38. Gao, W., et al., Validation and application of a numerical approach for the estimation of drag and churning losses in high speed roller bearings. 2019. 153: p. 390-397.
 39. Cruz, J.A.O., High-Speed Rolling Bearings Experimental Tests: Water-Based and Water-Containing Lubrificants. 2020.
 40. Pinel, S.I., H.R. Signer, and E.V.J.T.t. Zaretsky, Design and operating characteristics of high-speed, small-bore ball bearings. 1998. 41(4): p. 423-434.
 41. Brecher, C., et al., 7.1-High-Speed Rolling Bearing Test Rigs with Contactless Signal Transmission for Measuring the Inner Ring Temperature. 2014: p. 116-121.
 42. Niel, D., et al. A new test rig to study rolling element bearing thermomechanical behavior. in Int Gear Conf. 2018.
 43. Brecher, C., et al., Design and test rig experiments of a high speed tapered roller bearing for main spindle applications. 2016. 46: p. 533-536.
 44. Nosaka, M., et al., Ultra-High-Speed Performance of Ball Bearings and Annular Seals in Liquid Hydrogen at Up to 3 Million DN (120,000 rpm)©. 2004. 47(1): p. 43-53.
 45. Reddecliff, J. and R. Valori, The performance of a high-speed ball thrust bearing using silicon nitride balls. 1976.
 46. Zeng, Q., et al., A comparative study on simulation and experiment of oil-air lubrication unit for high speed bearing. 2016.
 47. Qiang, H., et al., Design and application on experimental platform for high-speed bearing with grease lubrication. 2015. 7(12): p. 1687814015618640.
 48. Cui, L. and H.J.A.i.M.E. Zhang, *Limiting speeds of high-speed ball bearings considering prevention of skidding and overheating conditions*. 2019. 11(3): p. 1687814019835114.

49. J. M de S. Morais, Desenho técnico básico – 3, 26ª Edição. 2012. ISBN 978-972-95175-6-3.
50. R. G. Budynas and J. K. Nisbelt, Shigley's Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill. 2008. ISBN 978-007339-82-04.
51. G. Verma and M. Weber, SolidWorks Flow Simulation 2020 Black Book, Kristen. 1ª Edição. 2020. ISBN 978-1-988722-78-8.
52. G. Verma and M. Weber, SolidWorks Simulation 2020 Black Book (Colored), Kristen. 1ª Edição. 2020. ISBN 978-1-988722-77-1.
53. "ETH", 2021. [Online]. Available: <https://www.eth-messtechnik.de/startseite>
54. "Elesa-ganter", 2021. [Online] Disponível em: <https://www.elesa-ganter.com/en/www/products/accessories-for-hydraulic-systems--1/Accessories-for-hydraulic-systems--Breather-Filters--GN882#sortby=0&facetvalue=>
55. "Reiman", 2021. [Online] Disponível em: <https://reiman.pt/pt/>
56. "SKF", 2021. [Online] Disponível em: <https://www.skf.com/pt/products/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals/general-industrial-applications/hms5-hmsa10>
57. "O-ring-stocks", 2021. [Online] Disponível em: <https://www.o-ring-stocks.eu/>
58. "Coleparmer", 2021. [Online] Disponível em: <https://www.coleparmer.com/i/julabo-f32-me-4-5l-refrigerated-heating-circulator-230v-50-60hz/1215136>
59. Eschmann Hasbargen Weigand. Ball and Roller Bearings - Theory, Design, and Application. Wiley, 1985.
60. Francisco Q. De Melo, Introdução ao Projeto Mecânico, 2ª Edição. 2019. ISBN: 978-989-89275-0-7 .

ANEXOS

- 6.1 ANEXO A – Datasheet dos rolamentos a testar
- 6.2 ANEXO B – Datasheet célula de carga
- 6.3 ANEXO C – Datasheet acoplamentos
- 6.4 ANEXO D – Datasheet retentor rotativo SKF 26x38x7
- 6.5 ANEXO E – Datasheet o-rings
- 6.6 ANEXO F – Datasheet válvula de alívio de pressão
- 6.7 ANEXO G – Dados do óleo lubrificante 75W90
- 6.8 ANEXO H – Datasheet Motor
- 6.9 ANEXO I – Datasheet sistema de refrigeração
- 6.10 ANEXO J – Datasheet Correia Plana JFL-15E20 Nitta®
- 6.11 ANEXO L – Datasheet dos desenhos técnicos

6 ANEXOS

6.1 ANEXO A – Datasheet dos rolamentos a testar

6.1.1 ANEXO A.1 – Datasheet rolamento SKF 32008



Gerado de www.skf.com em 2020-10-29



32008 X

Item popular
SKF Explorer

Rolamentos de rolos cônicos, uma carreira

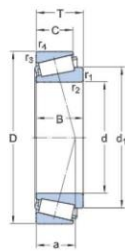
Especificações do rolamento
Tolerâncias,
Normal e CL7C, CLN, Normal e CL,
largura diferente

Interfaces do rolamento
Tolerâncias de assento para
condições padrão,
Tolerâncias e ajuste resultante

Especificações técnicas

Série de dimensões

3CD



DIMENSÕES

d	40 mm
D	68 mm
T	19 mm
d ₁	≈ 54.7 mm
B	19 mm
C	14.5 mm
r _{1,2}	min. 1 mm
r _{3,4}	min. 1 mm
a	14.797 mm

DIMENSÕES DO ENCOSTO

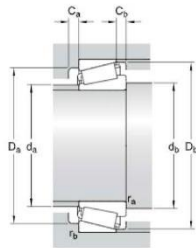
d _a	max. 46 mm
d _b	min. 47.5 mm
D _a	min. 60 mm



Página 1 de 4



Gerado de www.skf.com em 2020-10-29



D_a	max. 61.5 mm
D_b	min. 65 mm
C_a	min. 4 mm
C_b	min. 4.5 mm
r_a	max. 1 mm
r_b	max. 1 mm

DADOS DE CÁLCULO

Classificação de carga dinâmica básica	C	64.7 kN
Classificação de carga estática básica	C_0	71 kN
Límite de carga de fadiga	P_u	7.65 kN
Velocidade de referência		7500 r/min
Velocidade-limite		9500 r/min
Fator de cálculo	e	0.37
Fator de cálculo	Y	1.6
Fator de cálculo	Y_0	0.9

MASSA

Massa do rolamento	0.28 kg
--------------------	---------



Página 2 de 4



Mais informações

Detalhes do produto	Informações de engenharia	Ferramentas
Designs e variantes	Princípios da seleção de rolamentos	SimPro Quick
Especificações do rolamento	Conhecimentos gerais sobre rolamentos	Bearing Select
Cargas	Processo de seleção de rolamentos	Engineering Calculator
Limites de temperatura	Falha do rolamento e como evitá-la	LubeSelect para graxas SKF
Velocidade permitida		Ferramenta de seleção de aquecedor
Considerações de modelos		Programa do Método de injeção de óleo
Designações dos rolamentos		skf.com/mount
Sistema de designação		





Termos e condições

Ao acessar e utilizar este site/aplicativo do Grupo SKF, o que inclui a AB SKF e/ou qualquer uma de suas afiliadas ("SKF"), você concorda com os seguintes termos e condições

Exclusão da garantia e limitação de responsabilidade

Embora todo cuidado tenha sido tomado para assegurar a precisão das informações deste site/aplicativo, a SKF fornece essas informações "NO ESTADO" e SEM QUAISQUER GARANTIAS, EXPRESSAS OU IMPLÍCITAS, INCLUINDO, ENTRE OUTRAS, GARANTIAS IMPLÍCITAS DE COMERCIALIZAÇÃO E ADEQUAÇÃO PARA UM DETERMINADO PROPÓSITO. Você reconhece que o uso deste site/aplicativo é um risco unicamente seu, que você assume total responsabilidade por todos os custos associados ao uso do site/aplicativo e que a SKF não será responsabilizada por quaisquer danos diretos, incidentais, consequentes ou indiretos de qualquer espécie decorrentes de seu acesso ou uso das informações ou software disponibilizados no site/aplicativo. Quaisquer garantias e representações neste site/aplicativo em relação a produtos ou serviços da SKF adquiridos ou utilizados por você estarão sujeitas aos termos e condições acordados no contrato do referido produto ou serviço. Além disso, para sites/aplicativos que não sejam da SKF e que sejam referidos em nosso site/aplicativo ou onde haja um hiperlink, a SKF não dá garantias relativas à precisão ou confiabilidade das informações desses sites/aplicativos, não assumindo qualquer responsabilidade por materiais criados ou publicados por terceiros ali contidos. Ademais, a SKF não garante que este site/aplicativo ou outros sites/aplicativos vinculados não contenham vírus ou outros elementos nocivos.

Copyright

Os direitos autorais deste site/aplicativo e os direitos autorais das informações e software disponibilizados neste site/aplicativo pertencem à SKF ou seus licenciadores. Todos os direitos são reservados. Todo o material licenciado faz referência ao licenciador que cedeu à SKF o direito de utilizar o material. As informações e o software disponibilizados neste site/aplicativo não podem ser reproduzidos, duplicados, copiados, transferidos, distribuídos, armazenados, modificados, transferidos por download ou explorados de qualquer outra forma, para qualquer uso comercial, sem aprovação prévia por escrito da SKF. No entanto, eles podem ser reproduzidos, armazenados e transferidos por download para uso por pessoas, sem a aprovação prévia, por escrito, da SKF. Sob nenhuma circunstância, essas informações ou esse software podem ser fornecidos a terceiros.

Este site/aplicativo inclui determinadas imagens usadas sob licença da Shutterstock, Inc.

Marcas e patentes

Todas as marcas comerciais, nomes de fantasia e logotipos corporativos exibidos no site/aplicativo são propriedade da SKF ou de seus licenciadores, não podendo ser utilizados de qualquer forma sem a aprovação prévia por escrito da SKF. Todas as marcas comerciais licenciadas publicadas neste site/aplicativo fazem referência ao licenciador que cedeu à SKF o direito de utilizar a marca comercial. O acesso a este site/aplicativo não concede ao usuário qualquer licença sob quaisquer patentes pertencentes ou licenciadas à SKF.

Alterações

A SKF reserva-se o direito de fazer alterações ou acréscimos neste site/aplicativo a qualquer momento.



6.1.2 ANEXO A.2 – Datasheet rolamento FAG 7206



Angular contact ball bearings

7206-B-XL-TVP (Series 72..-B)

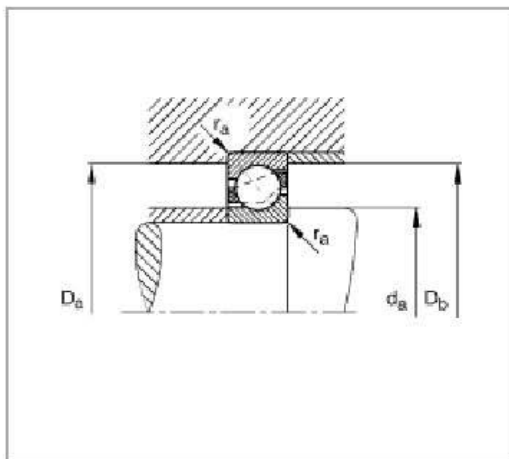
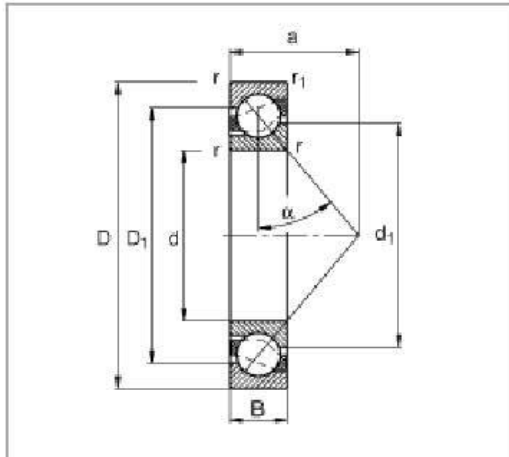
main dimensions to DIN 628-1, contact angle $\alpha = 40^\circ$

The datasheet is only an overview of dimensions and basic load ratings of the selected product. Please always observe all the guidelines in these overview pages. Further information is given on many products under the menu item "Description". You can also order comprehensive information via the Catalogue selection system (<http://www.fag.de/content.fag.de/en/m ediathek/library/library.jsp>) or by telephone on +49 (91 32) 82 - 28 97.

d	30 mm
D	62 mm
B	16 mm
a	27 mm
D ₁	49,5 mm
d ₁	43,2 mm
D _a	56,4 mm
_{max}	
d _b	36,6 mm
_{min}	
D _b	57,8 mm
_{max}	
r ₁	0,6 mm
_{min}	
r _{a1}	0,6 mm
_{max}	
r _a	1 mm
_{max}	
r _{min}	1 mm
α	40 ° Contact angle
m	0,197 kg Mass
C _r	21700 N Basic dynamic load rating, radial
C _{0r}	14100 N Basic static load rating, radial
n _G	14400 1/min Limiting speed
n _B	11200 1/min Reference speed
C _{ur}	950 N Fatigue limit load, radial

19.06.2017 14:38

1

FAG

19.06.2017 14:38

2

6.1.3 ANEXO A.3 – Datasheet rolamento SKF 6001-2RSL



6001-2RSL Rolamentos rígidos de esferas

- Item popular
- SKF Explorer

Rolamentos rígidos de esferas

Dados do rolamento

Tolerâncias,

Normal (métrico), P6, P5, Normal (polegadas),

Folga interna radial,

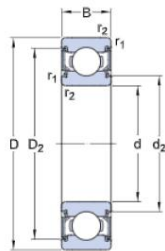
Pares de rolamentos pareados, Aço inoxidável $d < 10$ mm, Outros rolamentos

Interfaces do rolamento

Tolerâncias de assento para condições padrão,

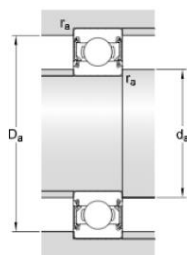
Tolerâncias e ajustes resultantes

Especificações técnicas



DIMENSÕES

d	12 mm	Diâmetro do furo
D	28 mm	Diâmetro externo
B	8 mm	Largura
d_2	≈ 14.75 mm	Diâmetro do rebaixo do anel interno (maior face lateral)
D_2	≈ 24.72 mm	Diâmetro do rebaixo do ressalto do anel externo
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Dimensão de chanfro do anel externo



DIMENSÕES DO ENCOSTO

d_c	min. 14 mm	Diâmetro do encosto do eixo
d_c	max. 15 mm	Diâmetro do encosto do eixo
D	max. 26 mm	Diâmetro do encosto do mancal
r_a	max. 0.3 mm	Raio de concordância



Gerado de www.skf.com em 2021-08-17

DADOS DE CÁLCULO

C	5.4 kN	Classificação de carga dinâmica básica
C ₀	2.36 kN	Classificação de carga estática básica
P _u	0.1 kN	Limite de carga de fadiga
	60 000 r/min	Velocidade de referência
	30 000 r/min	Velocidade-limite
k _r	0.025	Fator de cálculo
f ₀	13	Fator de cálculo

MASSA

	0.021 kg	Massa do rolamento
--	----------	--------------------

TOLERANCE CLASS

P6	Dimensional tolerances
P5	Radial run-out



Página 2 de 4



Mais informações

Detalhes do produto	Informações de engenharia	Ferramentas
Rolamentos rígidos de uma carreira de esferas	Princípios da seleção de rolamentos	Bearing Select
Rolamentos rígidos de esferas de aço inoxidável	Conhecimentos gerais sobre rolamentos	SimPro Quick
Rolamentos rígidos de uma carreira de esferas com rasgos de entrada	Processo de seleção de rolamentos	Engineering Calculator
Rolamentos rígidos de duas carreiras de esferas	Interfaces do rolamento	LubeSelect para graxas SKF
Especificações do rolamento	Tolerâncias de assento para condições padrão	Ferramenta para seleção de aquecedor
Cargas	Seleção de folga interna	Instruções para montagem e desmontagem de rolamentos
Limites de temperatura	Lubrificação	
Velocidade permitida	Vedação, montagem e desmontagem	
Sistema de designação	Falha do rolamento e como evitá-la	





Termos e condições

Ao acessar e utilizar este site/aplicativo do Grupo SKF, o que inclui a AB SKF e/ou qualquer uma de suas afiliadas ("SKF"), você concorda com os seguintes termos e condições

Exclusão da garantia e limitação de responsabilidade

Embora todo cuidado tenha sido tomado para assegurar a precisão das informações deste site/aplicativo, a SKF fornece essas informações "NO ESTADO" e SEM QUAISQUER GARANTIAS, EXPRESSAS OU IMPLÍCITAS, INCLUINDO, ENTRE OUTRAS, GARANTIAS IMPLÍCITAS DE COMERCIALIZAÇÃO E ADEQUAÇÃO PARA UM DETERMINADO PROPÓSITO. Você reconhece que o uso deste site/aplicativo é um risco unicamente seu, que você assume total responsabilidade por todos os custos associados ao uso do site/aplicativo e que a SKF não será responsabilizada por quaisquer danos diretos, incidentais, consequentes ou indiretos de qualquer espécie decorrentes de seu acesso ou uso das informações ou software disponibilizados no site/aplicativo. Quaisquer garantias e representações neste site/aplicativo em relação a produtos ou serviços da SKF adquiridos ou utilizados por você estarão sujeitas aos termos e condições acordados no contrato do referido produto ou serviço. Além disso, para sites/aplicativos que não sejam da SKF e que sejam referidos em nosso site/aplicativo ou onde haja um hiperlink, a SKF não dá garantias relativas à precisão ou confiabilidade das informações desses sites/aplicativos, não assumindo qualquer responsabilidade por materiais criados ou publicados por terceiros ali contidos. Ademais, a SKF não garante que este site/aplicativo ou outros sites/aplicativos vinculados não contenham vírus ou outros elementos nocivos.

Copyright

Os direitos autorais deste site/aplicativo e os direitos autorais das informações e software disponibilizados neste site/aplicativo pertencem à SKF ou seus licenciadores. Todos os direitos são reservados. Todo o material licenciado faz referência ao licenciador que cedeu à SKF o direito de utilizar o material. As informações e o software disponibilizados neste site/aplicativo não podem ser reproduzidos, duplicados, copiados, transferidos, distribuídos, armazenados, modificados, transferidos por download ou explorados de qualquer outra forma, para qualquer uso comercial, sem aprovação prévia por escrito da SKF. No entanto, eles podem ser reproduzidos, armazenados e transferidos por download para uso por pessoas, sem a aprovação prévia, por escrito, da SKF. Sob nenhuma circunstância, essas informações ou esse software podem ser fornecidos a terceiros.

Este site/aplicativo inclui determinadas imagens usadas sob licença da Shutterstock, Inc.

Marcas e patentes

Todas as marcas comerciais, nomes de fantasia e logotipos corporativos exibidos no site/aplicativo são propriedade da SKF ou de seus licenciadores, não podendo ser utilizados de qualquer forma sem a aprovação prévia por escrito da SKF. Todas as marcas comerciais licenciadas publicadas neste site/aplicativo fazem referência ao licenciador que cedeu à SKF o direito de utilizar a marca comercial. O acesso a este site/aplicativo não concede ao usuário qualquer licença sob quaisquer patentes pertencentes ou licenciadas à SKF.

Alterações

A SKF reserva-se o direito de fazer alterações ou acréscimos neste site/aplicativo a qualquer momento.



6.2 ANEXO B – Datasheet célula de carga

29/10/2020



tel. +49 (0) 79 72 93 10-0
 hagstrasse 10 · D-74417 gschwend
 sales@eth-messtechnik.de

Datasheet

2-Range Torque Transducer

DRDL

16 sensor versions from $\pm 0 - 0,5$ up to $\pm 0 - 5000$ Nm
 with speed and angular measurement



Features

- 2 torque ranges
 - 1/10 - 1/2 of the 1st measuring range
- integral signal amplifier
- low moment of inertia
- single supply voltage
- wide range of applications
- contactless output signals
- no maintenance
- compact
- speed measurement (option)
- angle measurement (option)

The dual-range torque sensor is perfectly suited for use as a test-bench sensor. It is custom-built to measure **two ranges synchronously without change-over (!)**: both peak torque and operating torque are very accurately measured. A 100% overload protection for the large load offers additional protection against transient overloads.

As the supply voltage and measurement output are transmitted without any physical contact, the device can operate continuously with negligible losses and without the need for maintenance.

The integrated measurement amplifier outputs an analog, electrically isolated 0 to ± 10 V signal per measurement range for a 12 V DC supply voltage.

The advantages of this sensor are its high torque bandwidth as well as in the reduction of change-over time and conversion costs.

The sensor is suited for measurements on electric motors, friction measurements in gearboxes, performance measurements, generator tests and automated inspection applications.

11

Subject to change without notice

2/2

29/10/2020

Technical Specifications DRDL

Supply voltage:	12 V DC \pm 10 %
Current consumption:	< 200 mA
Rise time 10-90 %:	2 ms
Limit frequency -3 dB:	200 Hz
Voltage output:	0 to \pm 10 V
Internal resistance:	100 Ω
Ripple:	< 100 mVss
Nonlinearity:	< 0,1 %
Hysteresis:	< 0,1 %
Deviation at zero point:	$\leq \pm$ 100 mV
Max measurement error:	0,1 % (FS / of full scale)
Operating temperature:	0 - 60 °C
Compensated temperature range:	5 - 45 °C
Temperature error	
Zero point:	0,02 % / K
Sensitivity:	0,01 % / K
Mechanical overload:	100 %
Internal protection:	IP40
Connection:	12pin- connector
Factory calibration Right-/ left load in 25% steps. Special calibration on request.	
EMV Immunity for interference (DIN EN 61326-1 / EN 61000-6) *1	
Enclosure	Severity
HF line interference	
150 kHz - 80 MHz (AM)	10 V
ESD (Electrostatic discharge)	Air 8 kV / Kontakt 4 kV
Enclosure	
Electromagnetic Field	
80 Mhz - 1000 MHz (AM)	10 V/m
150 kHz - 80 MHz (AM)	20 V/m
Leads - Connection Cable	
Burst (fast transients)	2 kV
*1 Severity / Criterion: Industrial environment; Cable lenght \leq 30 m. Application not outside buildings.	
Interference Emission (EN 55011)	
Disturbance Voltage (electromagnetic Disturbances)	Class B (150 kHz - 30 MHz)
Radiated Emission (electromagnetic Disruption axis)	Class B (30 MHz - 1000 MHz)

Speed Option (n)	
max. rev.:	10.000 min ⁻¹ *
Output:	open-collector
Internal pull up:	10 k Ω (5 V Level)
External pull up:	24 V max.
I _{max} :	20 mA
Pulses / rev.:	60
* with additional external wiring 20.000 min ⁻¹ (or speed max.)	

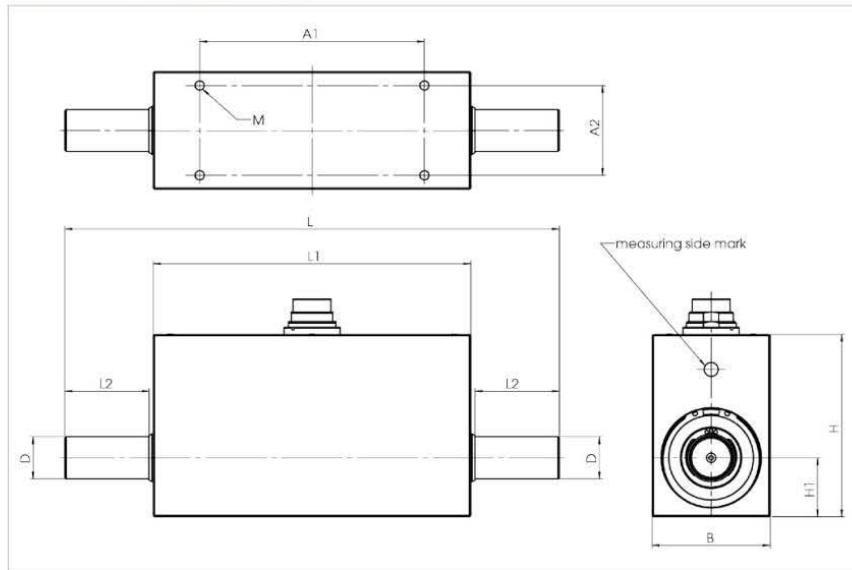
Angle Option (w)	
max. rev.:	3000 min ⁻¹ **
Output:	open-collector
Internal pull up:	10 k Ω (5 V Level)
External pull up:	24 V max.
I _{max} :	20 mA
Pulses / rev.:	360
Resolution:	1°
Phase shift	Channel A 90° at right spin of propulsion side.
** with additional external wiring 15.000 min ⁻¹ (or speed max.)	

12

 messtechnik gmbh hagstrasse 10 D-74417 gschwend germany tel. +49 (0)7972-9310-0 sales@eth-messtechnik.de www.eth-messtechnik.de

1/2

29/10/2020

Mechanical Dimensions DRDL

	DRDL-I	DRDL-II	DRDL-III	DRDL-IV	DRDL-V
1. Torque Range (± 0 - ... Nm)	0,5 1 2	5 10 20 50	50 100 200 300	500 1000 1500	2000 3000 4000 5000
2. Torque Range	selectable when ordering (1/10 to 1/2 of the 1st range) - other measuring ranges on request! -				
L (mm)	108	176	184	280	352
L1 (mm)	76	113	92	107	129
L2 (mm)	14	30	45	85	110
B (mm)	44	42	60	97	125
H (mm)	65	65	75	106	136
H1 (mm)	20	21	28	45	58
D g6 (∅ mm)	6	15	26	45	70
A1 (mm)	60	80	70	70	105
A2 (mm)	32	32	45	70	100
M	M3 x 6 deep	M4 x 8 deep	M5 x 10 deep	M6 x 15 deep	M8 x 16 deep
Weight approx. (g)	420	800	1500	5600	14.000
Speed max. (min ⁻¹)	36.000	19.000	13.500	7900	7900

General tolerances DIN 2768-m

13

E_H messtechnik gmbh hagstrasse 10 D-74417 gschwend germany tel. +49 (0)7972-9310-0 sales@eth-messtechnik.de www.eth-messtechnik.de

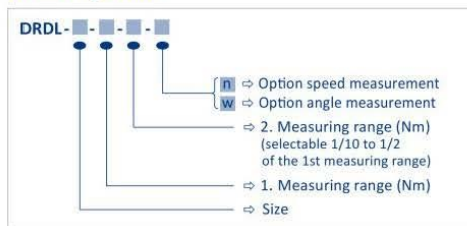
2/2

29/10/2020

Mechanical values and load limits DRDL

Size	Measuring range (± 0 - ... Nm)	spring constant C (Nm/rad)	Mass Moment J (g • cm ²)			Permitted Axial load (N) *	Permitted Radial load (N) *
			Total	Drive side	Measuring side		
I	0,5	32	16	16	0,6	120	1,8
	1	59	18	17	1,7	280	3,4
	2	130	18	17	1,7	349	6,9
II	5	508	126	95	32	880	10
	10	1183	127	95	32	1300	20
	20	2318	128	96	32	1300	40
	50	4322	130	97	33	1300	103
III	50	9488	905	565	340	1820	77
	100	20.354	912	569	343	1820	153
	200	37.724	927	576	351	1820	309
	300	49.069	946	586	360	1820	461
IV	500	161.773	10.677	5994	4683	4560	414
	1000	280.730	10.813	6062	4751	4560	829
	1500	350.925	10.975	6143	4832	4560	1199
V	2000	881 x 10 ³	71.566	38.833	32.733	5650	6550
	3000	1176 x 10 ³	71.970	39.035	32.935	5650	9765
	4000	1385 x 10 ³	72.430	39.265	33.165	5650	11.300
	5000	1535 x 10 ³	72.931	39.516	33.415	5650	11.300

*The values for axial and radial load refer to the non-fixed housing.

Ordering Code**Available Accessories**

Analyzer ValueMaster_{base}
Cables
Couplings

14

 messtechnik gmbh hagstrasse 10 D-74417 gschwend germany tel. +49 (0)7972-9310-0 sales@eth-messtechnik.de www.eth-messtechnik.de

1/2

6.3 ANEXO C – Datasheet acoplamentos

6.3.1 ANEXO C.1 – Datasheet acoplamento SK5



Coupling Type SK5



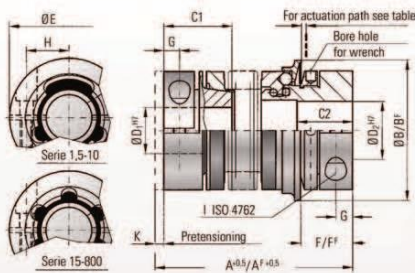
single-position
multi-position
load holding
full disengagement



MODEL SK5

BACKLASH FREE TORQUE LIMITER

press-fit version, with clamping hub



- Material:** Bellows made of highly elastic stainless steel
Safety section: High strength hardened steel
- Clamping hubs:** up to series 80 aluminium from series 150 steel
- Design:** With a single radial clamping screw per hub
- Temperature range:** -30° C to +120° C
- Backlash:** Absolutely backlash free as a result of the frictional clamp connection and the patented principle
- Service life:** These couplings are maintenance free and have extreme service life as long as the performance limits are not exceeded.
- Fit tolerance:** Tolerance between hub and shaft 0.01-0.05 mm

Model SK 5	Series											
	1.5	2	4.5	10	15	30	60	80	150	300	500	800
Adjustment range possible from - to (approx. values) (Nm)	T_{min} 0.1-0.6 0.4-1 0.8-1.5	0.2-1.5 or 0.5-2	1-3 or 3-6	2-8 or 4-12	5-20	10-25 or 20-40	10-30 or 25-60	20-70 or 30-90	40-160	100-200 150-240 200-320	200-350 300-500	400-650 500-800 650-850
Adjustment range possible from - to (approx. values) (full disengagement) (Nm)	T_{max} 0.3-0.8 or 0.6-1.3	0.5-2	2.5-4.5	2.5 or 5-10	7-15	8-20 or 16-30	20-60 or 30-60 40-80	60-150	120-200 or 160-300	200-400 or 250-500	300-500	400-650 or 450-800
Overall length +0.5 inserted (mm)	A	44 48 54	60 68 70	79 76 83	89 97	105 115	115 127	116 128	143 157	166 180	196	196
Overall length +0.5 inserted (full disengagement) (mm)	A'	44 48 54	60 68 70	79 76 83	89 97	105 115	117 129	118 130	146 160	170 184	207	207
Actuation ring Ø (mm)	B	23	29	35	45	55	65	73	92	92	120	135
Actuation ring Ø (full disengagement) (mm)	B'	24	32	42	51.5	62	70	83	98	98	132	155
Fit length C ₁ /C ₂ (mm)	C ₁ /C ₂	14 11	16/13	19/16	21/16	28/22	33/27	39/21	43/35	43/35	52/42	61/52 74/48
Inner diameter from Ø to Ø H7 (mm)	D ₁	3-8	4-12	5-16	5-20	8-22	10-25	12-32	14-38	14-38	30-56	35-60 40-75
Outer diameter from Ø to Ø H7 (mm)	D ₂	3-8	4-12	5-14	5-20	8-26	10-30	12-32	14-42	14-42	30-60	35-60 40-75
Outer diameter of coupling (mm)	E	19	25	32	40	49	55	66	81	81	110	123 134
Distance (mm)	F	12	13	15	17	19	24	30	31	31	35	45 50
Distance (full disengagement) (mm)	F'	11.5	12	14	16	19	22	29	31	30	36	43 54
Distance (mm)	G	3.5	4	5	5	6.5	7.5	9.5	11	11	13	17 18
Distance between centers (mm)	H	6	8	10	15	17	19	23	27	27	39	41 2x48
ISO 4762 screws	I	M2.5	M3	M4	M4	M5	M6	M8	M10	M10	M12	M16 2xM16
Tightening torque (Nm)	J	0.85	2	4	4.5	8	15	40	50	70	130	200 250
Pretensioning, approx. (N)	K	0.1 to 0.5	0.2 to 0.7	0.2 to 0.7	0.2 to 1.0	0.2 to 1.0	0.5 to 1.0	0.5 to 1.0	0.5 to 1.0	0.5 to 1.0	0.5 to 1.5	0.5 to 2.0 0.5 to 2.0
Axial recovery of coupling max. (N)	L	4	8	8	15	10	25	30	20	12	50	30 70 45 48 32 62 52 157 106 140 86 200
Approx. weight (kg)	M	0.038	0.07	0.2	0.3	0.4	0.6	1.4	2	2.4	5.9	9.6 15
Moment of inertia (10 ⁻⁴ kgm ²)	N	0.01	0.01	0.02	0.02	0.06	0.07	0.10	0.15	0.27	0.32	0.75 0.80 1.80 1.90 2.50 2.80 6.50 7.00 13.0 17.0 50
Torsional stiffness (10 ³ Nm/rad)	O	0.7	1.2	1.3	7	5	8	7	12	10	18	16 40 31 88 45 90 60 220 190 260 290 390
Lateral misalignment max. (mm)	P	0.15	0.15	0.20	0.20	0.25	0.20	0.30	0.15	0.20	0.25	0.20 0.25 0.20 0.25 0.25 0.30 0.30 0.35 0.35
Angular misalignment max. (degrees)	Q	1	1	1.5	2	1.5	2	1	1.5	1	1.5	1 1.5 1.5 2 2 2.5 2.5
Lateral spring stiffness (N/mm)	R	70	40	30	290	45	280	145	475	137	900	270 1200 420 920 290 1560 435 3750 1050 2500 840 2000
Actuation path (mm)	S	0.7	0.8	0.8	1.2	1.5	1.5	1.7	1.9	1.9	2.2	2.2 2.2

A', B', F' = Full disengagement version

ETH messtechnik gmbh Hagstrasse 10 D-74417 Gschwend Tel.: +49(0)7972-9310-0 Fax: -50 www.eth-messtechnik.de info@eth-messtechnik.de
 Technical changes reserved

optional stainless steel

single-position
multi-position
load holding
full disengagement

gross-fit version, with clamping hub

wedged in direction of turn

axial pretensioning

A / A

Design details

Six self-centering, tapered drive projections (2) have been formed into the conical element, which has been molded onto an aluminium hub (1).

The six axially arranged projections are configured conically in a longitudinal direction (3). The mating-piece consists of a metal bellows with a female tapered mounting segment (4).

Absolutely backlash-free torque transmission is ensured due to the axial pretensioning (5) of the metal bellows during mounting. This slight pretensioning has no negative influence on the operation of the metal bellows or on the shaft bearing.

Possible applications for backlash-free, press-fit torque limiter SK 5

- 1 Applications with limited accessibility. The dismounting of a single-piece coupling is too labor intensive.
- 2 The **press fit design** allows the complete drive unit to be removed by simply pulling it out when servicing is required.

Dismounting the coupling is possible **without loosening** the hub fastening screws. Therefore, clamping screw access holes are not required.

Ordering specifications

SK2 / 60 / 102 / D / 16 / 19 / 25/10-30/XX

Required information for models SK 2, SK 3 and SK 5	<table border="0" style="width: 100%;"> <tr><td style="border-bottom: 1px solid black; width: 20%;">Model</td><td style="border-bottom: 1px solid black;">SK2</td></tr> <tr><td style="border-bottom: 1px solid black;">Series</td><td style="border-bottom: 1px solid black;">60</td></tr> <tr><td style="border-bottom: 1px solid black;">Overall length (mm)</td><td style="border-bottom: 1px solid black;">102</td></tr> <tr><td style="border-bottom: 1px solid black;">Version</td><td style="border-bottom: 1px solid black;">D</td></tr> <tr><td style="border-bottom: 1px solid black;">Bore Ø D1 H7</td><td style="border-bottom: 1px solid black;">16</td></tr> <tr><td style="border-bottom: 1px solid black;">Bore Ø D2 H7</td><td style="border-bottom: 1px solid black;">19</td></tr> <tr><td style="border-bottom: 1px solid black;">Disengagement torque (Nm)</td><td style="border-bottom: 1px solid black;">25/10-30</td></tr> <tr><td style="border-bottom: 1px solid black;">Adjustment range (Nm)</td><td style="border-bottom: 1px solid black;">XX</td></tr> <tr><td style="border-bottom: 1px solid black;">e.g. stainless steel</td><td style="border-bottom: 1px solid black;"></td></tr> </table>	Model	SK2	Series	60	Overall length (mm)	102	Version	D	Bore Ø D1 H7	16	Bore Ø D2 H7	19	Disengagement torque (Nm)	25/10-30	Adjustment range (Nm)	XX	e.g. stainless steel		<p>Possible versions:</p> <p>W = single position D = multi position G = Load holding F = Full disengagement</p>
Model	SK2																			
Series	60																			
Overall length (mm)	102																			
Version	D																			
Bore Ø D1 H7	16																			
Bore Ø D2 H7	19																			
Disengagement torque (Nm)	25/10-30																			
Adjustment range (Nm)	XX																			
e.g. stainless steel																				

6.3.2 ANEXO C.2 – Datasheet acoplamento BK2

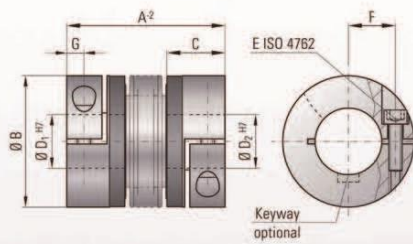


Coupling Type BK2

optional
stainless steel

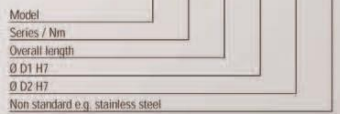
MODEL BK2

TECHNICAL SPECIFICATIONS



Ordering example

BK2 / 80 / 94 / 20 / 22 / XX



Properties:

- easy to mount
- suited for space restricted installations
- low moment of inertia

Material:

Bellows made of highly flexible high-grade stainless steel, hub material: see table below

Design:

With a single radial clamping screw per hub ISO 4762. Any imbalance of the clamping hubs is compensated with balancing bores located on the inside of the hub.

Temperature range:

-30 to +120° C (3.6 F - 270 F)

Speeds:

Up to 10.000 rpm, in excess of 10.000 with a finely balanced version.

Service life:

These couplings are maintenance-free if the technical limits are not exceeded.

Backlash:

Absolutely backlash-free due to frictional clamped connection.

Brief overloads:

Acceptable up to 1.5 times the value specified.

Tolerance:

On the hub/shaft connection 0.01 to 0.05 mm

Non-standard application:

Custom designs with varied tolerances, keyways, non-standard material and bellows are available upon request.

Model BK 2	Series									
	15	30	60	80	150	200	300	500	800	1500
Rated torque (Nm)	15	30	60	80	150	200	300	500	800	1500
Overall length (mm)	A 59 66 69 77	83 93	94 106	95 107	105 117	111 125	133 146	140 166		
Outer diameter (mm)	B 49	55 66	81	81	90	110	124	134 157		
Fit length (mm)	C 22	27 31	36	36	41	43	51	45 55		
Inner diameter possible from Ø to Ø H7 (mm)	D ₁ 6-28	10-30	12-32	14-42	19-42	22-45	24-60	35-60	40-75	50-80
ISO 4762 fastening screw	E M5	M6	M8	M10	M10	M12	M12	M16	2xM16*	2xM20*
Tightening torque of the fastening screw (Nm)	8	15	40	50	70	120	130	200	250	470
Distance between centers (mm)	F 17	19	23	27	27	31	39	41	2x48	2x55
(mm)	G 6.5	7.5	9.5	11	11	12.5	13	16.5	18	22.5
Moment of inertia (10 ⁻⁴ kgm ²)	J _{total} 0.07	0.08 0.14 0.15	0.23 0.26	0.65 0.67	2.5 3.2	4.5 5.4	8.5 10.5	17.3 19.6	24.3	49.2
Hub material (standard) (steel on request)	Al	Al	Al	Al	steel	steel	steel	steel	steel	steel
Approx. weight (kg)	0.15	0.3	0.4	0.8	1.7	2.5	4	7.5	7	12
Torsional stiffness (10 ⁴ Nm/rad)	C _T 20	15 38 28	76 55	129 85	175 110	191 140	450 350	510 500	780	1304
axial (mm)	1	2 1 2	1.5 2	2 3	2 3	2 3	2.5 3.5	2.5 3.5	3.5	3.5
lateral (mm)	Max values 0.15	0.2 0.2 0.25	0.2 0.25	0.2 0.25	0.2 0.25	0.25 0.3	0.25 0.3	0.3 0.35	0.35	0.35
axial spring stiffness (N/mm)	C _A 25	15 50 30	72 48	48 32	82 52	90 60	105 71	70 48	100	320
lateral spring stiffness (N/mm)	C _L 475	137 900 270	1200 420	920 290	1550 435	2040 610	3750 1050	2500 840	2000	3600

(1 Nm = 0.05 in lbs) max. singular misalignment see BK 1 * two screws each hub, 180° apart

ETH messtechnik gmbh Hagstrasse 10 D-7447 Gschwend Tel.: +49(0)7972-9310-0 Fax: -50 www.eth-messtechnik.de info@eth-messtechnik.de
Technical changes reserved

6.4 ANEXO D – Datasheet retentor rotativo SKF 26x38x7



26X38X7 HMSA10 RG Radial shaft seals for general industrial applications

Radial shaft seals for general industrial applications

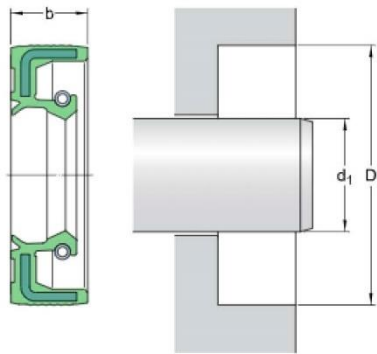
Radial shaft seals sit between rotating and stationary components, or two components in relative motion. They have two main parts. One is a cylindrical outer covering with an interference fit that seals statically against the housing bore. The second, a sealing lip, seals dynamically and statically against the shaft. Its sealing edge presses against the counterface surface of the shaft with a defined radial load.

Technical specification

	Rubber metal reinforced
	Nitrile rubber (NBR)
	HMSA10
	ISO 6194, DIN 3760

DIMENSIONS

d_1	26 mm	Shaft diameter
D	38 mm	Housing bore diameter
b	7 mm	Seal width



APPLICATION AND OPERATING CONDITIONS

min. -40 °C	Operating temperature
max. 100 °C	Operating temperature
max. 120 °C	Permissible operating temperature, short periods
max. 3 840 r/min	Shaft speed
max. 5.19 m/s	Shaft surface speed
0.03 N/mm	Pressure differential

ASSOCIATED PRODUCTS

99103	SKF Speedi-Sleeve
-------	-------------------

PRODUCT FAMILIES

[Seals for general industrial applications](#)



Terms and conditions

By accessing and using this website / app owned and published by AB SKF (publ.) (556007-3495 - Gothenburg) ("SKF"), you agree to the following terms and conditions:

Warranty Disclaimer and Limitation of Liability

Although every care has been taken to assure the accuracy of the information on this website / app, SKF provides this information "AS IS" and DISCLAIMS ALL WARRANTIES, EXPRESS OR IMPLIED, INCLUDING, BUT NOT LIMITED TO, IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY AND FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE. You acknowledge that your use of this website / app is at your sole risk, that you assume full responsibility for all costs associated with use of this website / app, and that SKF shall not be liable for any direct, incidental, consequential, or indirect damages of any kind arising out of your access to, or use of the information or software made available on this website / app. Any warranties and representations in this website / app for SKF products or services that you purchase or use will be subject to the agreed upon terms and conditions in the contract for such product or service. Further, for non-SKF websites / apps that are referenced in our website / app or where a hyperlink appears, SKF makes no warranties concerning the accuracy or reliability of the information in these websites / apps and assumes no responsibility for material created or published by third parties contained therein. In addition, SKF does not warrant that this website / app or these other linked websites / apps are free from viruses or other harmful elements.

Copyright

Copyright in this website / app copyright of the information and software made available on this website / app rest with SKF or its licensors. All rights are reserved. All licensed material will reference the licensor that has granted SKF the right to use the material. The information and software made available on this website / app may not be reproduced, duplicated, copied, transferred, distributed, stored, modified, downloaded or otherwise exploited for any commercial use without the prior written approval of SKF. However, it may be reproduced, stored and downloaded for use by individuals without prior written approval of SKF. Under no circumstances may this information or software be supplied to third parties.

This website /app includes certain images used under license from Shutterstock, Inc.

Trademarks and Patents

All trademarks, brand names, and corporate logos displayed on the website / app are the property of SKF or its licensors, and may not be used in any way without prior written approval by SKF. All licensed trademarks published on this website / app reference the licensor that has granted SKF the right to use the trademark. Access to this website / app does not grant to the user any license under any patents owned by or licensed to SKF.

Changes

SKF reserves the right to make changes or additions to this website / app at any time.



6.5 ANEXO E – Datasheet o-rings



O-ring-Stocks.eu
Techniparts B.V. - Rondweg 26
8091XB, Wezep

E-MAIL info@eur-o-rings.com
TEL +31384601232
KVK 08174024

€ 0,46 excl.

O-ring 96x1.5 - EPDM - 70 Shore A - Black - Sulfur - ORS14546

<https://www.o-ring-stocks.eu/o-ring-96x1.5-epdm-70-shore-a-black-sulfur-ors14546>

Specifications

ProductNumber	14546
SKU	59913
Brand	Eurolast
Category	EPDM O-Rings - 70 Shore A
Material	EPDM
Color	Zwart
Chemical Name	Ethylene propylene diene monomer
Color	Zwart
Material	EPDM
Product name	O-ring 96x1.5 EPDM
Size t	ninety six zero by one comma fifty
Trade names	Dow Chemical - ExxonMobil - and Lion Elastomers

Alternative Size

CS (Cross Section)	1.5 mm
DIN 3771 Size Chart	96x1.5
ID (inner diameter)	96 mm
SMS 1586 Size chart	96 X 1.5

Core Spec's

Hardness	70 Shore A
Temperature Max	150 °C
Temperature Min	-40 °C

6.6 ANEXO F – Datasheet válvula de alívio de pressão

GN 882



Breather Filters

Brass

SPECIFICATION

Valve body

Brass **MS**

Breather cap

Stainless steel AISI 304 **M**

Air filter

- Stainless steel wire mesh AISI 304

- Filter category G2-G3

- Mean separation rate (Am approx. 65 - 85 %, based on a particle size > 10 µm)

Seal DIN 7603 A

Soft iron 1.0338

Temperature resistant from -30 °C to +200 °C

INFORMATION

Breather filters GN 882 are used when the air exchange is to be allowed between the inside of the container and the ambient air. The filter function is marked by a blue color ring.

The stainless steel wire mesh prevents air-borne particles of a certain size from being carried from the outside to the inside of the container. It also ensures that e.g. oil particles do not escape to the outside.

The above diagram shows the air passage as a factor of the differential pressure.

The recommended installation position is vertical to the top.

Assembly instruction:

For mounting on walls of less than 4 mm thickness please use mounting nuts GN 7430 (see page).

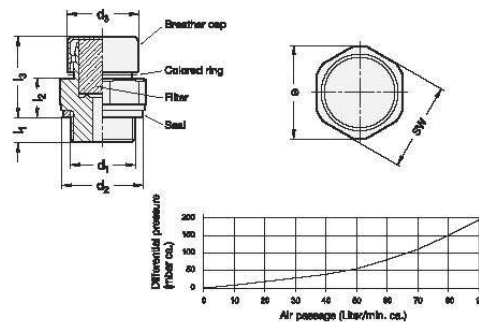
ACCESSORY

- Mounting Nuts GN 7430 (see page).

ON REQUEST

- Other materials

- With dipstick



GN 882

Description	d1	d2	d3	e	l1	l2	l3	A/F	ΔP
GN 882-M12x1.5-MS-M	M 12 x 1.5	18	20	23.5	8.5	11.5	24.5	22	40
GN 882-M14x1.5-MS-M	M 14 x 1.5	20	20	23.5	8.5	11.5	24.5	22	44
GN 882-M16x1.5-MS-M	M 16 x 1.5	22	20	23.5	8.5	11.5	24.5	22	49
GN 882-M18x1.5-MS-M	M 18 x 1.5	24	20	23.5	8.5	11.5	24.5	22	53
GN 882-M20x1.5-MS-M	M 20 x 1.5	26	20	29	8.5	11.5	24.5	27	75
GN 882-M22x1.5-MS-M	M 22 x 1.5	27	20	29	8.5	11.5	24.5	27	79
GN 882-M24x1.5-MS-M	M 24 x 1.5	29	20	32.5	8	12	25	30	97
GN 882-M26x1.5-MS-M	M 26 x 1.5	32	20	34	8	12	25	32	113
GN 882-M30x1.5-MS-M	M 30 x 1.5	36	20	39	8	12	25	36	148
GN 882-G1/4-MS-M	G 1/4	20	20	23.5	7.5	10.5	24.5	22	42
GN 882-G3/8-MS-M	G 3/8	22	20	23.5	8.5	11.5	24.5	22	49
GN 882-G1/2-MS-M	G 1/2	26	20	29	8	12	25	27	75
GN 882-G3/4-MS-M	G 3/4	32	20	34	8	12	25	32	113
GN 882-G1-MS-M	G 1	39	20	44	8	12	25	41	186

6.7 ANEXO G – Dados do óleo lubrificante 75W90

Temp. °C	eta mPa.s	ny mm ² /s	rho g/cm ³	Temp. °C	eta mPa.s	diff	rho g/cm ³	diff	ny mm ² /s	diff
5	728,72	831,6	0,8763	5	728,3736334	0,048	8,762365E-01	0,007	831,2523	0,042
10	511,45	585,74	0,8732	10	510,589451	0,168	8,731922E-01	0,001	584,7389	0,171
15	368,11	423,07	0,8701	15	367,2082464	0,245	8,701406E-01	0,005	422,0103	0,250
20	270,7	312,21	0,867	20	270,2184309	0,178	8,670817E-01	0,009	311,6413	0,182
25	202,99	234,95	0,864	25	202,9899804	0,000	8,640155E-01	0,002	234,9379	0,005
30	155	180,04	0,8609	30	155,352131	0,227	8,609420E-01	0,005	180,4444	0,225
35	120,37	140,32	0,8579	35	120,9146299	0,452	8,578613E-01	0,005	140,9489	0,448
40	94,96	111,09	0,8548	40	95,56280409	0,635	8,547732E-01	0,003	111,799	0,638
45	76,008	89,243	0,8517	45	76,58720039	0,762	8,516779E-01	0,003	89,92508	0,764
50	61,662	72,663	0,8486	50	62,16668615	0,818	8,485753E-01	0,003	73,26007	0,822
55	50,656	59,913	0,8455	55	51,05390085	0,785	8,454653E-01	0,004	60,38556	0,789
60	42,089	49,966	0,8424	60	42,37950528	0,690	8,423481E-01	0,006	50,31115	0,691
65	35,363	42,139	0,8392	65	35,5278147	0,466	8,392236E-01	0,003	42,33415	0,463
70	29,997	35,878	0,8361	70	30,0562573	0,198	8,360918E-01	0,001	35,94851	0,197
75	25,669	30,817	0,8329	75	25,64227962	0,104	8,329527E-01	0,006	30,7848	0,105
80	22,208	26,764	0,8298	80	22,04776284	0,722	8,298063E-01	0,001	26,56977	0,726
85	19,211	23,241	0,8266	85	19,09480478	0,605	8,266527E-01	0,006	23,09895	0,611
90	16,828	20,436	0,8235	90	16,64899876	1,064	8,234917E-01	0,001	20,21757	1,069
95	14,828	18,075	0,8203	95	14,60773239	1,485	8,203235E-01	0,003	17,80728	1,481
100	13,036	15,952	0,8172	100	12,8918953	1,105	8,171479E-01	0,006	15,7767	1,099
						0,538		0,004		0,539

6.8 ANEXO H – Datasheet Motor

24/11/2020

Reiman



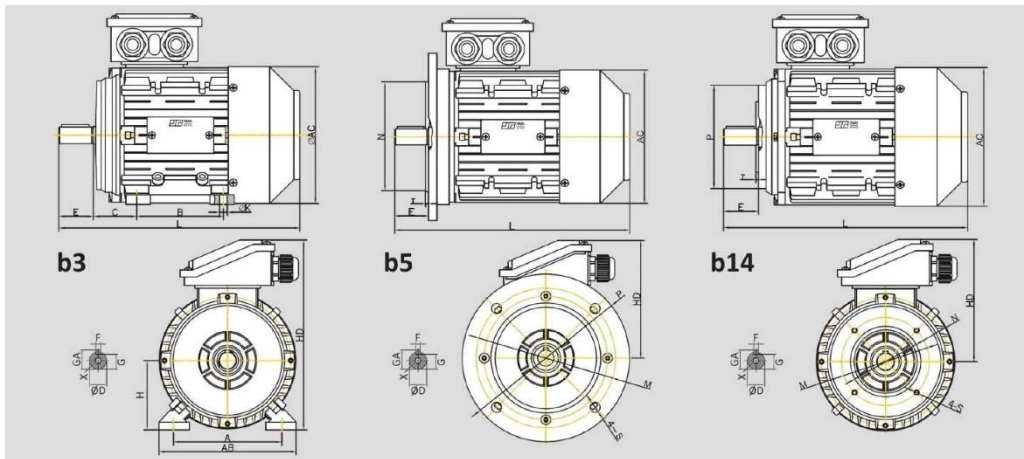
Ficha de Características

Transmissão de Potência e Accionamentos

Produtos / Transmissão de Potência e Accionamentos / 7,5KW 2P B3 RMN132S2-2 IE3 IP55 400/690V-50HZ - Motor Trif.

Ref. **RMN7.523IE3**

Designação **7,5KW 2P B3 RMN132S2-2 IE3 IP55 400/690V-50HZ - Motor Trif.**



Características Técnicas

Potência kW	7.50
Nº Polos - RPM	2 - 3000
Tipo de Fixação	B3
Tensão Alimentação (V)	400/690
Eficiência	IE3
Tamanho do Motor (IEC)	132 S
Material	Alumínio
Ventilação Forçada	Não
Dim. HD	332
Dim. L	467

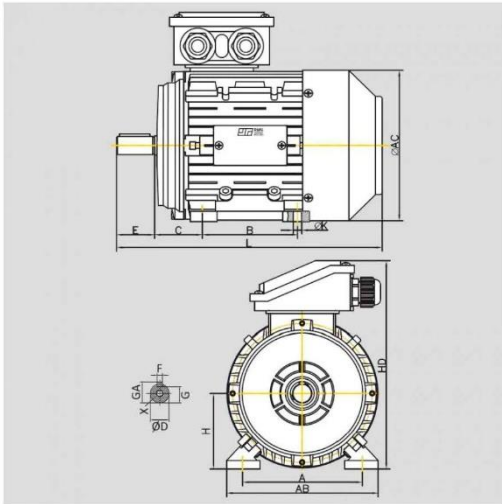
A informação disponibilizada pode conter erros ou imprecisões pelos quais a REIMAN não pode ser responsabilizada. Em caso de dúvida, p.f. contacte o N.º serviço de Apoio ao Cliente.

www.reiman.pt/print.php?id=535&cat=424&p_ref=RMN7.523IE3

1/2

24/11/2020

Reiman



REIMAN, LDA.

T: +351 22 961 0 90/7

M: +351 91 928 65 59



www.reiman.pt

comercial@reiman.pt

6.9 ANEXO I – Datasheet sistema de refrigeração

F32-ME Refrigerated/Heating Circulator

The advanced all-rounder with a Pt100 external sensor connection

JULABO Refrigerated and Heating Circulators are suitable for temperature application to external systems with simultaneous operation in the bath tank. Models in different performance classes are available. The units provide high heating/cooling capacities to ensure rapid heat-up and cool-down times. With 'Active Cooling Control' to +200 °C (not on ED models). 'FP' models offer proportional cooling control to ensure energy-saving performance and to reduce heat generation to the environment. Convenient cleaning of dust by removable venting grid. Some models have a handle or castors to allow easy transport. All models provide a drain port on the front for conveniently draining the bath fluid. Typical applications: Temperature applications to external, closed systems, such as for example photometers, refractometers, viscometers, etc. For simultaneous application to small objects in the circulator bath.

Your advantages

- VFD COMFORT DISPLAY
- Keypad for setpoints, warning/safety values and menu functions
- PID3 cascade temperature control
- ATC3 3-Point-Calibration
- Pt100 External sensor connection for measurement and control
- SMART PUMP, electronically adjustable pump stages
- Early warning system for low liquid level (DBGM 203 06 059.8)
- Adjustable high temperature cut-out, visible via display
- RS232 interface for online communication
- Integrated programmer for 10 program steps
- Active Cooling Control



Made
in Germany

Technical Data

Order No.	9162632
Model series	TopTech
Category	Refrigerated - Heating Circulators
Working temperature range (°C)	-35 ... +200
Temperature control	PID, cascade
Temperature stability (°C)	±0.01
Setting / display resolution	0.01 Å°C
Integrated programmer	1x10 steps
Temperature Display	VFD
Heating capacity (kW)	1
Cooling capacity (Medium Ethanol)	°C 20 0 -20 kW 0.45 0.39 0.15
Pump capacity flow rate (l/min)	11-16
Pump capacity flow pressure (psi)	3.3-6.5
Bath opening / bath depth (W x L / D inch)	7.1 x 4.7 / 5.9

Pump connections	M10x1
Barbed fittings diameter (inner dia. / mm)	8 / 10
Filling volume liters	8
Refrigerant	R134a
External Pt100 sensor connection	integrated
Digital interface	RS232 Optional: Profibus
Ambient temperature	5...40 Å°C
Dimensions W x L x H (inch)	12.2 x 16.5 x 25.2
Weight (LBS)	81
Classification according to DIN12876-1	Classification III (FL)
Included with each unit	2 barbed fittings suitable for tubing 8 and 10 mm inner dia. (pump connections M10x1 female)
Cooling of compressor	Air
Power requirement V / Hz / A	115/60/14
Available voltage versions	230 V / 50-60 Hz 115 V / 60 Hz 100 V / 50-60 Hz

Characteristics

Display



A perfect view

Ample, easy to read VFD Comfort display for simultaneous display of 3 values, warning functions, high temperature cut-off, pump stages (resolution 0.01 Å°C)



Pump stage and liquid level

Backlit indicator for selected pump stages and filling volume on Presto® PLUS, Magnum 91 & Forte HT

Operation



Comfortable and detailed

Comfortable keypad with additional menu functions for pump stages, calibration, control parameters, programmer, warnings, etc.

Temperature Control



For higher demands

PID Temperature control with drift compensation and adjustable parameters, improved temperature stability for external applications, temperature stability ± 0.01 Å°C internal, $< \pm 0.1$ Å°C external



Highest measuring accuracy

'Absolute Temperature Calibration' for manual compensation of a temperature difference, 3-point calibration

Refrigeration Technology



Consistent cooling capacity

Easily removable venting grid for quick and easy cleaning



100 % Cooling capacity

'Active Cooling Control' for cooling available throughout the entire working temperature range, fast cool-down even at higher temperatures

Technical Features



Clever pump system

Reliable and consistent pump capacity, electronically adjustable pump stages



Control from the external application

External Pt100 sensor connection for precise measurement and control directly in the external application



Serial connection

RS232 interface for PC connection, e.g. for data communication and recording of measured values



Easy program control


Integrated programmer for the execution of time and temperature dependant profiles, 1 temperature profile with 10 steps max., with real time clock

Warning & Safety Functions




Early warning system for low liquid level

Maximum safety for applications, optical and audible alarm, allows user to refill bath fluid before the unit shuts down

 **Early warning system for high/low temperature limits**

Maximum safety for applications, optical and audible alarm, convertible to automated cut-off function

 **Enhanced protective functions**

Maximum safety, adjustable high temperature cut-off or dry-running protection, additional display of setpoints permits easy and precise adjustments


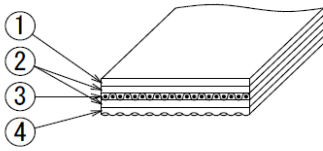
 **For flammable bath fluids**

Classification III (FL) according to DIN 12876-1

Refer to www.julabo.com for more information regarding the entire JULABO product portfolio. Technical changes without prior notification. Images may deviate from the original.

6.10 ANEXO J – Datasheet Correia Plana JFL-15E20 Nitta®

Ver.2016-4

Technical Data Sheet		PolySprint™		
PS-042		Belt type	TFL-15E20	
Applications		• Tangential machine for textile		
Item	Description	Remarks		
Specification	Construction			①NBR (Taffeta surface,Dark Blue) ②TPU ③PES fabric ④NBR (Textured surface,Black)
Dimensions	Antistatic	Yes		
	Width	10 to 500 [mm]		
	Length	1000 to 200,000 [mm]		
	Thickness	2.0 [mm]		
	Joint	Finger Joint (standard dimension: 10W * 120L)		
Properties	Tensile strength	150 [N/mm]		Test speed: 50mm/min
	Elongation at break	10 [%]		Ambient condition: 23°C,50%R.H.
	Standard elongation	1 [%]		
	Tension at 1 [%]	15 [N/mm] (after 200hours running-in)		Ambient condition: 23°C,50%R.H.
	Minimum pulley dia.	φ40 [mm]		
	Operating temp.	0 to +60 [°C]		
	Coefficient of friction	0.5 to 0.6(Steel) Blue side		
	0.5 to 0.6(Steel) Black side			Ambient condition: 23°C,50%R.H.
	Mass	2.3 [kg/m ²]		
Features				

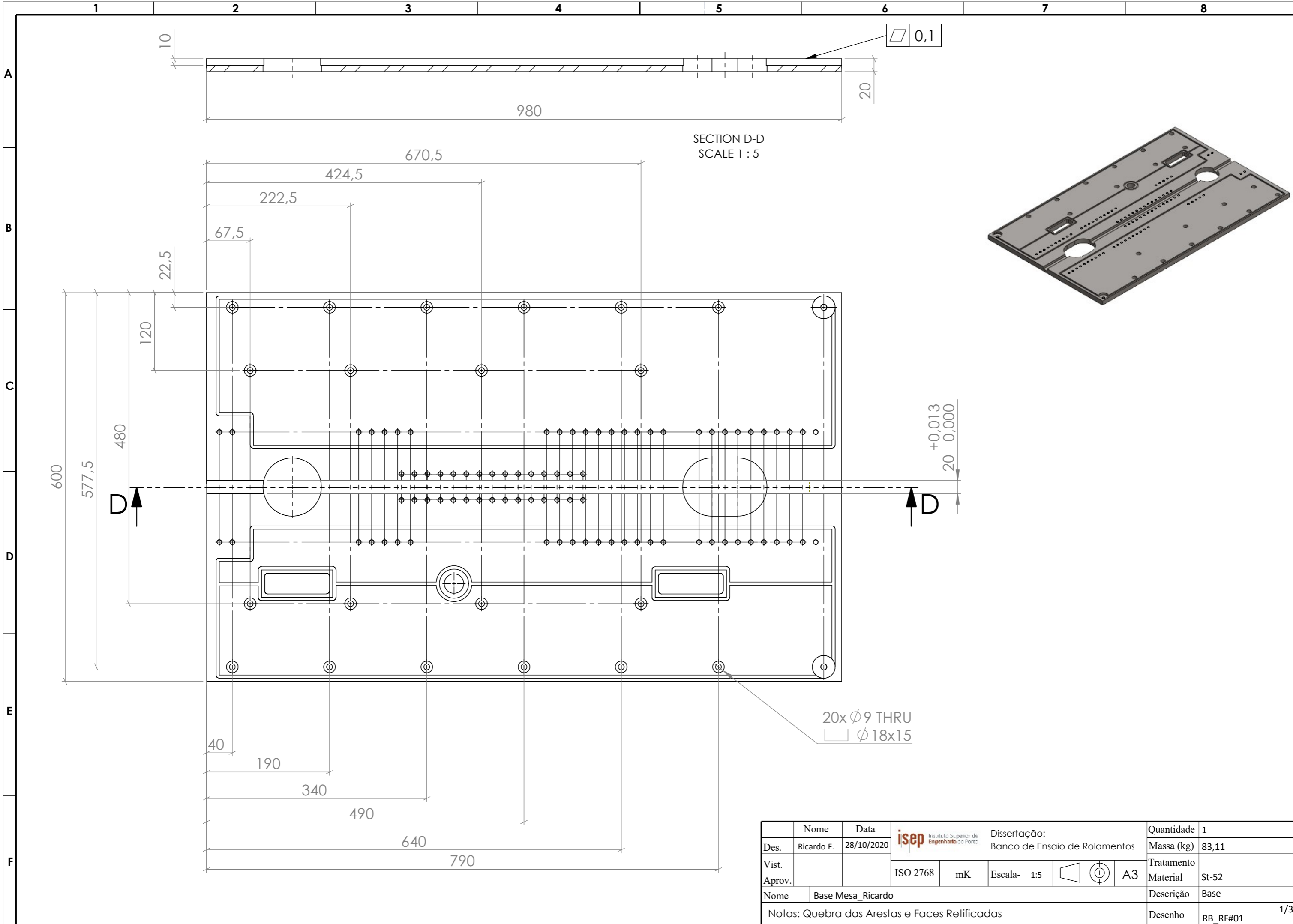
NITTA CORPORATION

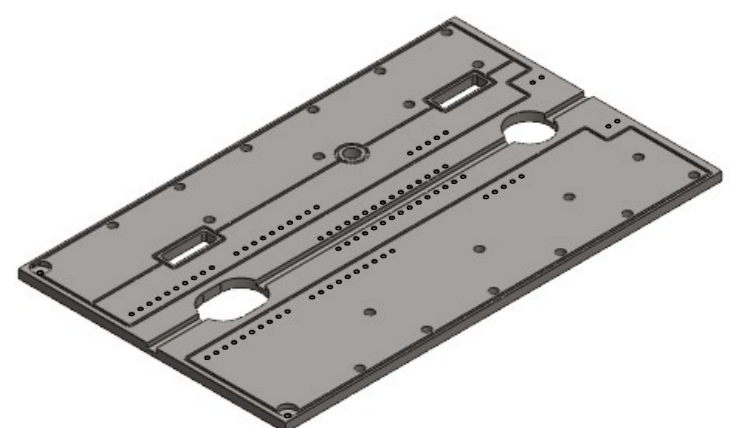
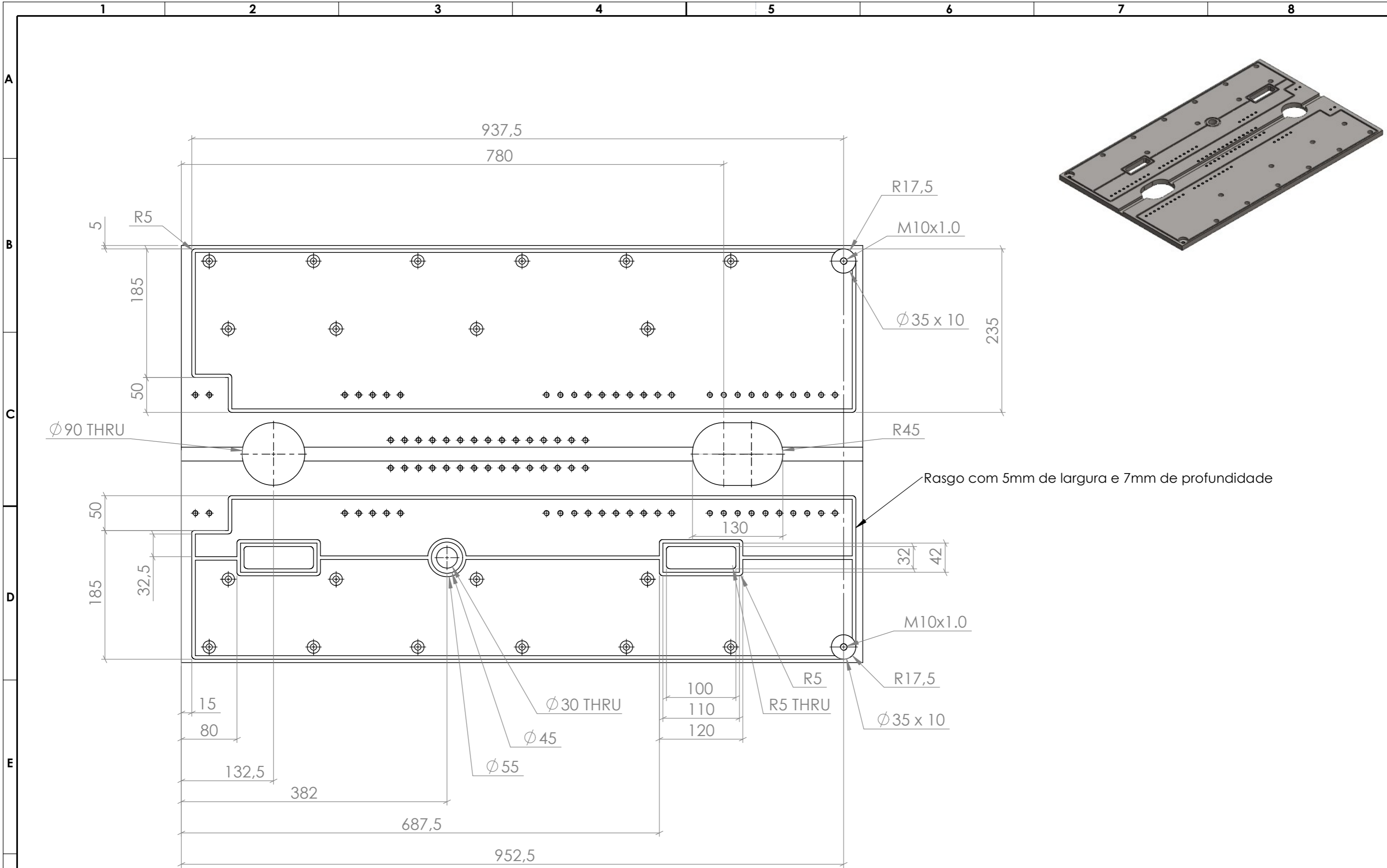
Industrial Products Div.

The contents of this TDS may be changed without notice.

6.11 ANEXO L – Datasheet dos desenhos técnicos

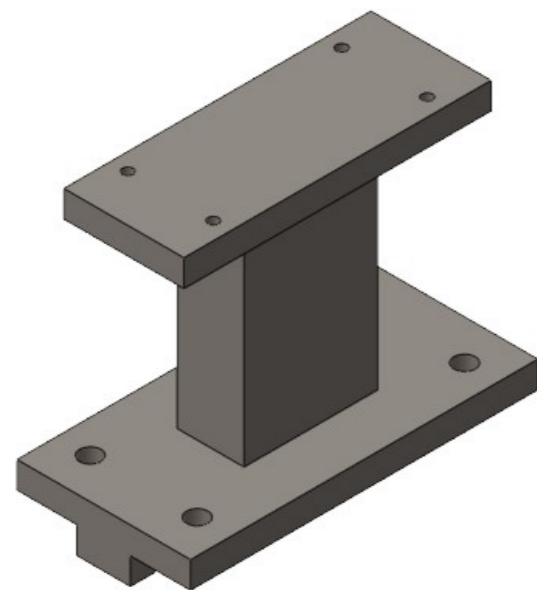
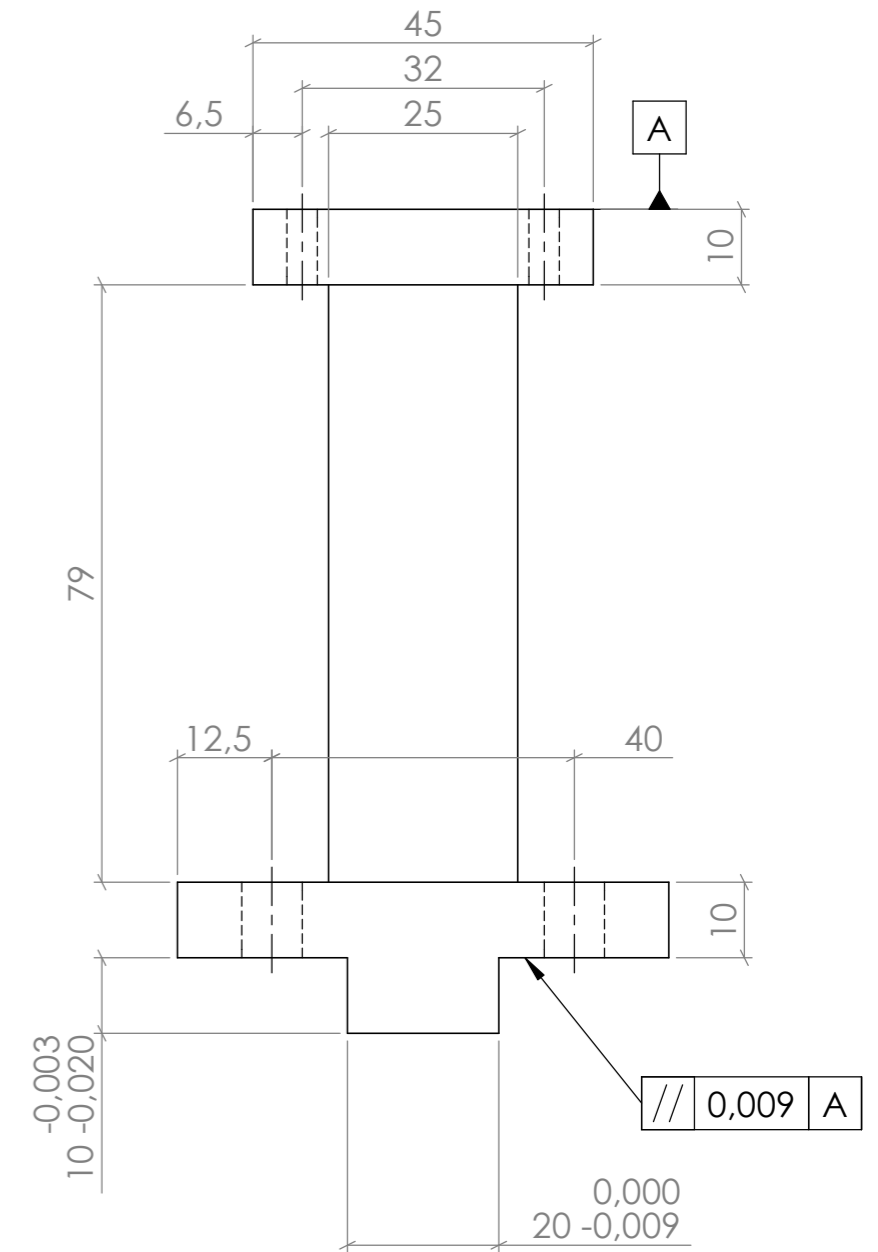
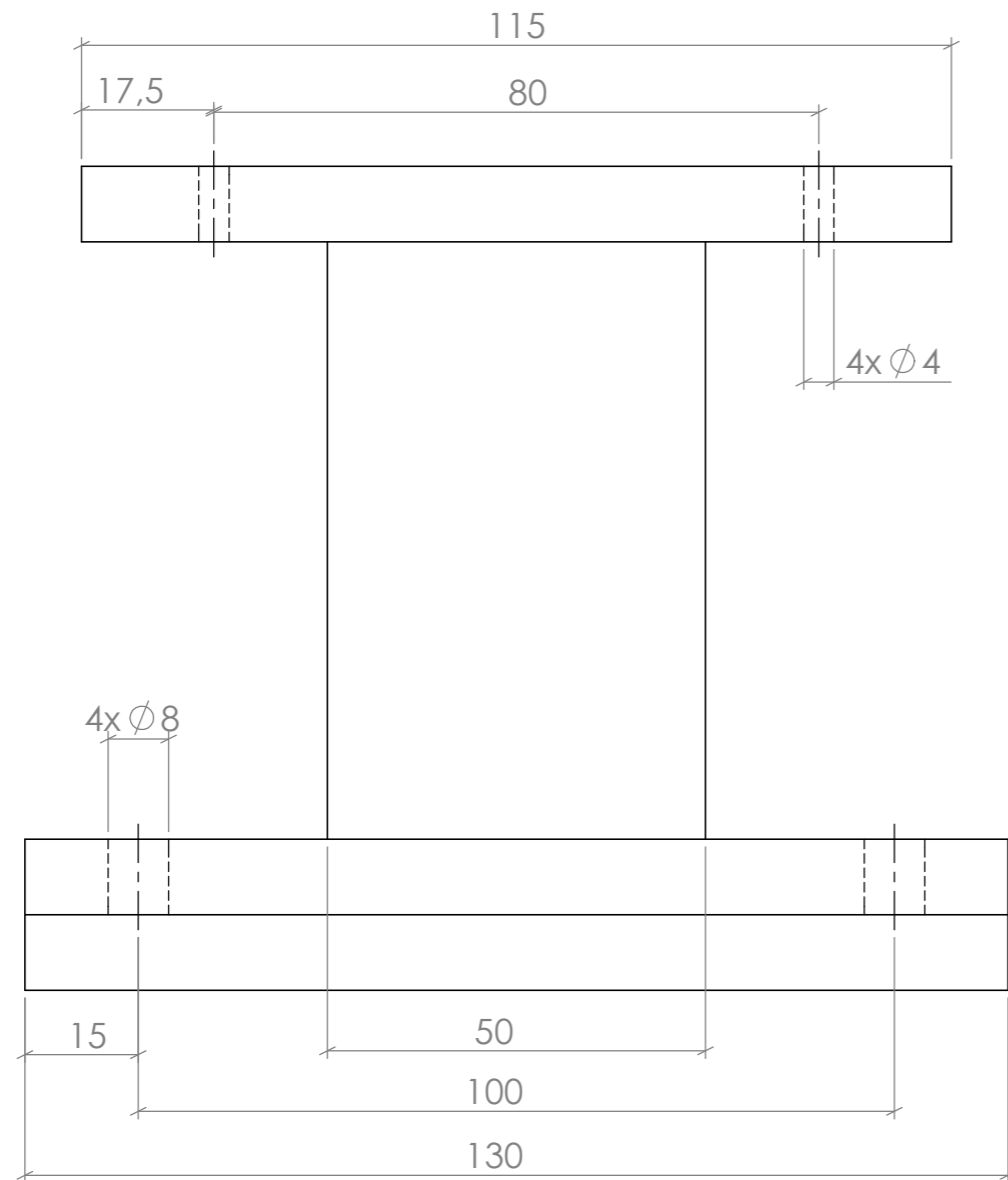
6.11.1 ANEXO L.1 – Desenho técnico RB_RF#01


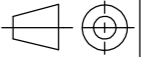




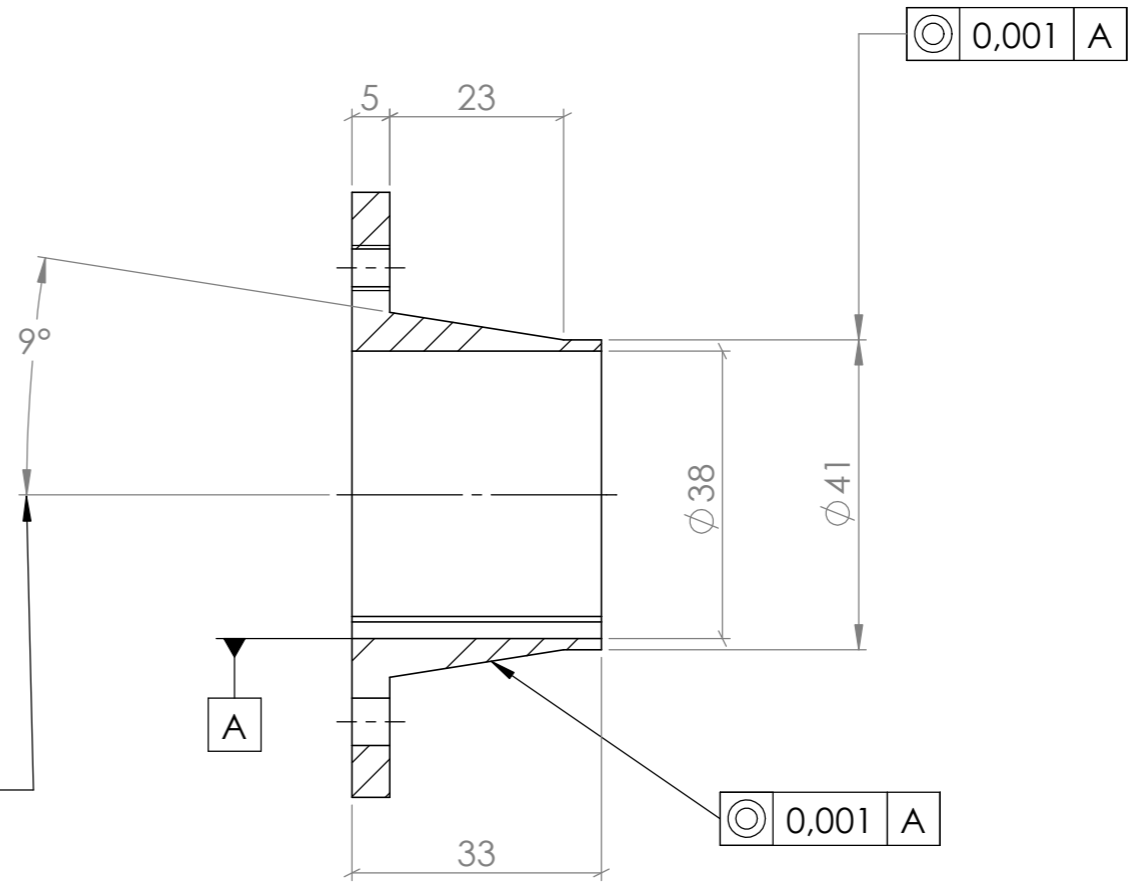
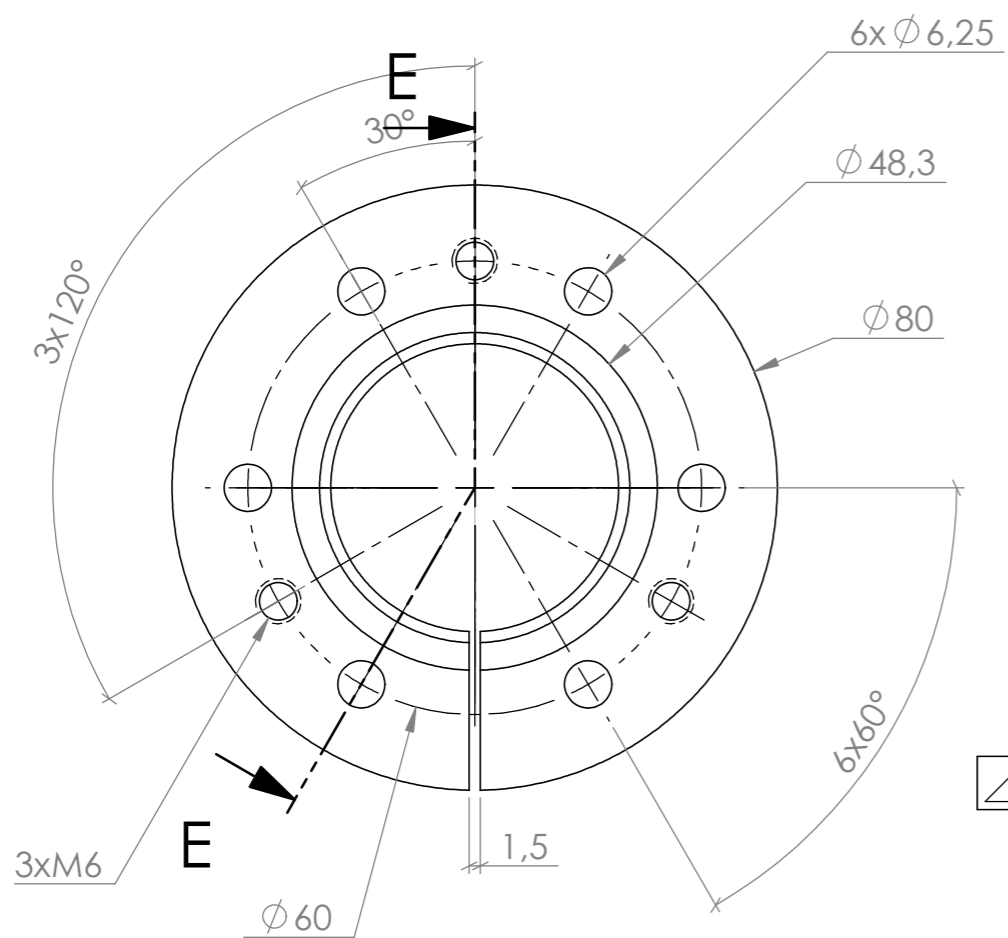
Nome	Base Mesa_Ricardo	Quantidade	1
Des.	Ricardo F.	Massa (kg)	83,11
Vist.		Tratamento	
Aprov.		Material	St-52
Nome	Base Mesa_Ricardo	Descrição	Base
Notas: Quebra das Arestas e Faces Retificadas		Desenho	RB_RF#01

6.11.2 ANEXO L.2 – Desenho técnico RB_RF#02

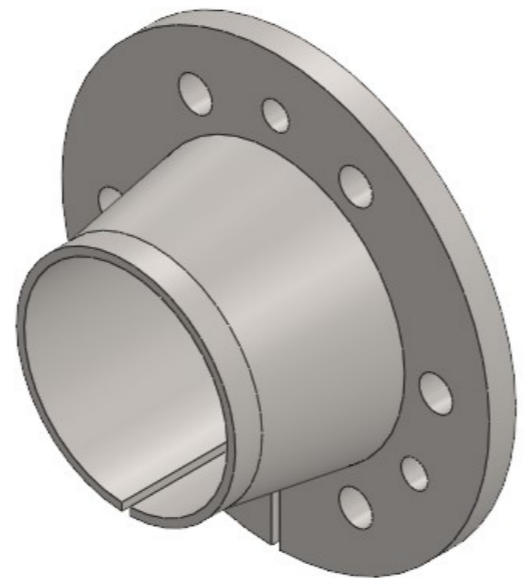


Nome	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Porto			Dissertação:	Quantidade	1
Des.	Ricardo F.	03/11/2020				Banco de Ensaio de Rolamentos	Massa (kg)	2,03
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:1	 A3	Tratamento	
Aprov.							Material	Ck 45
Nome	Suporte célula de carga						Descrição	Suporte Célula de Carga
Notas: Quebra das Arestas							Desenho	RB_RF#02 1/1

6.11.3 ANEXO L.3 – Desenho técnico RB_RF#03

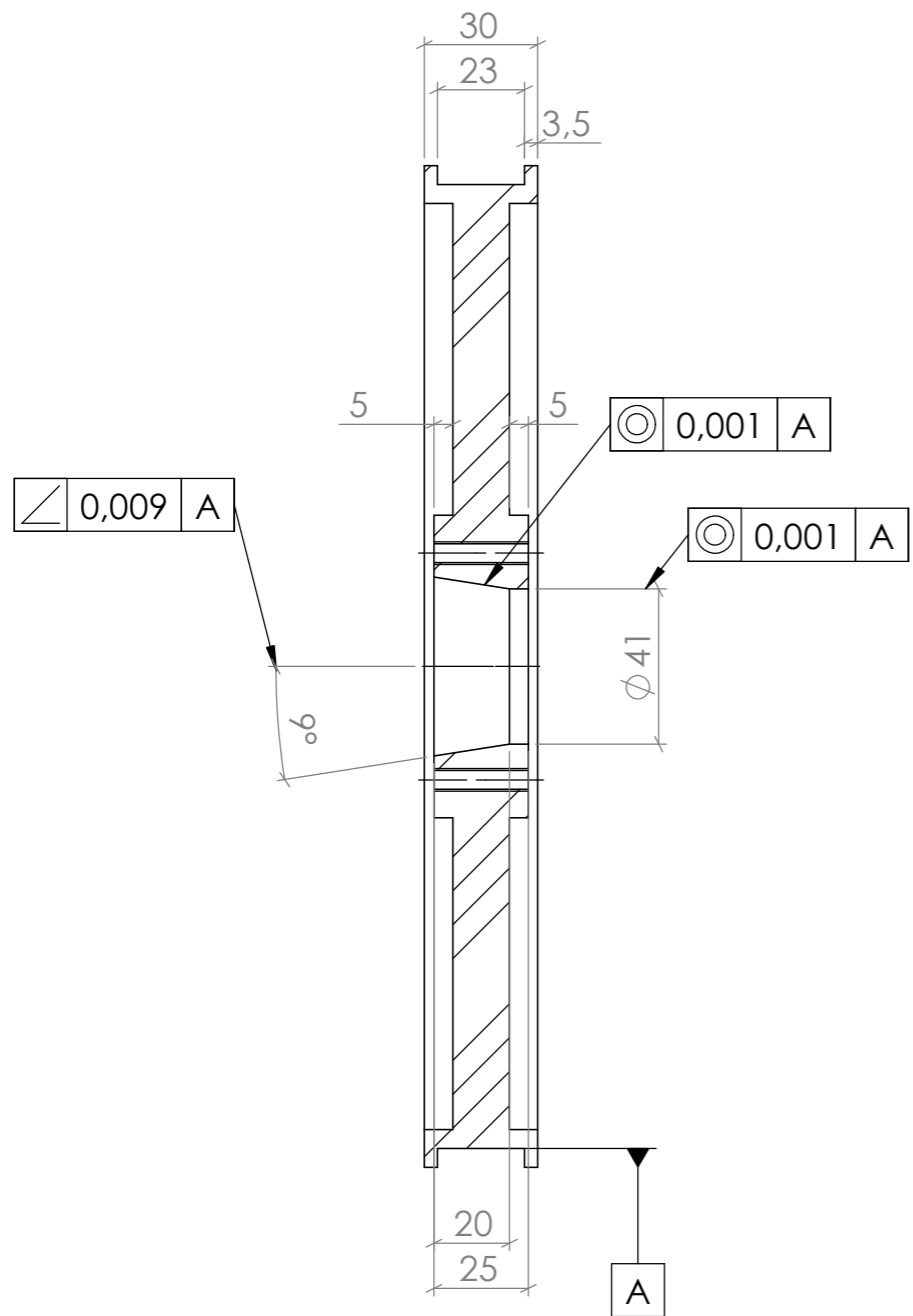


SECTION E-E

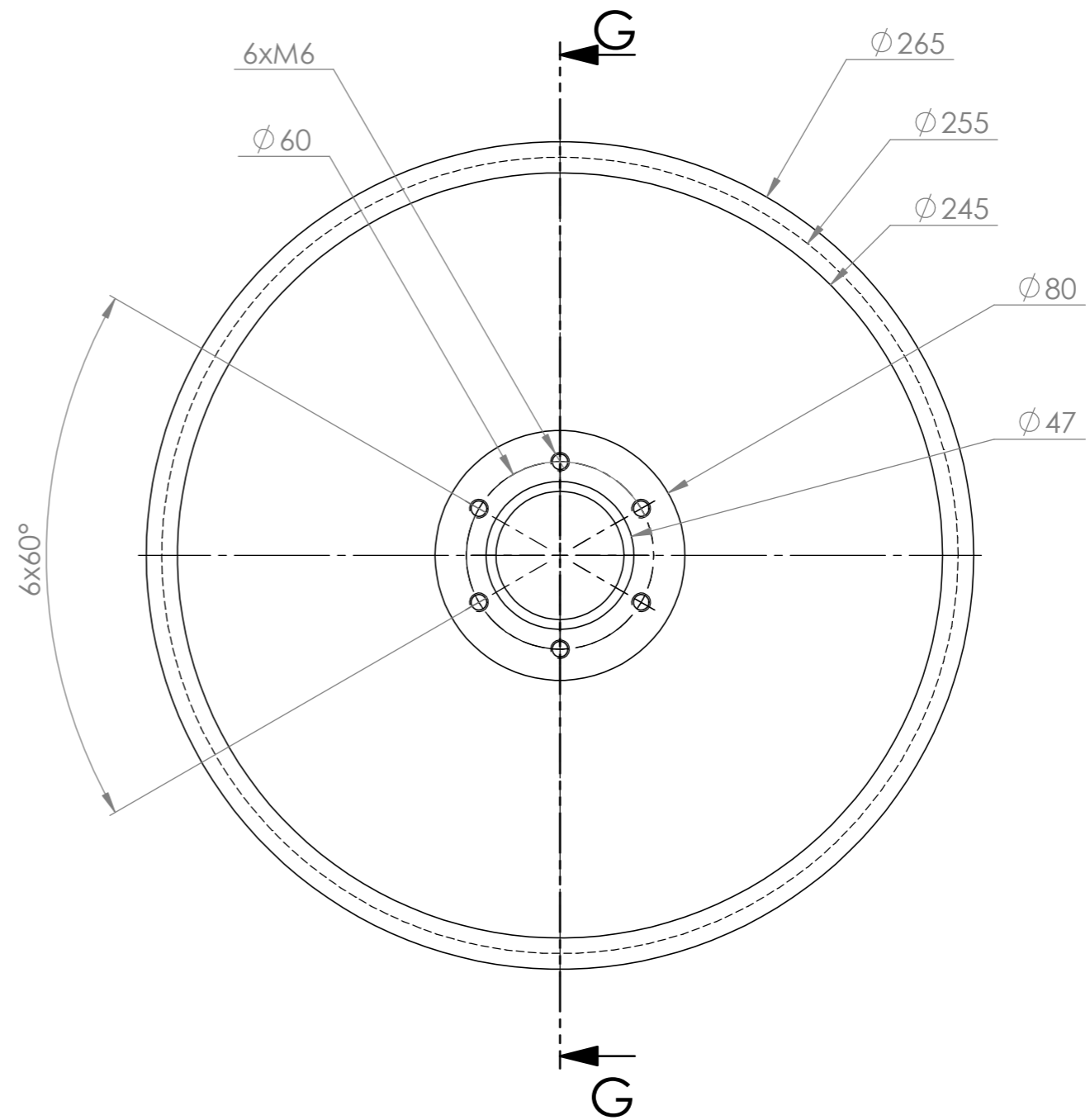


Nome	Data	Instituto Superior de Engenharia do Porto	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos		Quantidade	1	
Des.	Ricardo F.		06/12/2020			Massa (kg)	0,23
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:1	A3	
Aprov.						Tratamento	
Nome	Acoplamento Cónico Polia MAIOR Dimensão				Descrição	Acoplamento C. P.M.D	
Notas: Quebra das arestas						Desenho	RB_RF#03
							1/1

6.11.4 ANEXO L.4 – Desenho técnico RB_RF#04

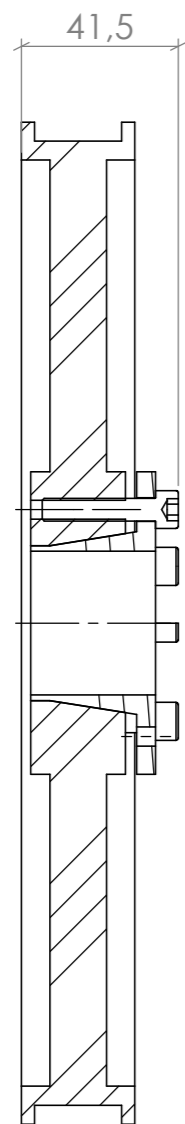


SECTION G-G
SCALE 1 : 2

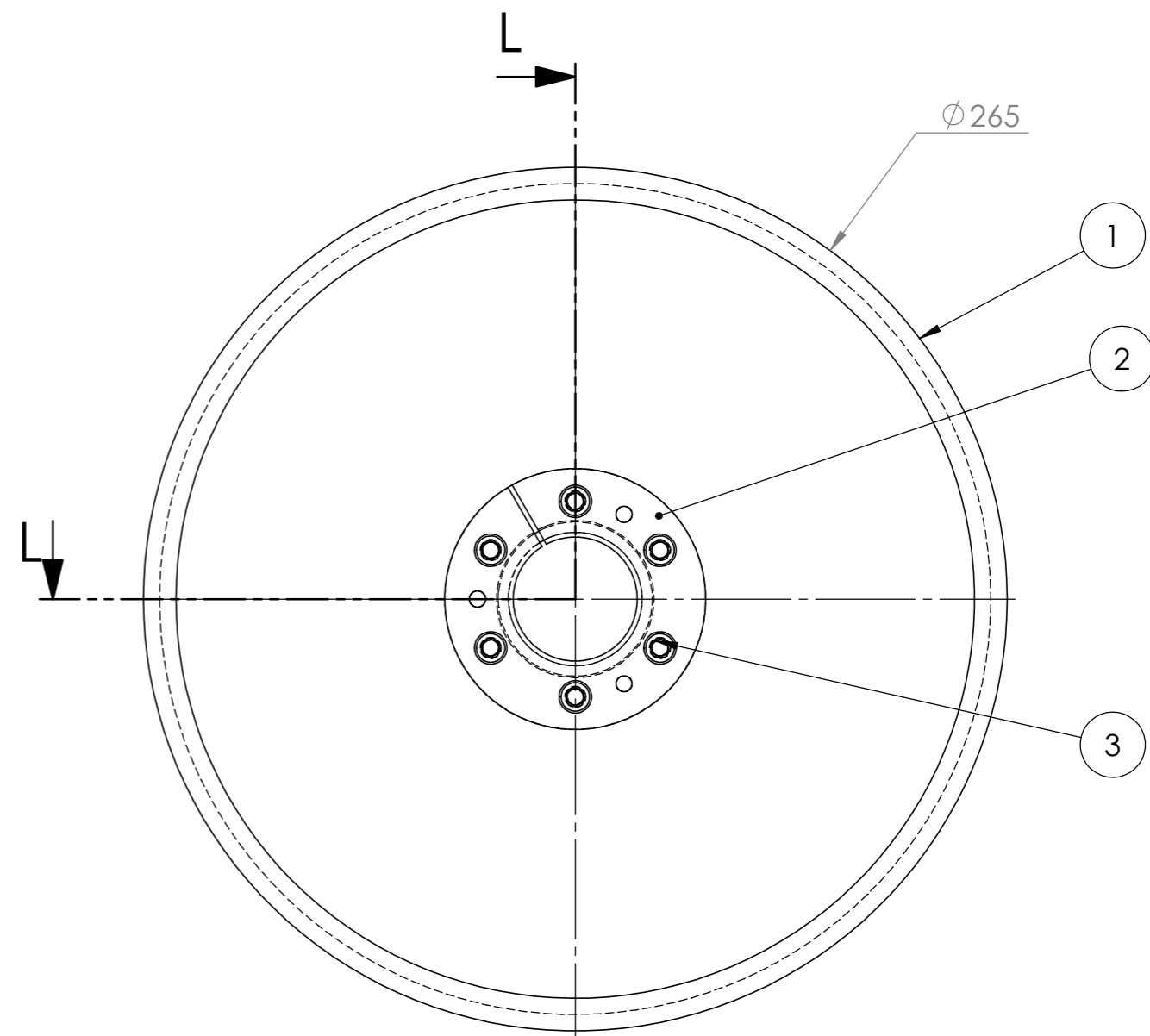


Nome	Data	Instituto Superior de Engenharia do Porto	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos			Quantidade	1
Des.	Ricardo F.		06/12/2020	Massa (kg)	6,74		
Vist.			Tratamento				
Aprov.			Material	34 CrNiMo 6			
Nome	Polia MAIOR Dimensão			Descrição	Polia Maior D		
Notas: Quebra das arestas				Desenho	RB_RF#04	1/1	

6.11.5 ANEXO L.5 – Desenho técnico RB_RF#05



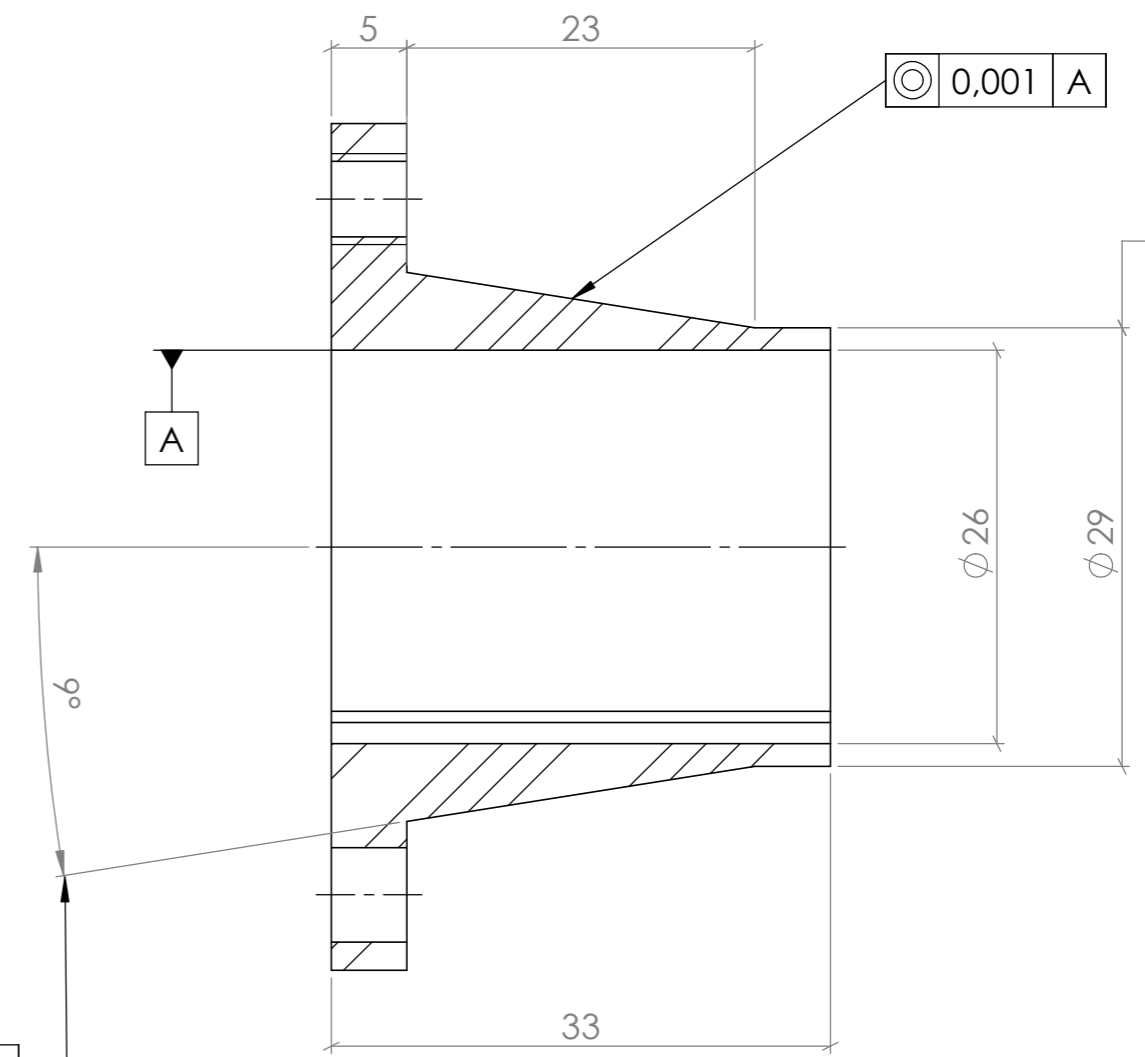
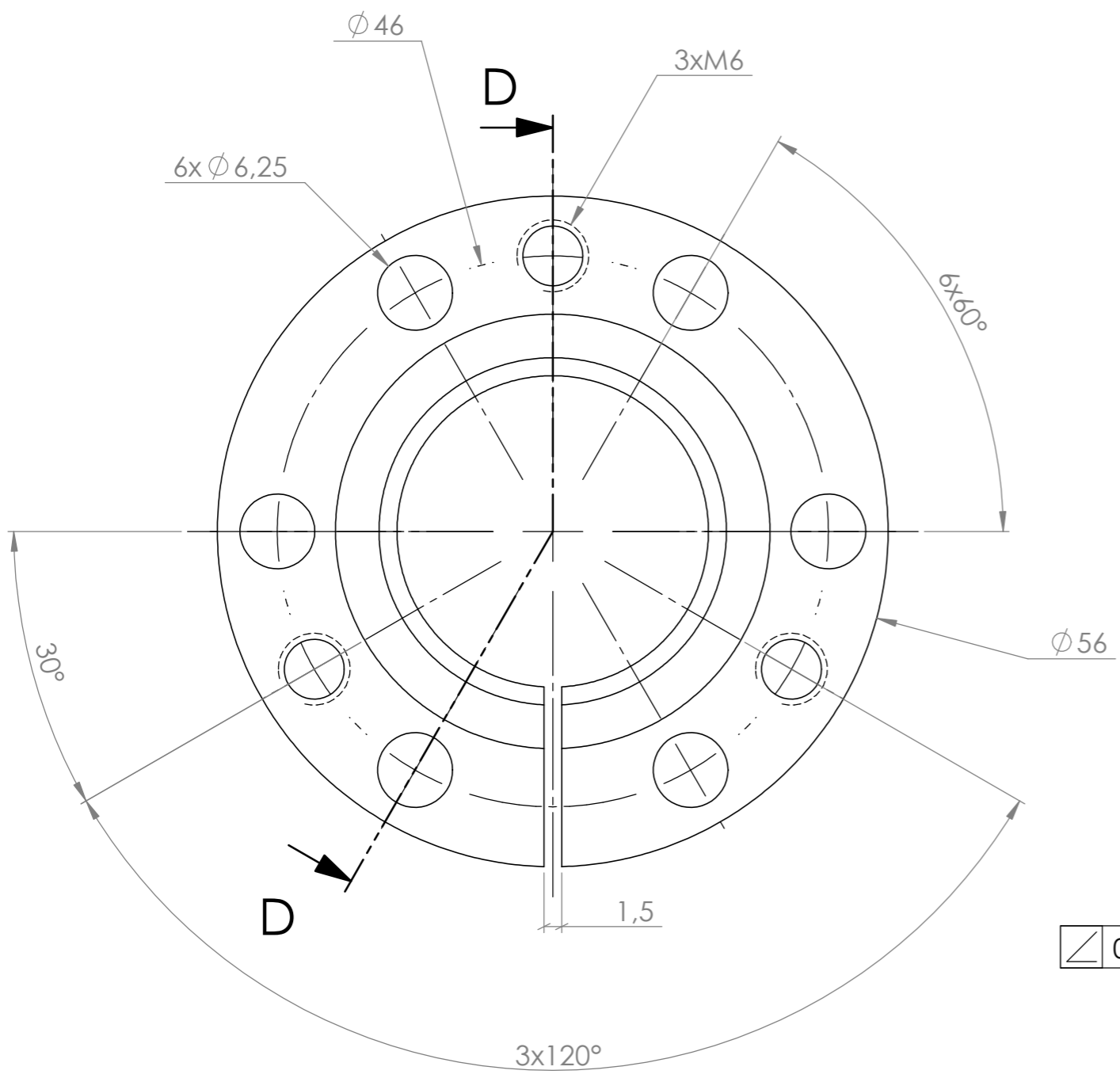
SECTION L-L
SCALE 1 : 2



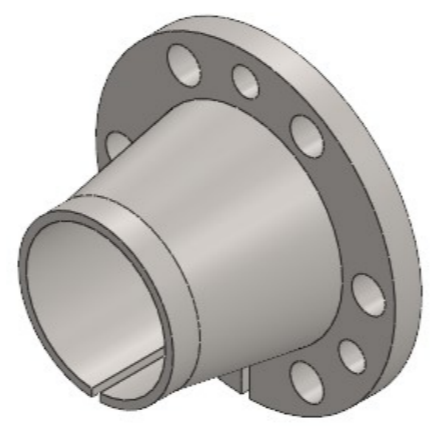
Número de Identificação	Número de Desenho	Descrição	Qtd.
1	RB_RF#03	Polia Maior Dimensão	1
2	RB_RF#04	Acoplamento Cônico Polia Maior Dimensão	1
3	EN ISO 4762 M6 x 30 - 24N		6

Nome	Nome	Data	Instituto Superior de Engenharia do Porto		Dissertação:	Quantidade
Des.	Ricardo F.	12/12/2020	ISO 2768	mK	Banco de Ensaio de Rolamentos	Massa (kg)
Vist.			Escala- 1:2		A3	Tratamento
Aprov.						Material
Nome						Descrição
Conjunto Polia Maior Dimensão						Descrição
						Desenho
						RB_RF#05
						1/1

6.11.6 ANEXO L.6 – Desenho técnico RB_RF#06

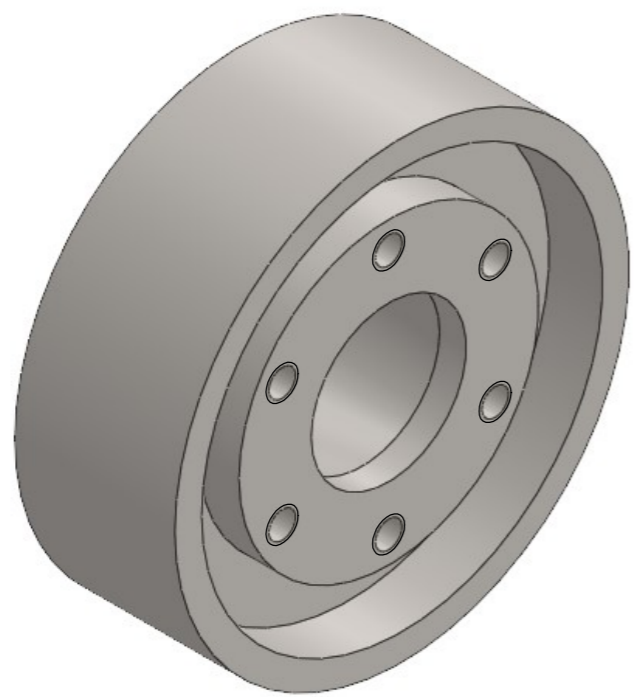
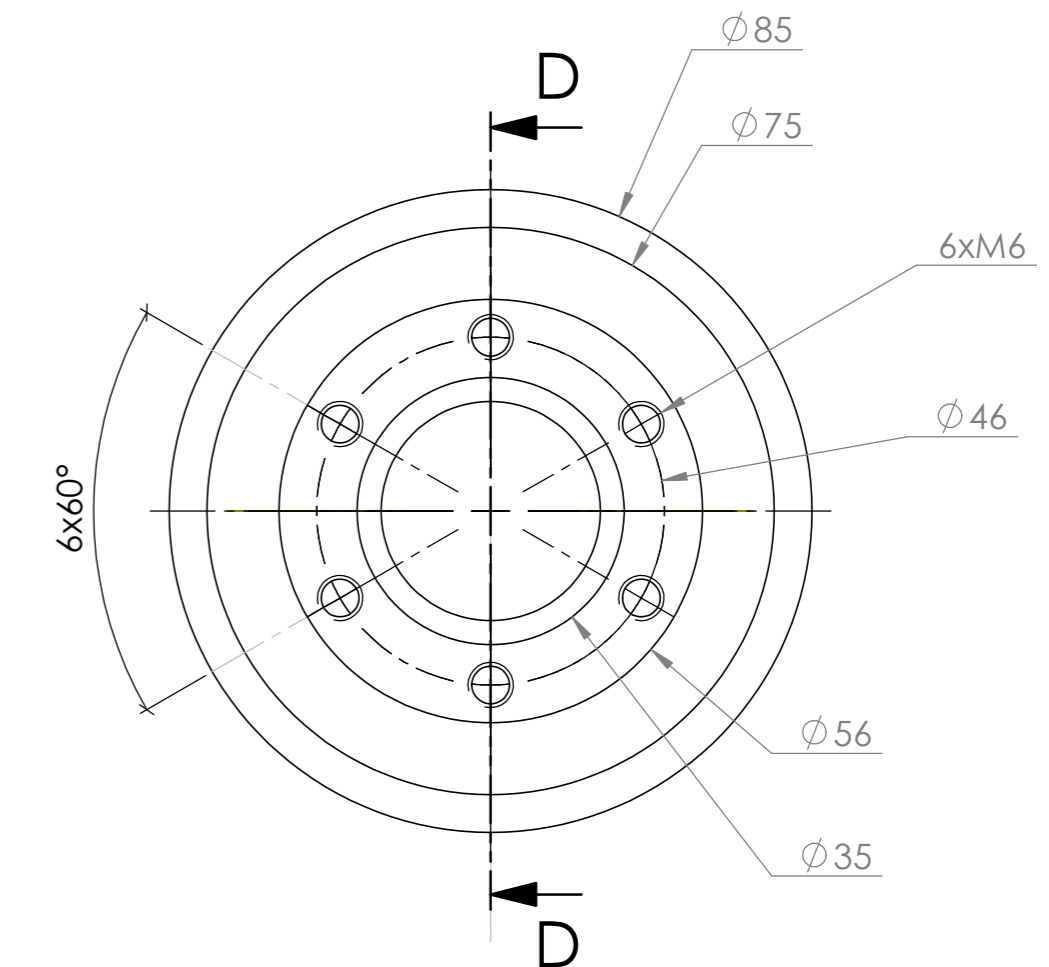
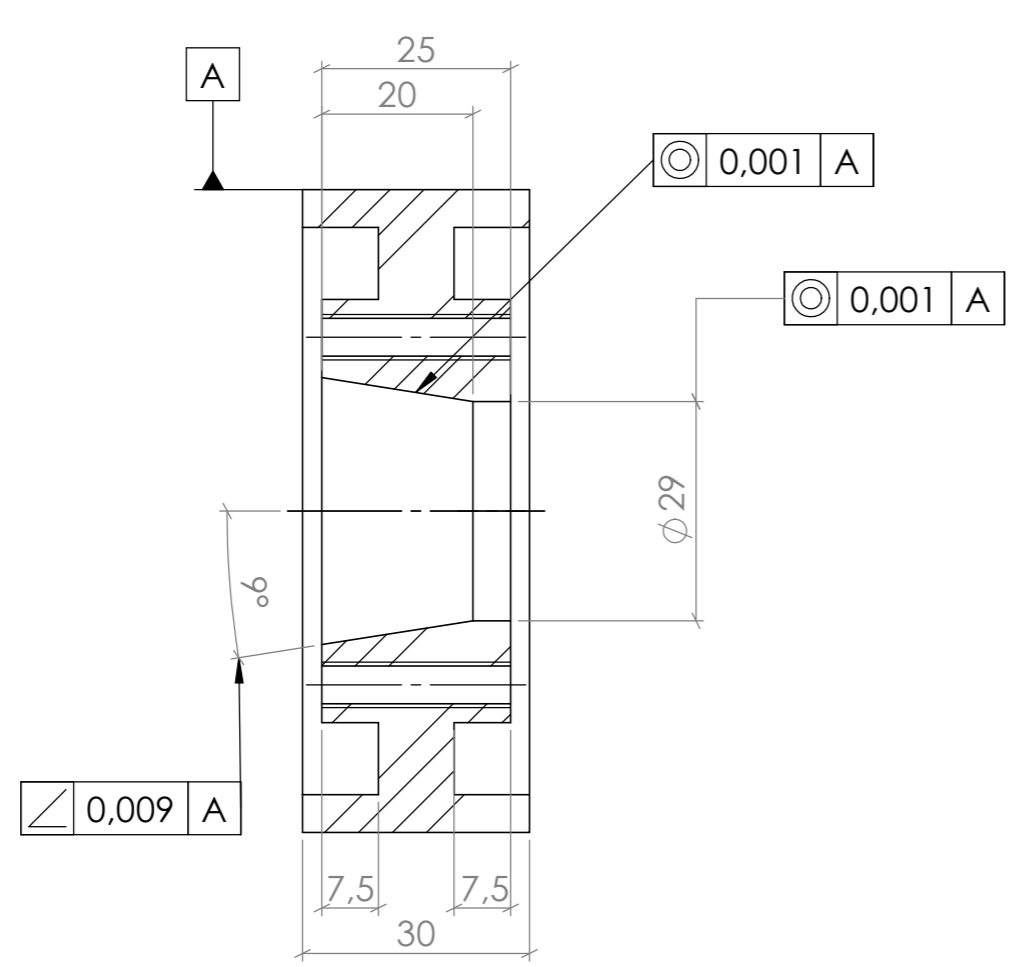


SECTION D-D
SCALE 2 : 1



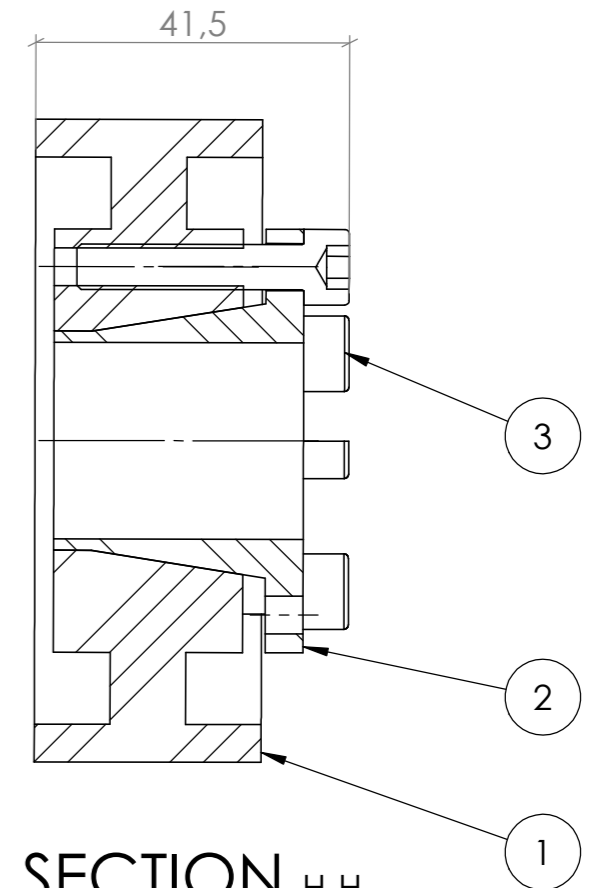
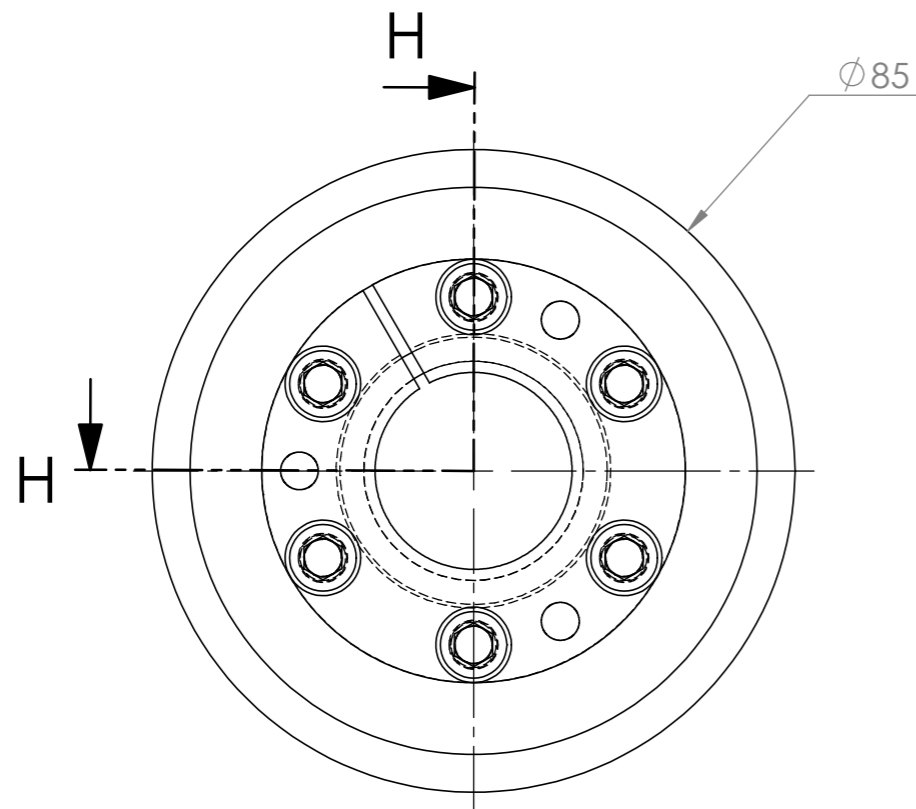
Nome	Ricardo F.	Data	06/12/2020	Instituto Superior de Engenharia do Porto	Dissertação:	Banco de Ensaio de Rolamentos	Quantidade	1	
Des.	Ricardo F.	06/12/2020	06/12/2020		Escala-	2:1	Tratamento	Massa (kg)	0,13
Vist.				ISO 2768	mK	Escala-	2:1	Tratamento	
Aprov.						Escala-	2:1	Material	34 CrNiMo 6
Nome	Acoplamento Cônico Polia menor dimensão						Descrição	Acoplamento C. P.m.d.	
Notas: Quebra das arestas								Desenho	RB_RF#06
								1/1	

6.11.7 ANEXO L.7 – Desenho técnico RB_RF#07

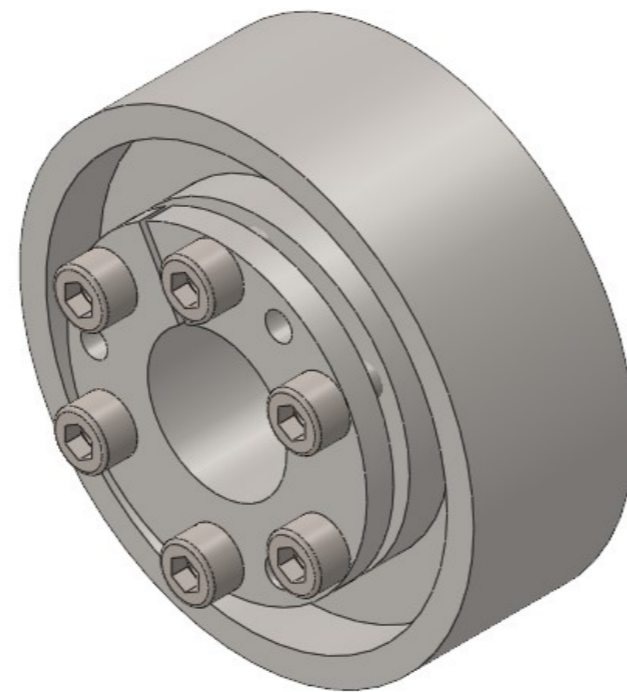


Nome	Data	Instituto Superior de Engenharia do Porto	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos			Quantidade	1
Des.	Ricardo F.		06/12/2020	Massa (kg)	0,75		
Vist.			Tratamento				
Aprov.			Material	34 CrNiMo 6			
Nome	Polia menor dimensão			Descrição	Polia menor d		
Notas: Quebra de arestas				Desenho	RB_RF#07	1/1	




6.11.8 ANEXO L.8 – Desenho técnico RB_RF#08



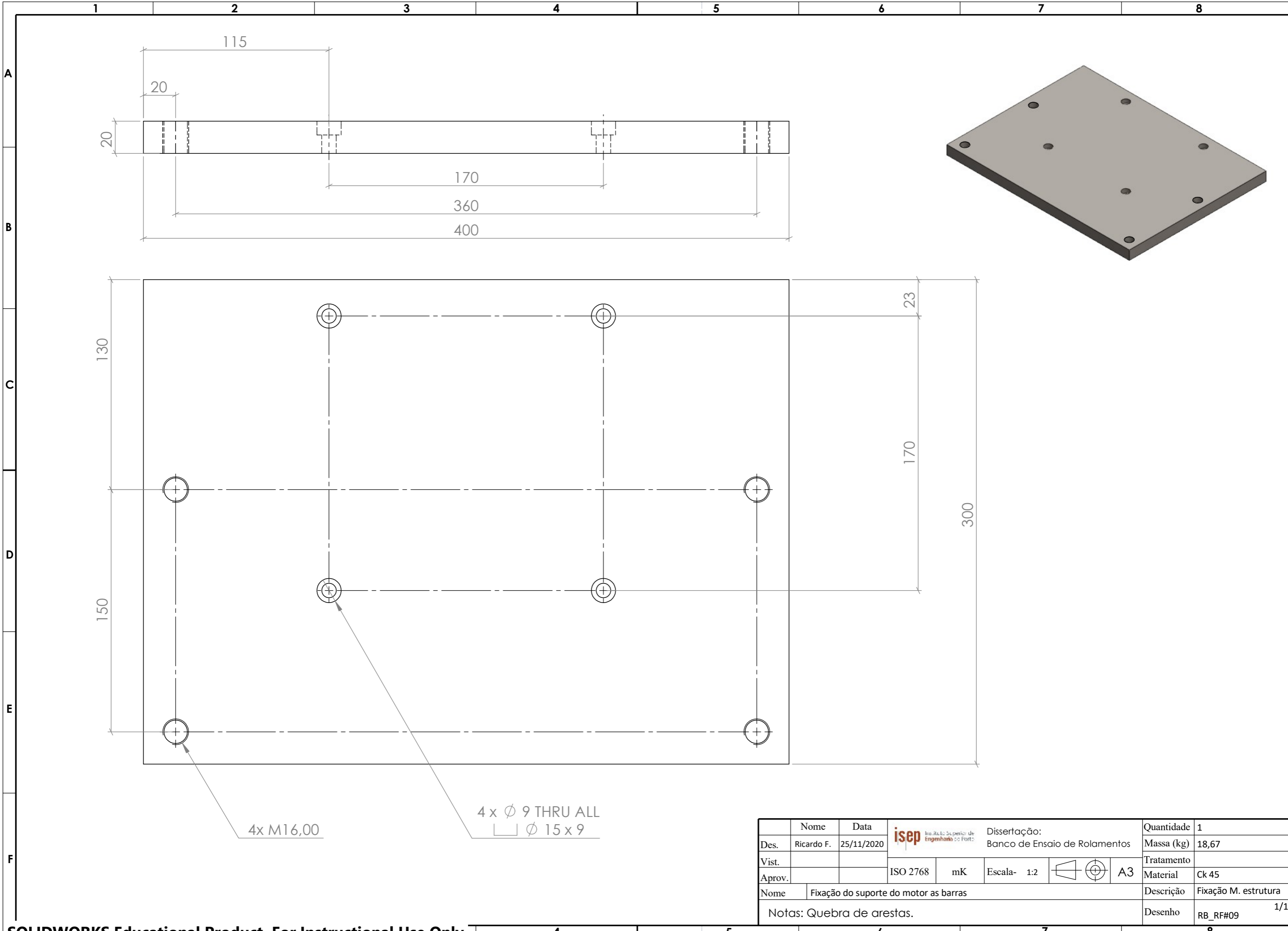
SECTION H-H
SCALE 1 : 1



Número de Identificação	Número de Desenho	Descrição	Qtd.
1	RB_RF#07	Polia menor dimensão	1
2	RB_RF#06	Acoplamento Cônico Polia menor dimensão	1
3	EN ISO 4762 M6 x 30 - 24N		6


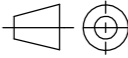
Des.	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Porto	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos	Quantidade		
Vist.	Ricardo F.	12/12/2020			Massa (kg)		
Aprov.			ISO 2768	mK	Escala- 1:1   A3	Tratamento	
Nome					Conjunto Polia menor dimensão	Material	
					Descrição		
					Desenho	RB_RF#08	1/1

6.11.9 ANEXO L.9 – Desenho técnico RB_RF#09

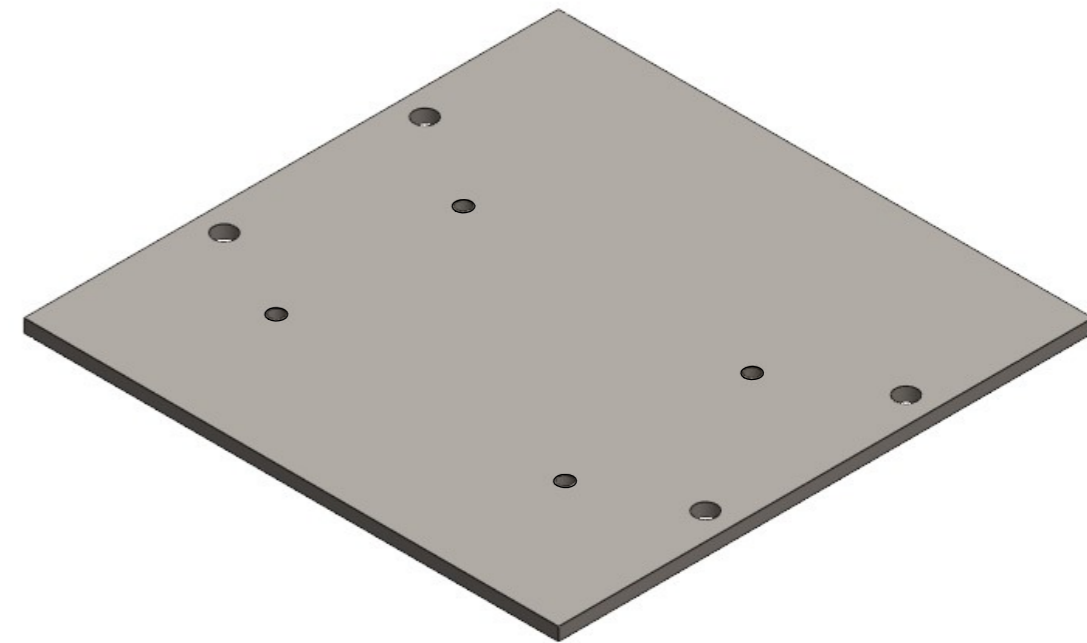
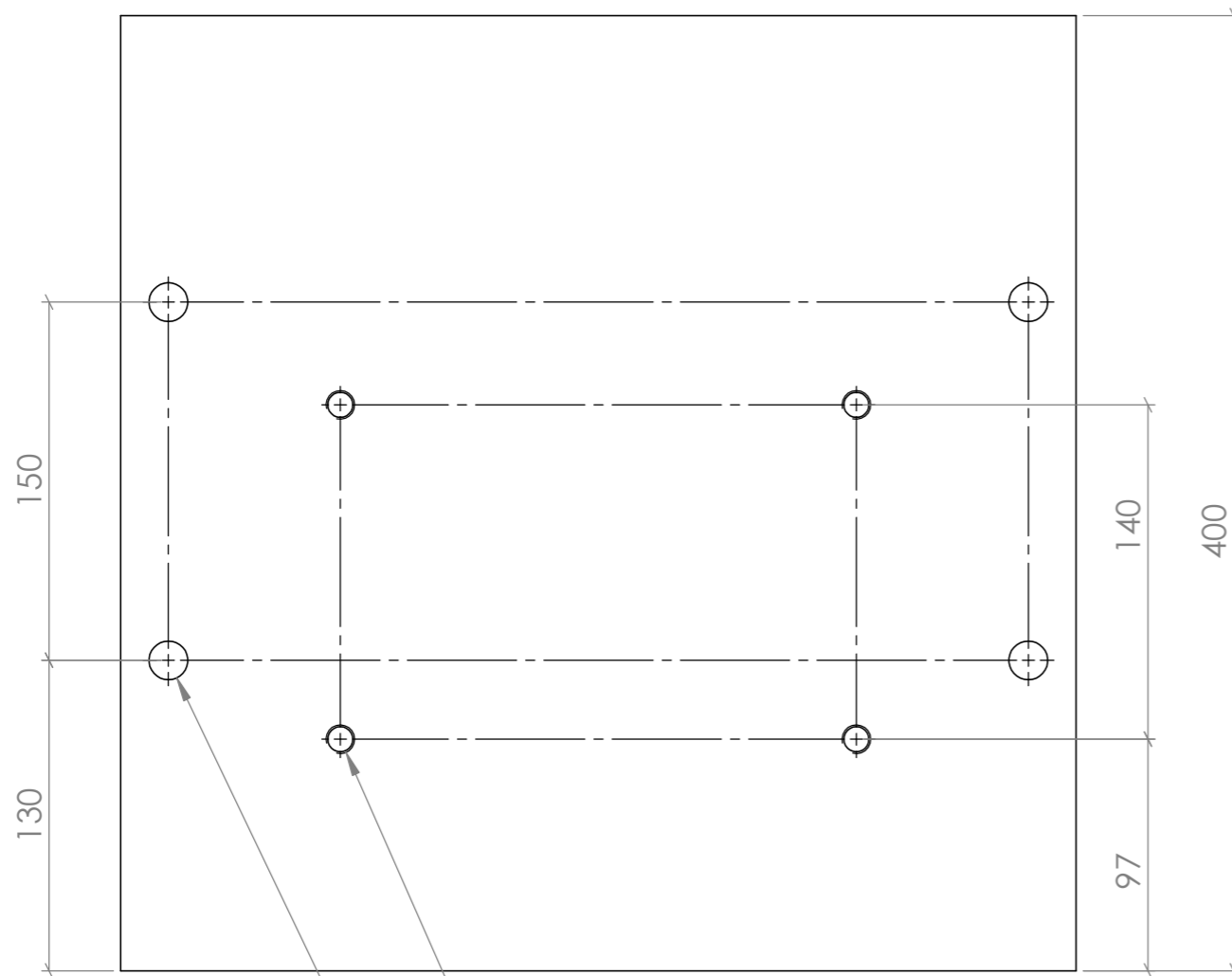
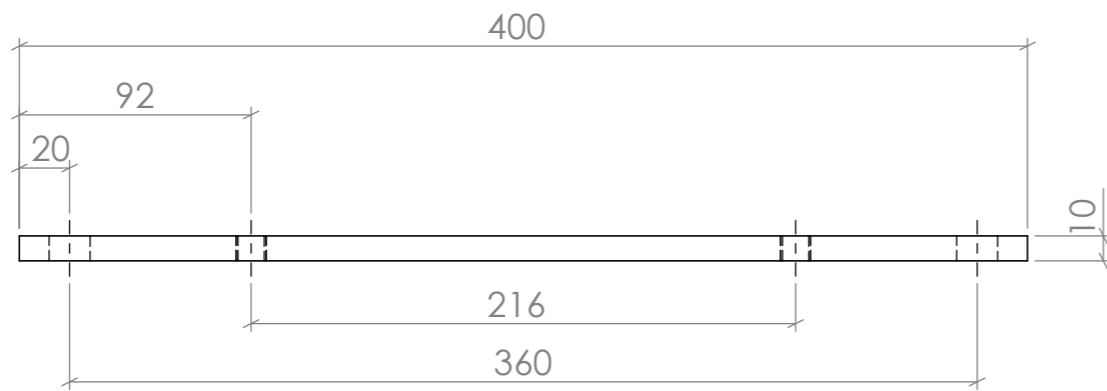



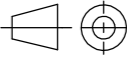
4x M16,00

4 x Ø 9 THRU ALL
 □ Ø 15 x 9

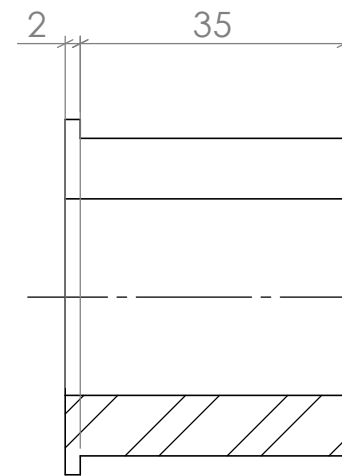
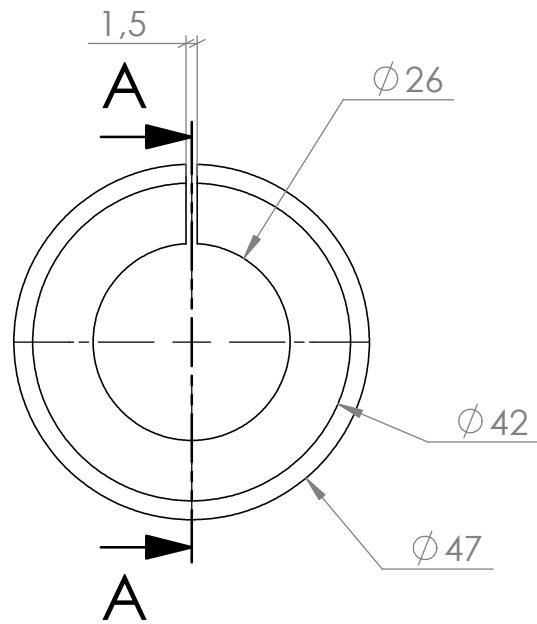
	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto				Quantidade	1
Des.	Ricardo F.	25/11/2020	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos				Massa (kg)	18,67
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:2	 A3	Tratamento	
Aprov.							Material	Ck 45
Nome	Fixação do suporte do motor as barras					Descrição	Fixação M. estrutura	
Notas: Quebra de arestas.							Desenho	RB_RF#09 1/1

6.11.10 ANEXO L.10 – Desenho técnico RB_RF#10

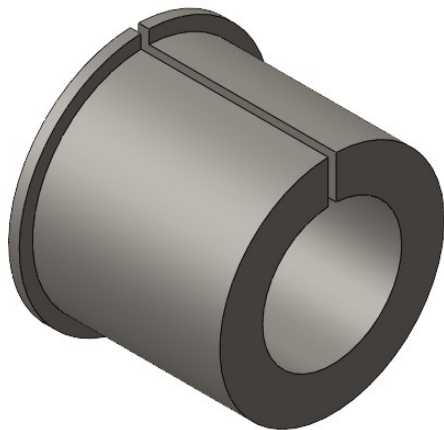



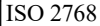


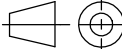
	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Porto				Quantidade	1
Des.	Ricardo F.	24/11/2020	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos				Massa (kg)	12,47
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:3	 A3	Tratamento	
Aprov.							Material	Ck 45
Nome	Suporte Motor						Descrição	Suporte do Motor
Notas: Quebra das arestas.							Desenho	RB_RF#10 1/1

6.11.11 ANEXO L.11 – Desenho técnico RB_RF#11

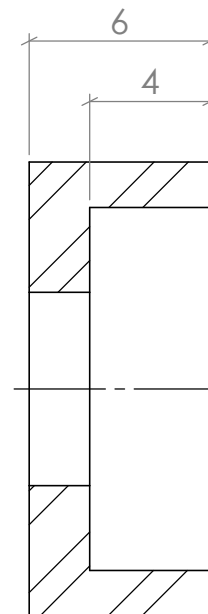
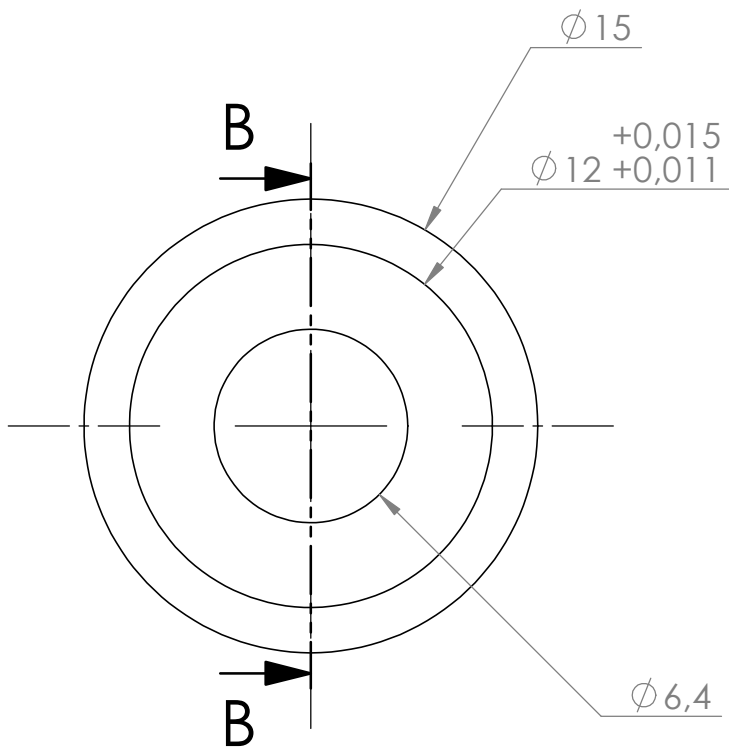


SECTION A-A

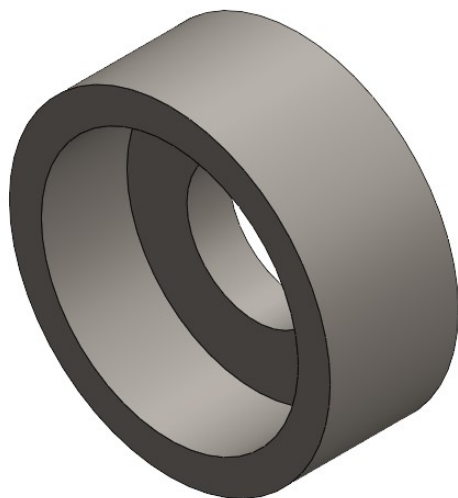



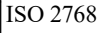

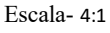
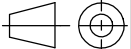

	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto				Quantidade	1
Des.	Ricardo F.		Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos				Massa (kg)	0,25
Vist.			   				Tratamento	
Aprov.							Material	Ck 45
Nome		Casquilho acoplamento SK5					Descrição	Casquilho para SK5
Notas: Quebra de arestas							Desenho	RB_RF#11
								1/1

6.11.12 ANEXO L.12 – Desenho técnico RB_RF#12

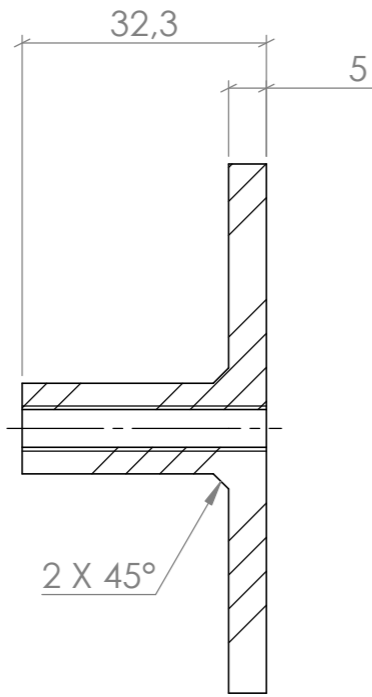


SECTION B-B
SCALE 4 : 1

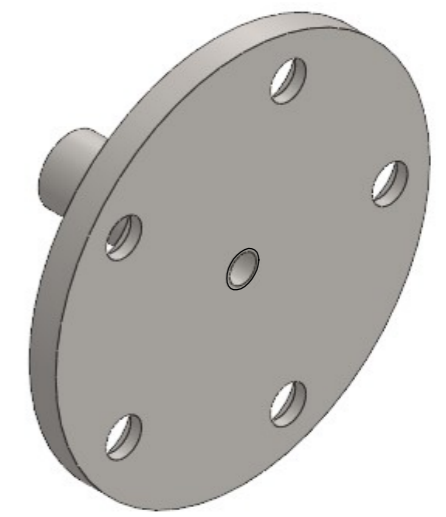
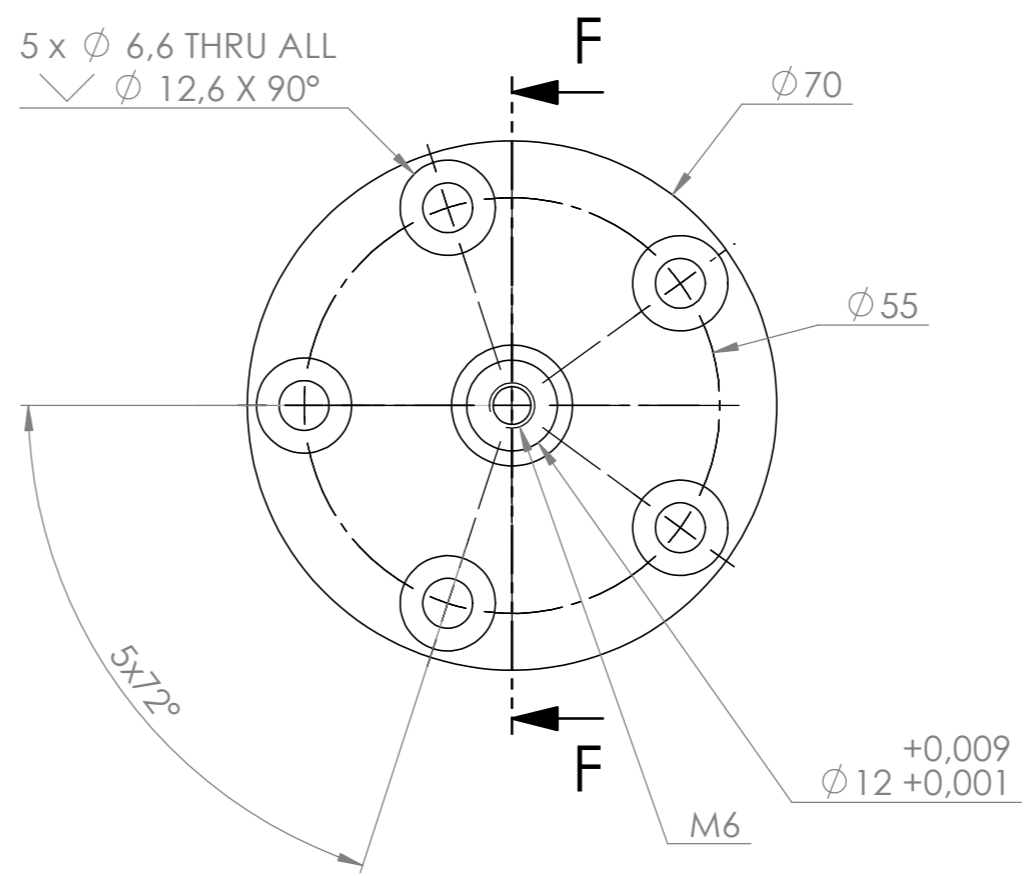


	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto				Quantidade	1
Des.	Ricardo F.		Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos				Massa (kg)	0,05
Vist.			    				Tratamento	
Aprov.							Material	Ck 45
Nome		Anilha					Descrição	Anilha - Esticador
Notas: Quebra das Arestas							Desenho	RB_RF#12
								1/1

6.11.13 ANEXO L.13 – Desenho técnico RB_RF#13

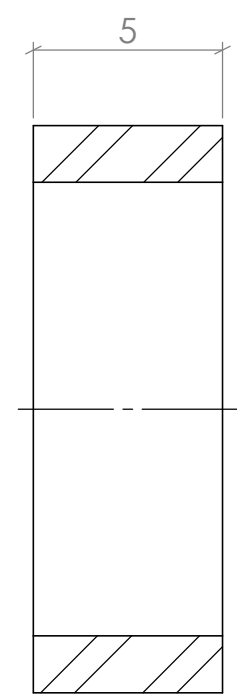
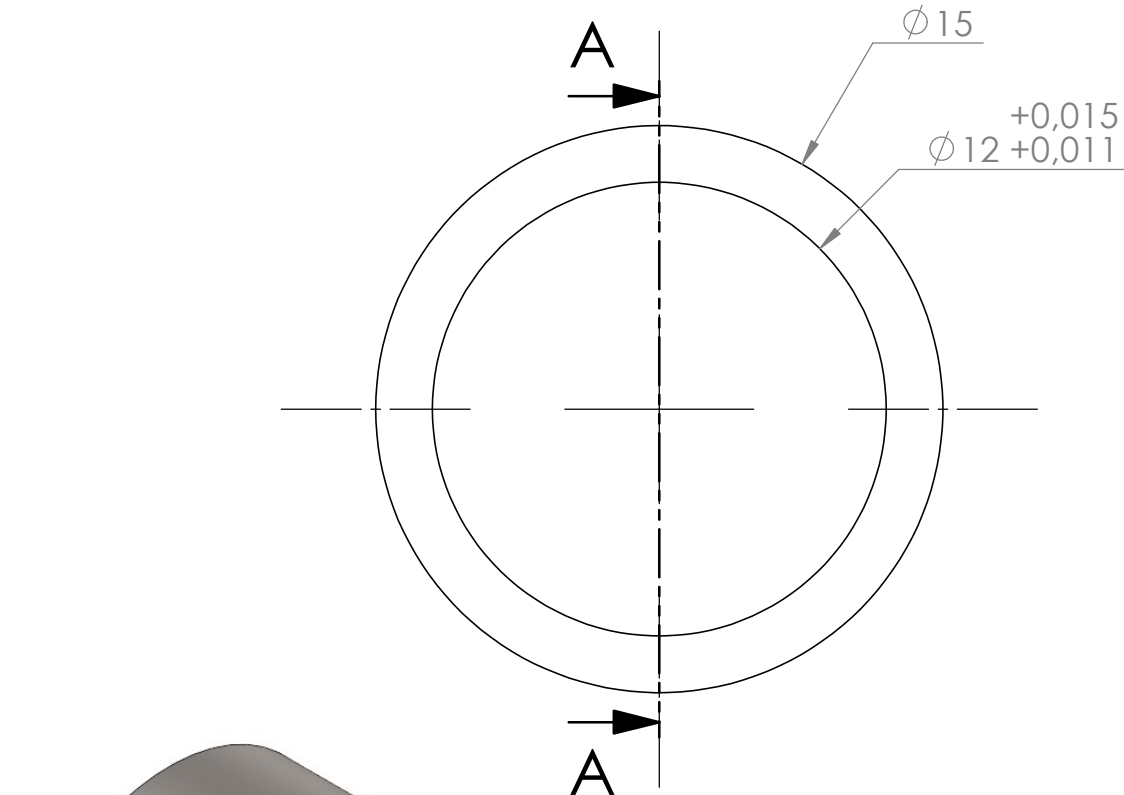


SECTION F-F




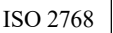
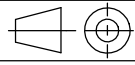
Nome	Data	Instituto Superior de Engenharia do Porto	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos			Quantidade	1	
Des.	Ricardo F.		13/04/2021	Massa (kg)	0,16			
Vist.			Tratamento					
Aprov.			Material	34 CrNiMo 6				
			ISO 2768	mK	Escala- 1:1		Descrição	Veio - Esticador
Nome Veio com Flange - Esticador						Desenho	RB_RF#13	
Notas: Quebra de arestas							1/1	

6.11.14 ANEXO L.14 – Desenho técnico RB_RF#14

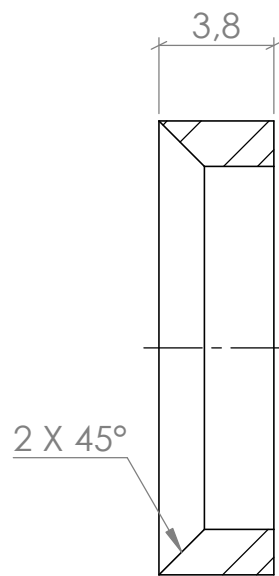
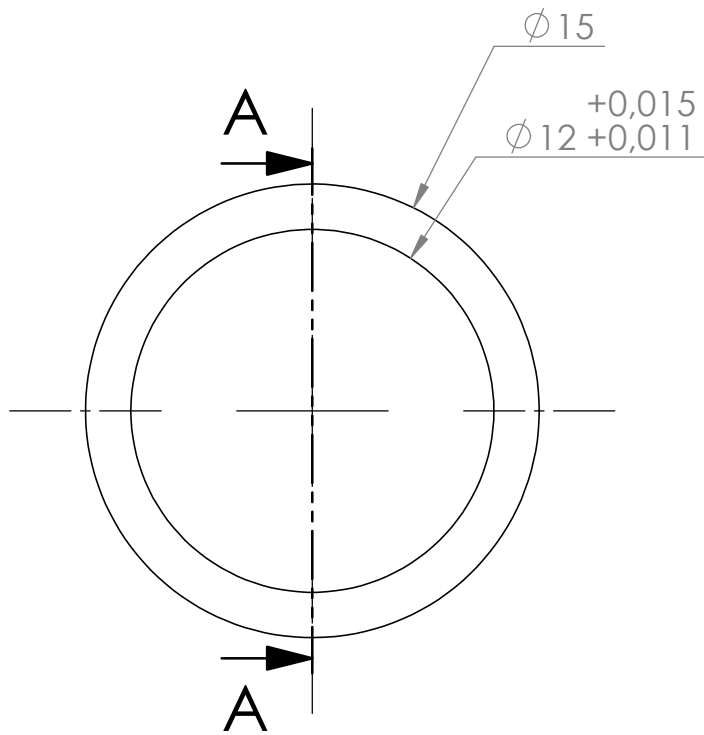


SECTION A-A




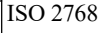

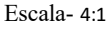
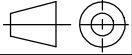

	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto				Quantidade	1
Des.	Ricardo F.		Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos				Massa (kg)	
Vist.			 mK Escala- 5:1				Tratamento	
Aprov.			 A4				Material	Ck 45
Nome		Espaçador rolamentos					Descrição	Espaçador rolamentos
Notas: Quebra das Arestas							Desenho	RB_RF#14
								1/1

6.11.15 ANEXO L.15 – Desenho técnico RB_RF#15

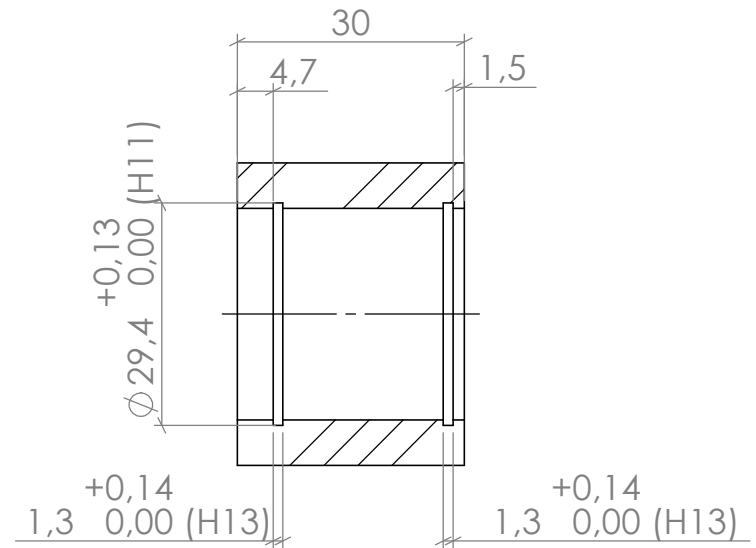
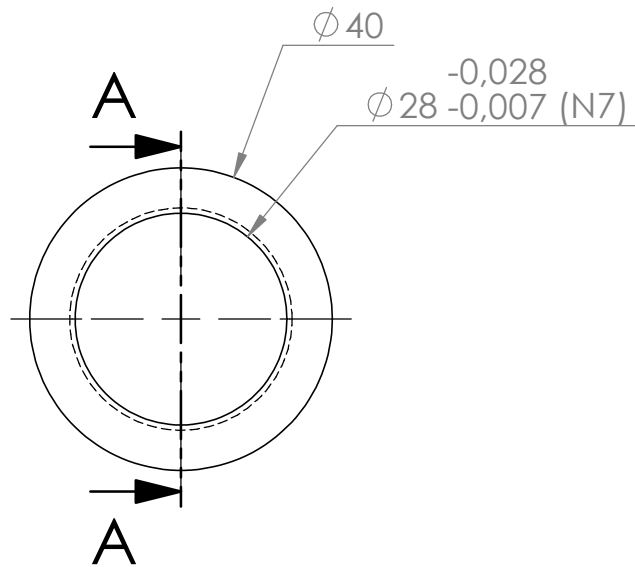


SECTION A-A
SCALE 4 : 1

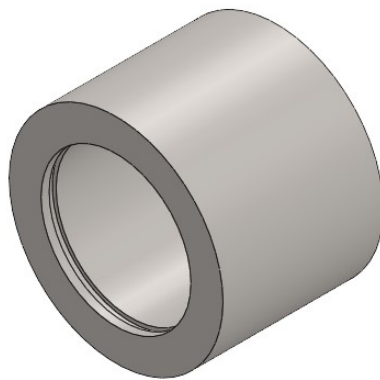



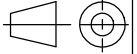
	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto				Quantidade	1
Des.	Ricardo F.		Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos				Massa (kg)	
Vist.			    				Tratamento	
Aprov.							Material	Ck 45
Nome		Espaçador com Chanfro					Descrição	Espaçador com chanfro
Notas: Quebra das Arestas							Desenho	RB_RF#15 1/1

6.11.16 ANEXO L.16 – Desenho técnico RB_RF#16

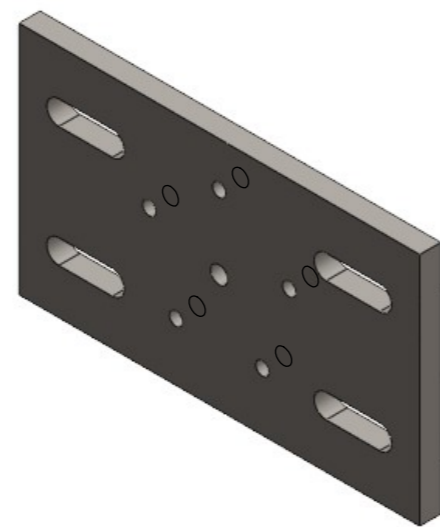
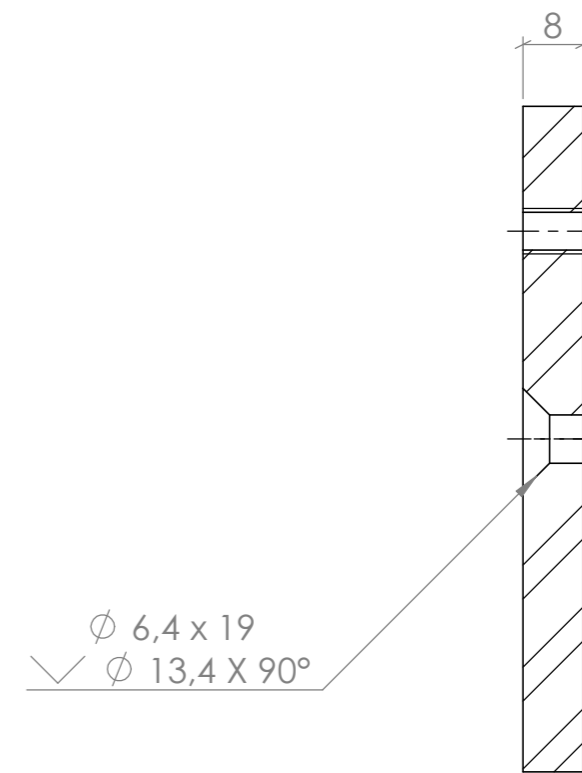
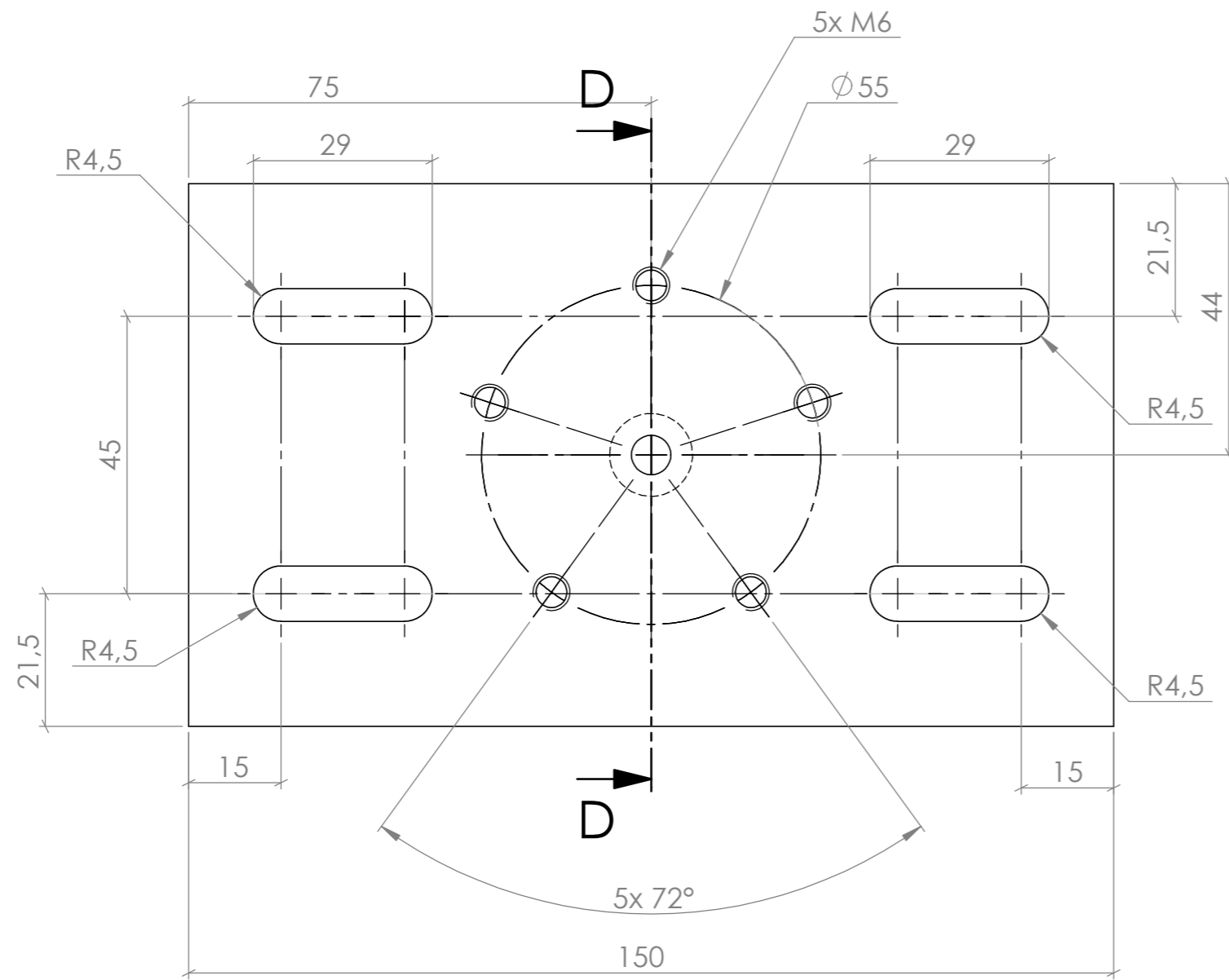



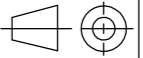
SECTION A-A



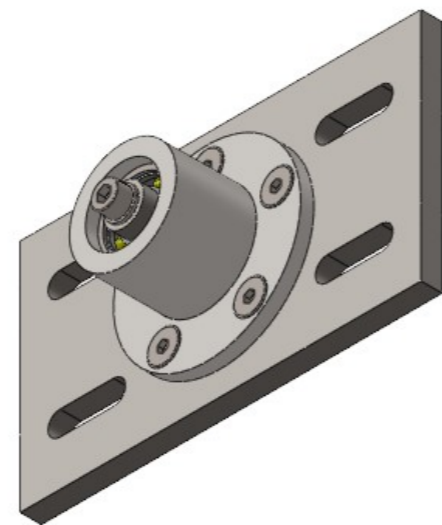
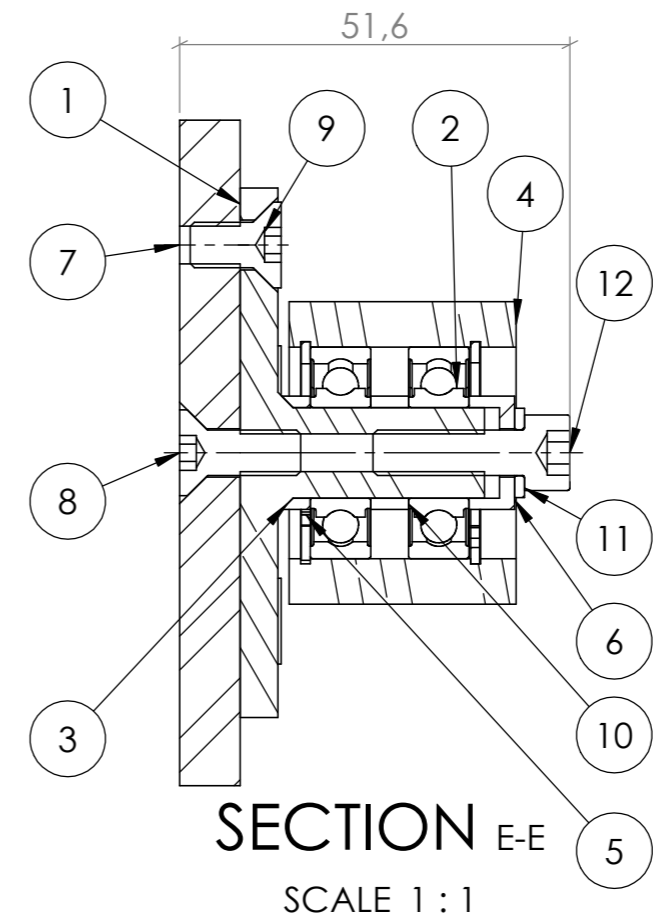
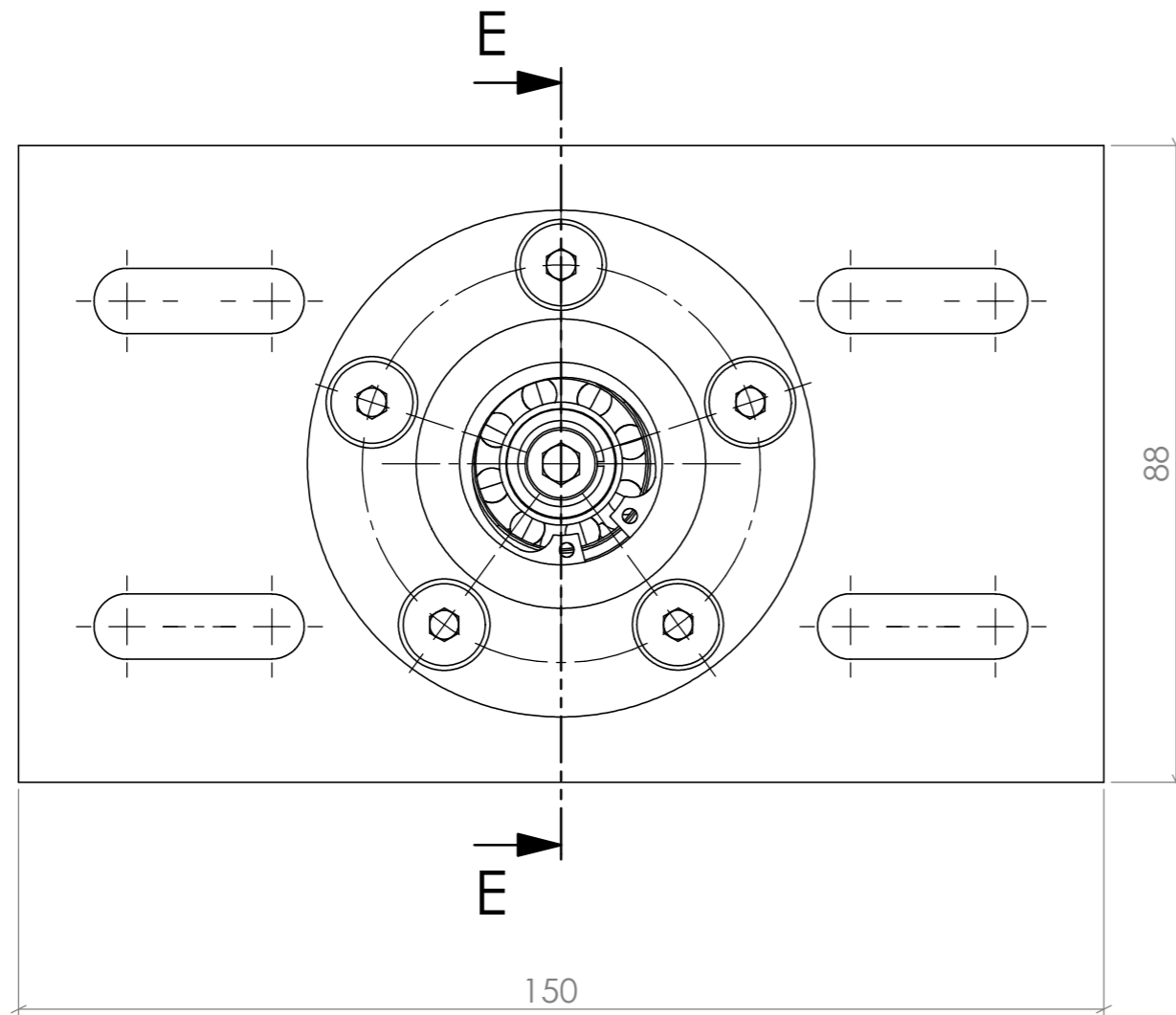
	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto				Quantidade	1
Des.	Ricardo F.		Dissertação:				Massa (kg)	0,15
Vist.			Banco de Ensaio de Rolamentos				Tratamento	
Aprov.			ISO 2768	mK	Escala- 1:1	 A4	Material	34 CrNiMo 6
Nome	Polia Esticador						Descrição	Polia - Esticador
Notas: Quebra das Arestas							Desenho	RB_RF#16
								1/1

6.11.17 ANEXO L.17 – Desenho técnico RB_RF#17



Nome	Ricardo F.	Data	12/04/2021	 Instituto Superior de Engenharia do Porto			Dissertação:	Banco de Ensaio de Rolamentos	Quantidade	1
Des.	Ricardo F.	Data	12/04/2021	ISO 2768	mK	ESCALA-	1:1	 A3	Tratamento	
Vist.									Material	Ck 45
Aprov.									Nome	Suporte - Esticador
Notas: Quebra das Arestas									Descrição	Suporte Esticador
									Desenho	RB_RF#17
										1/1

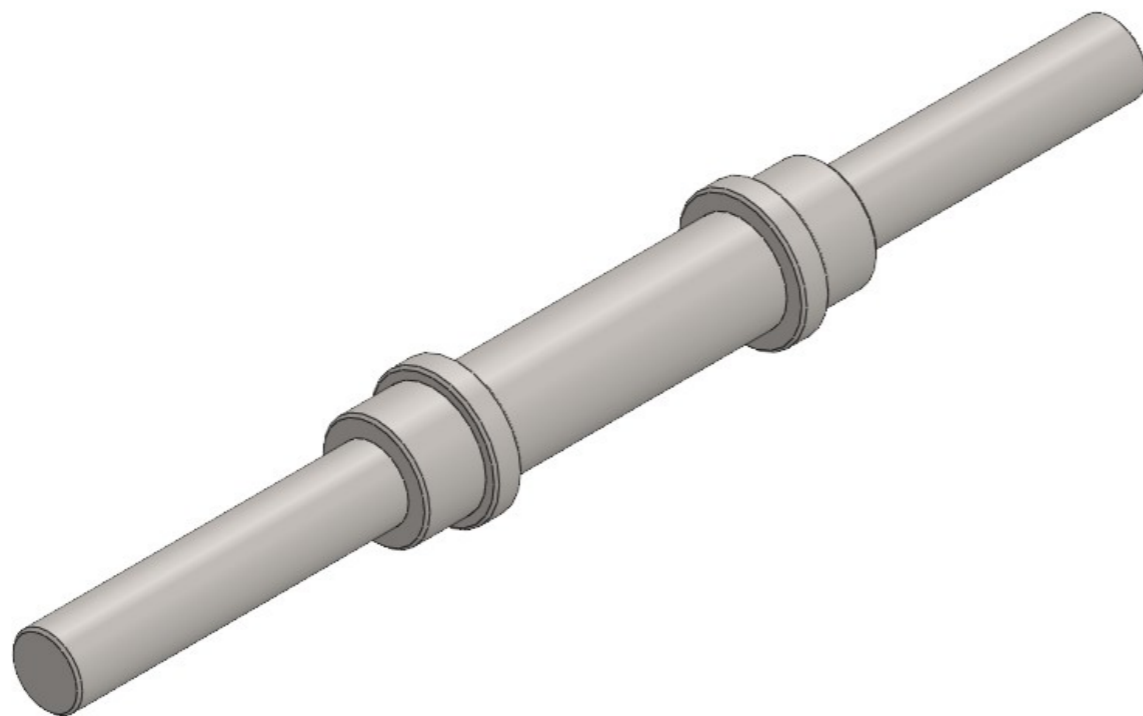
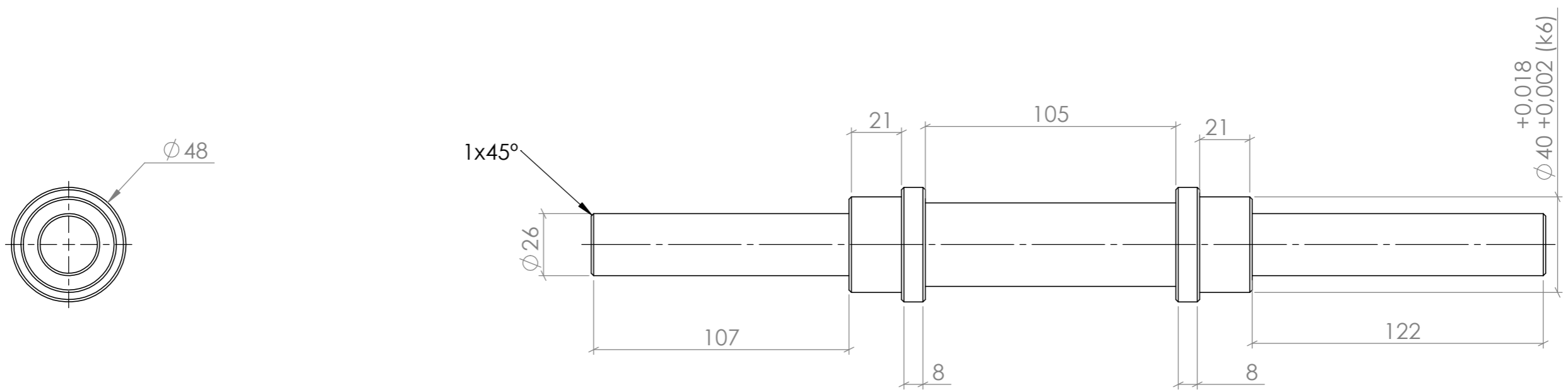
6.11.18 ANEXO L.18 – Desenho técnico RB_RF#18






Número de Identificação	Desenho Número	Descrição	Qtd.
1	RB_RF#13	Veio Esticador	1
2	6001_2RSL	Rolamento SKF 6001_2RSL	2
3	RB_RF#15	Espaçador com Chanfro	1
4	RB_RF#16	Polia Esticador	1
5	Circlip DIN 472 - 28 x 1.2		2
6	RB_RF#12	Anilha	1
7	RB_RF#17	Suporte - Esticador	1
8	ISO 10642 - M6 x 16 - 16N		1
9	ISO 10642 - M6 x 12 - 12N		5
10	RB_RF#14	Espaçador rolamentos	1
11	Spring washer DIN 128 - A6		1
12	ISO 4762 M6 x 20 - 20N		1

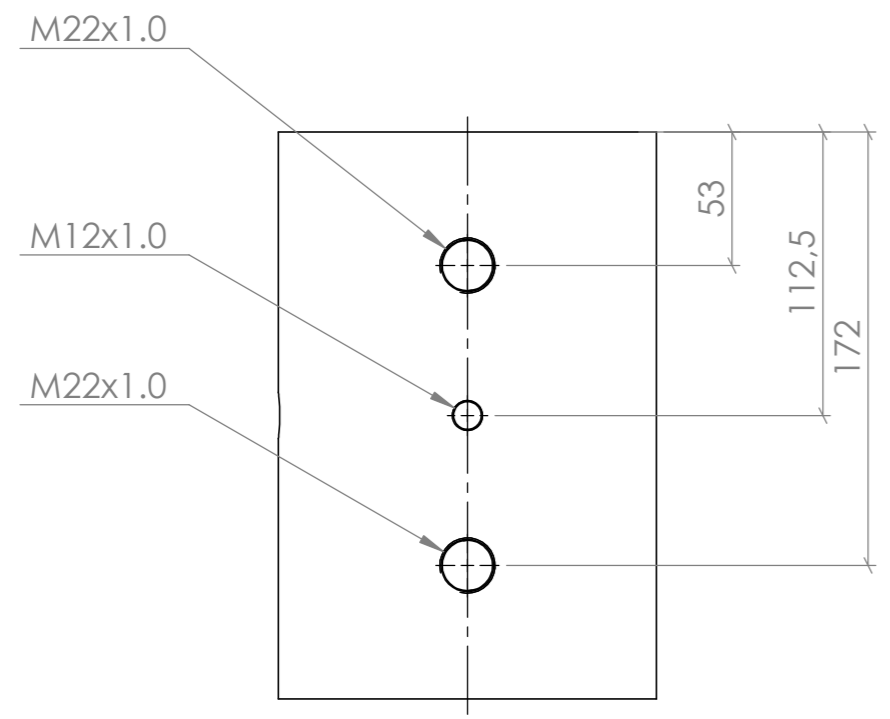
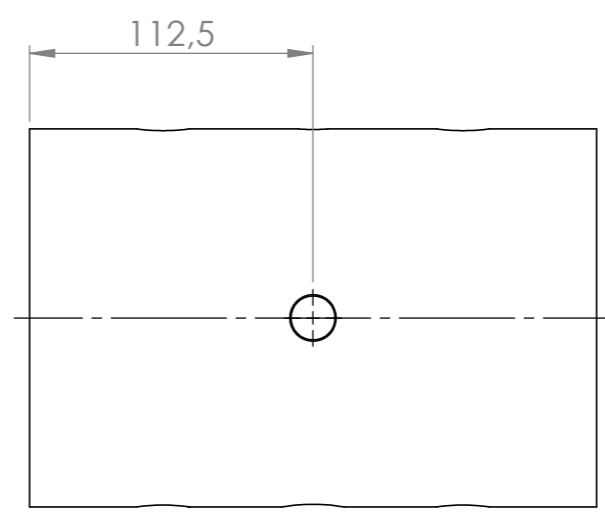
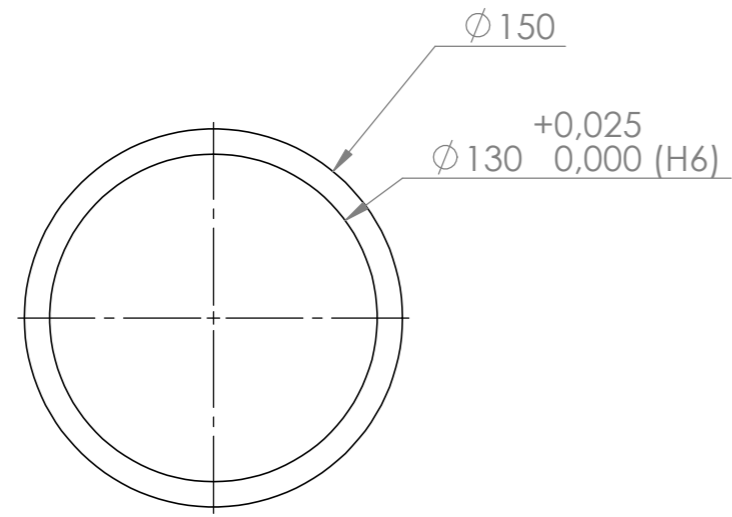
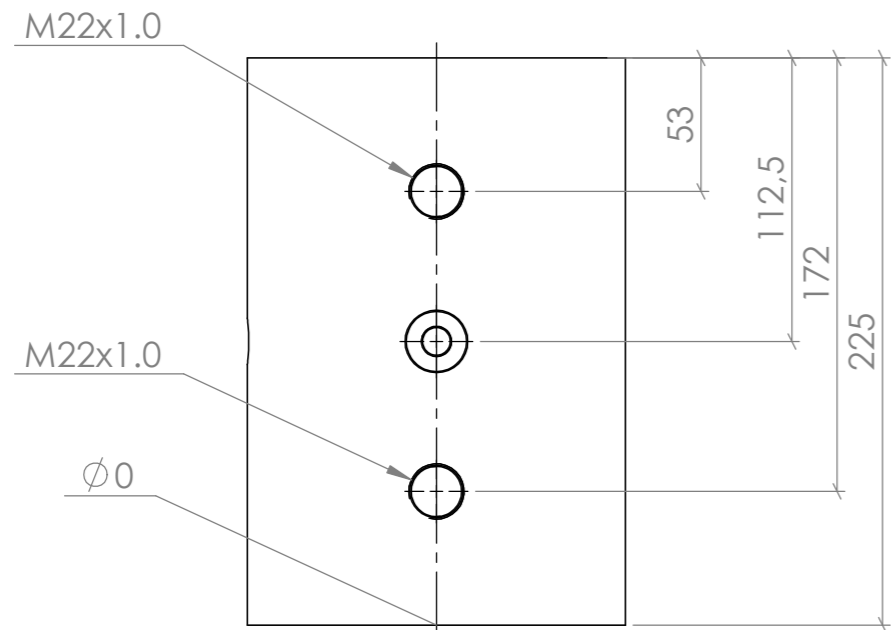
Nome	Data	Instituto Superior de Engenharia do Porto	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos	Quantidade	
Des.	Ricardo F.			13/04/2021	Massa (kg)
Vist.		ISO 2768	mK	Escala- 1:1	
Aprov.				A3	
Nome	Conjunto Esticador			Descrição	
				Desenho	RB_RF#18 1/1




6.11.19 ANEXO L.19 – Desenho técnico RB_RF#19



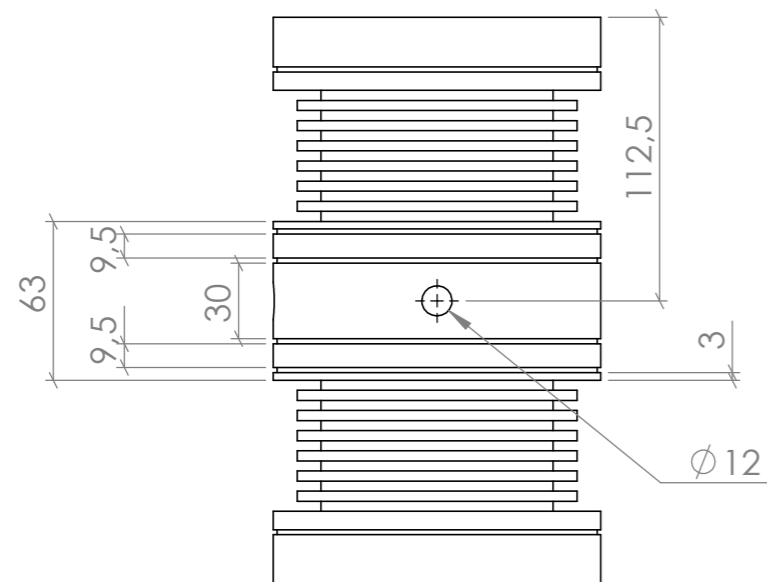
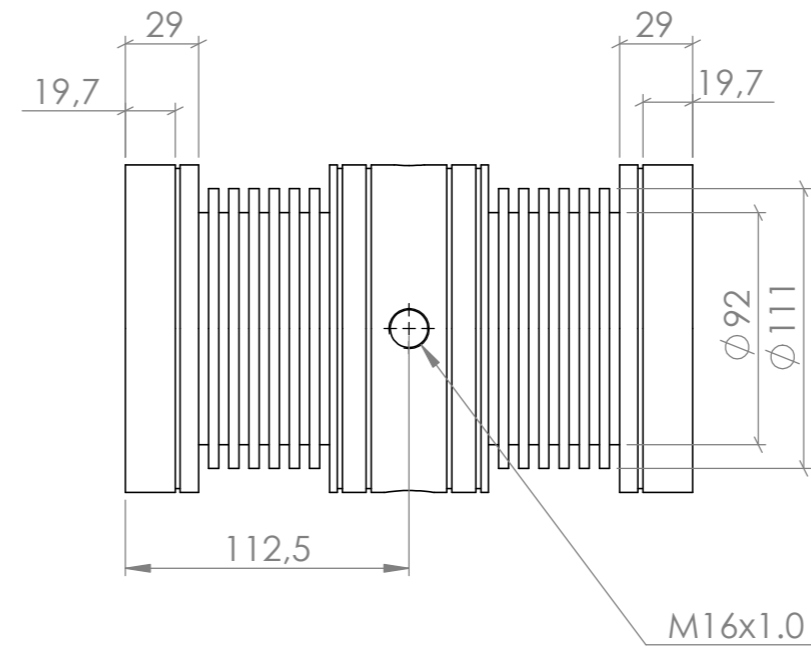
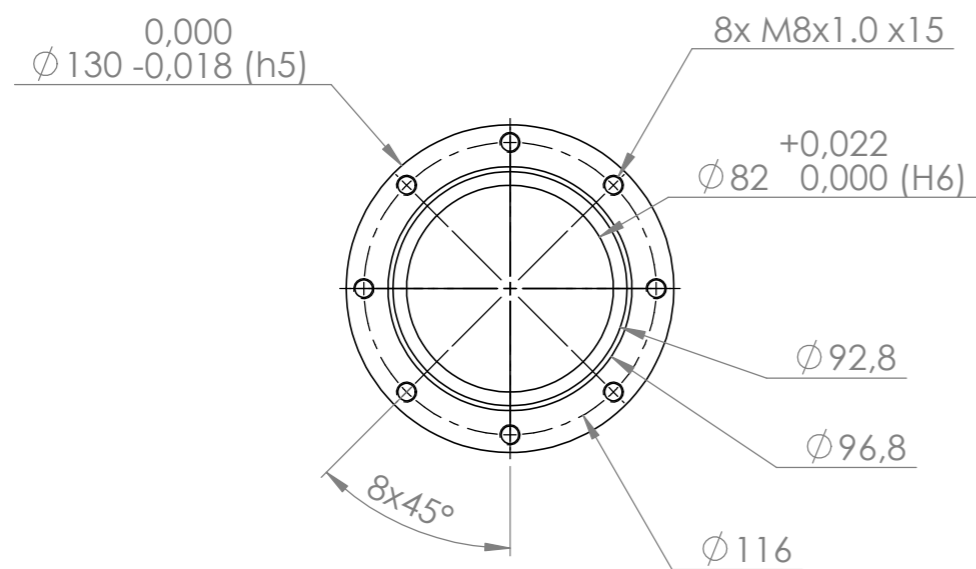
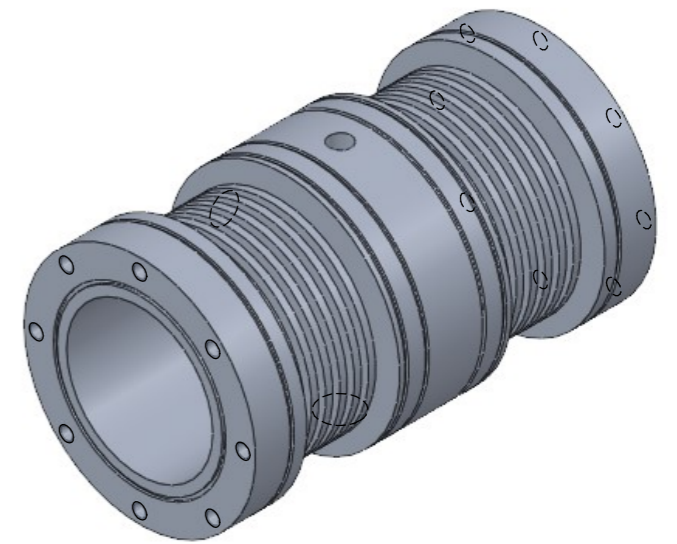
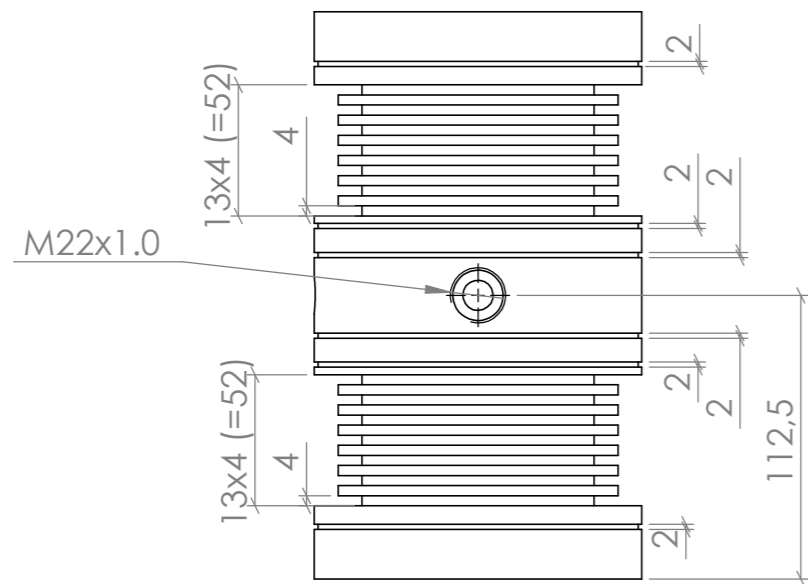
	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto				Dissertação:	Quantidade	1
Des.	Ricardo F.	25/03/2021					Banco de Ensaio de Rolamentos	Massa (kg)	2,40
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:2	 	A3	Tratamento	
Aprov.								Material	34 CrNiMo 6
Nome	Veio para Rolamento SKF 32008 X/Q							Descrição	Veio Rolamento SKF
								Desenho	RB_RF#19 1/1



6.11.20 ANEXO L.20 – Desenho técnico RB_RF#20



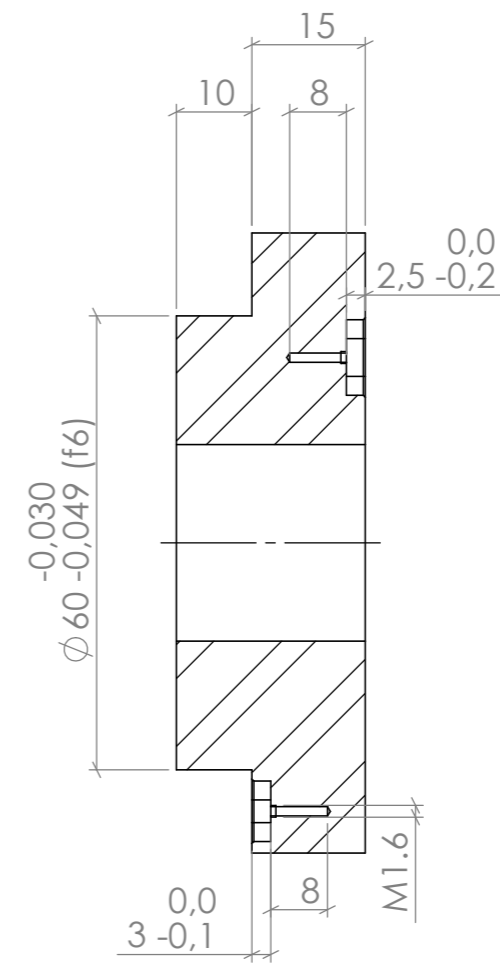
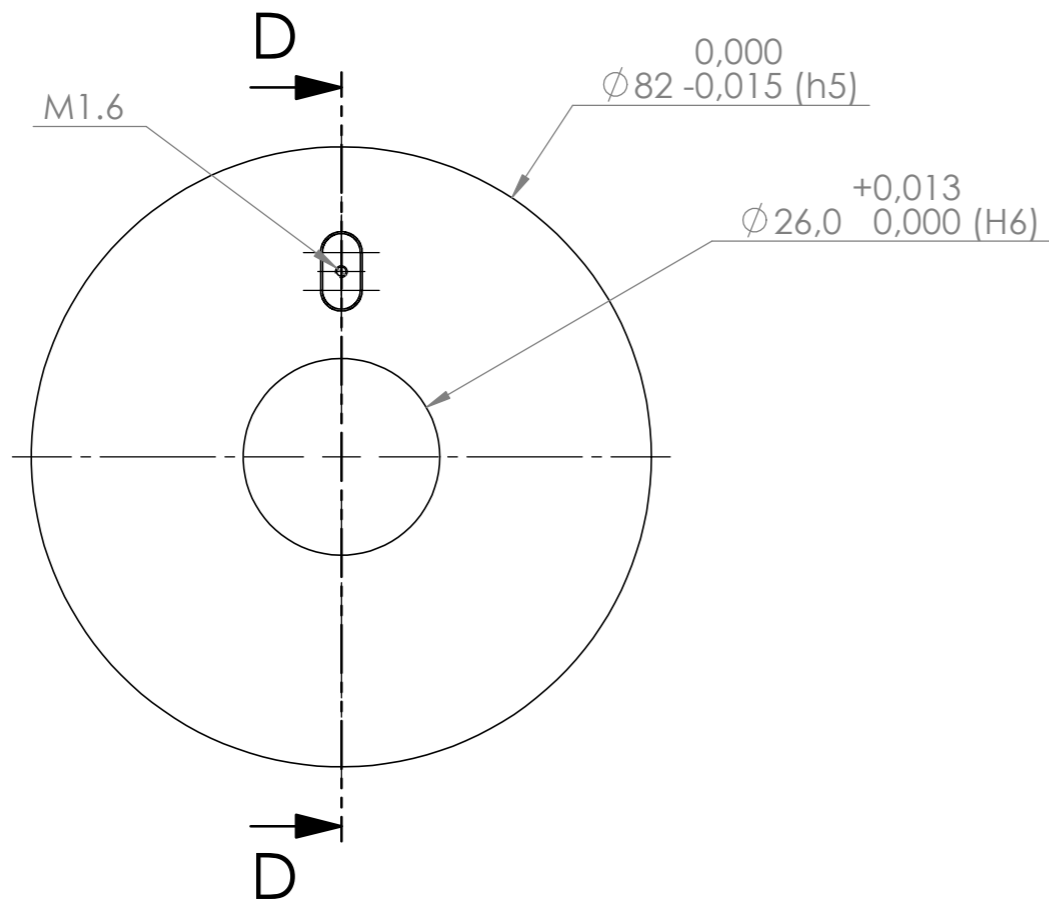
Nome	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Porto				Quantidade	1
Des.	Ricardo F.	29/03/2021	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos				Massa (kg)	7,60
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:5	  A3	Tratamento	
Aprov.							Material	Ck 45
Nome						Casquilho Exterior - Cartucho	Descrição	Casquilho exterior
Notas: Quebra das Arestas						Desenho	RB_RF#20	1/1

6.11.21 ANEXO L.21 – Desenho técnico RB_RF#21




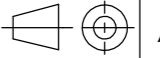
Nome	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto			Dissertação:	Quantidade	1
Des.	Ricardo F.	27/03/2021				Banco de Ensaio de Rolamentos	Massa (kg)	3,14
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:3		Tratamento	
Aprov.							Material	Al 7001
Nome Casquilho Interior - Cartucho							Descrição	Casquilho interior
Notas: Quebra das Arestas							Desenho	RB_RF#21 1/1

6.11.22 ANEXO L.22 – Desenho técnico RB_RF#22

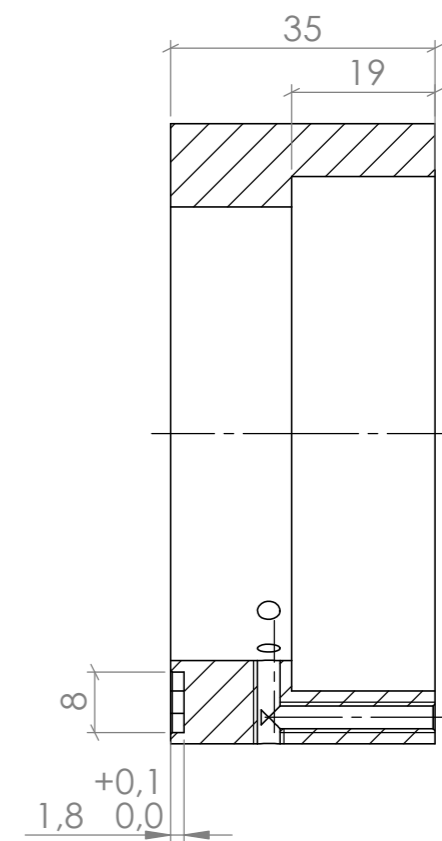
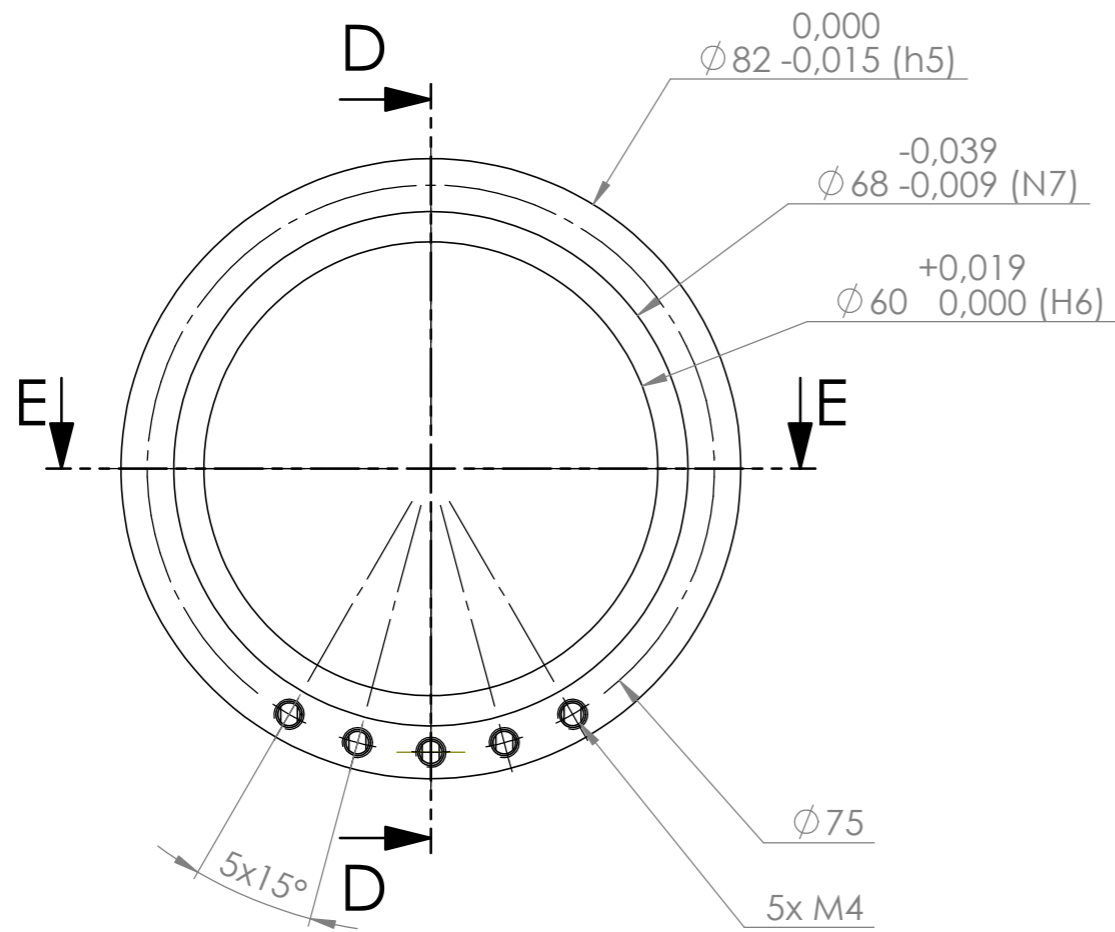


SECTION D-D

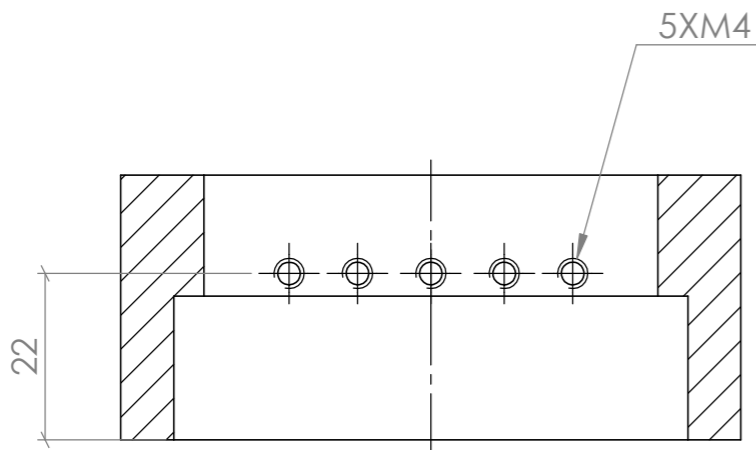


Des.	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto				Quantidade	2
Vist.	Ricardo F.	25/03/2021	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos				Massa (kg)	0,30
Aprov.			ISO 2768	mK	Escala- 1:5	 A3	Tratamento	
Nome	Espaçador - Cartucho					Descrição	Espaçador - Cartucho	
Notas: Quebra das Arestas							Desenho	RB_RF#22 1/1

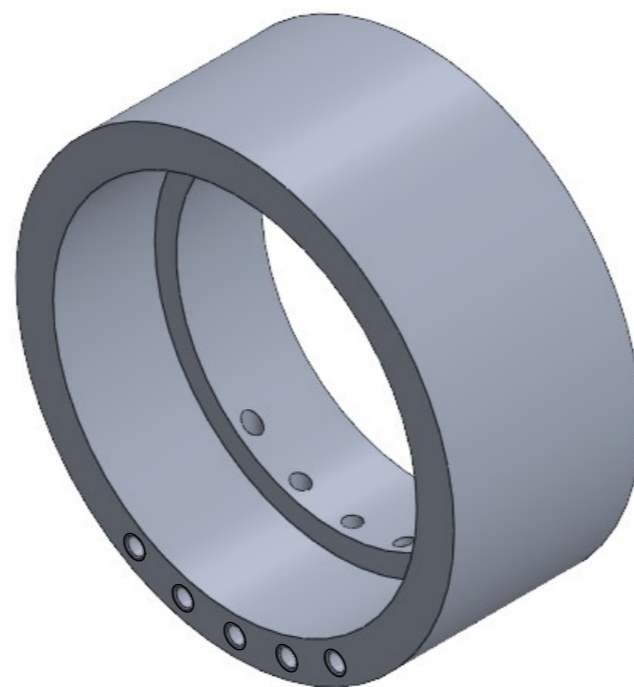
6.11.23 ANEXO L.23 – Desenho técnico RB_RF#23



SECTION D-D

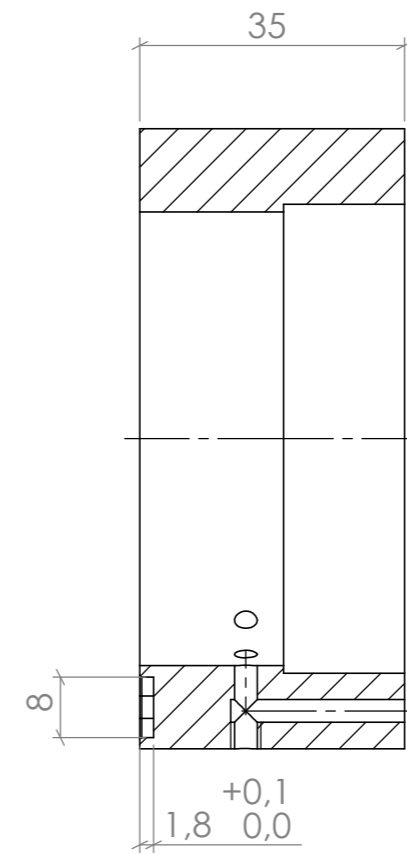
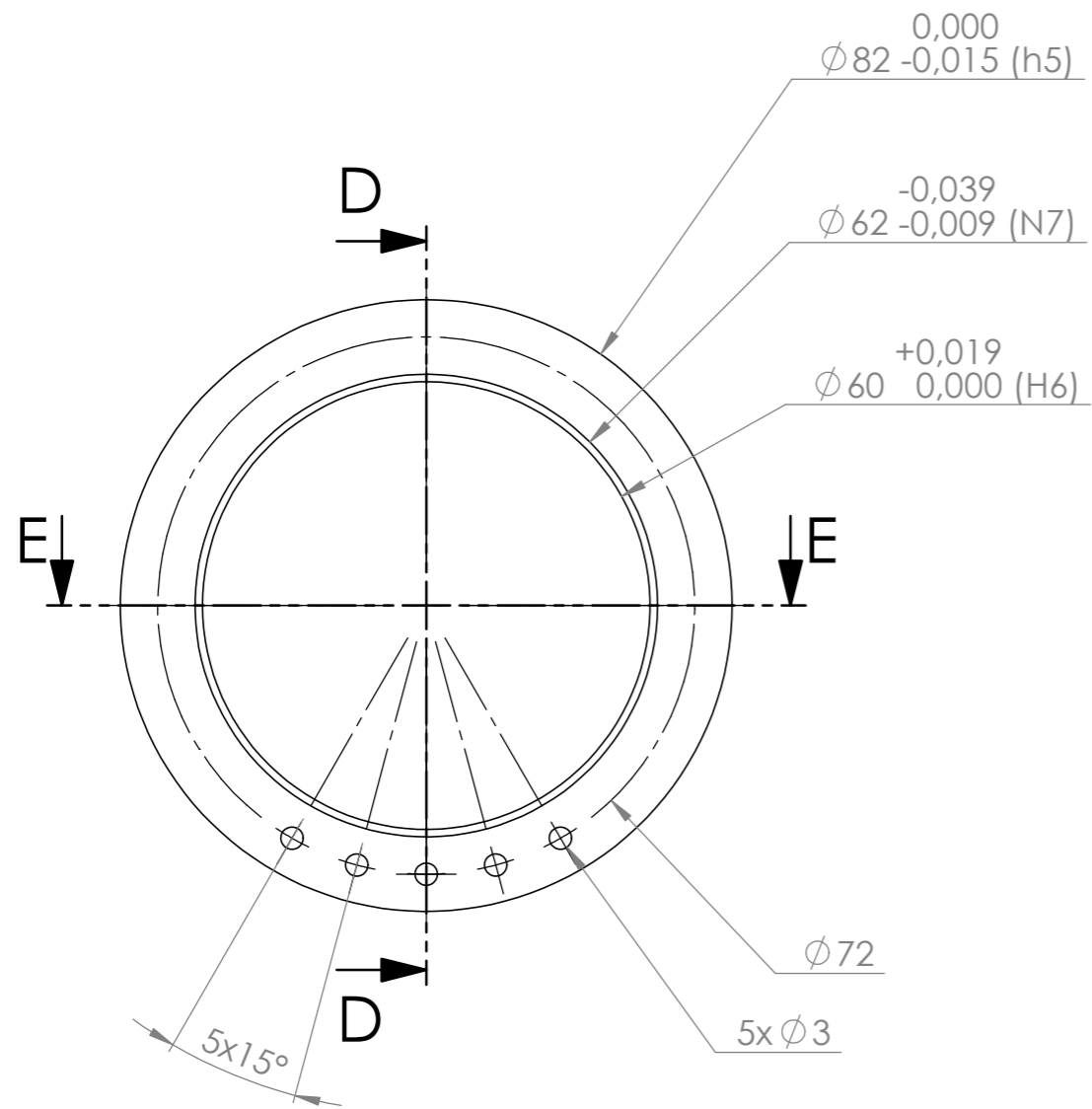


SECTION E-E

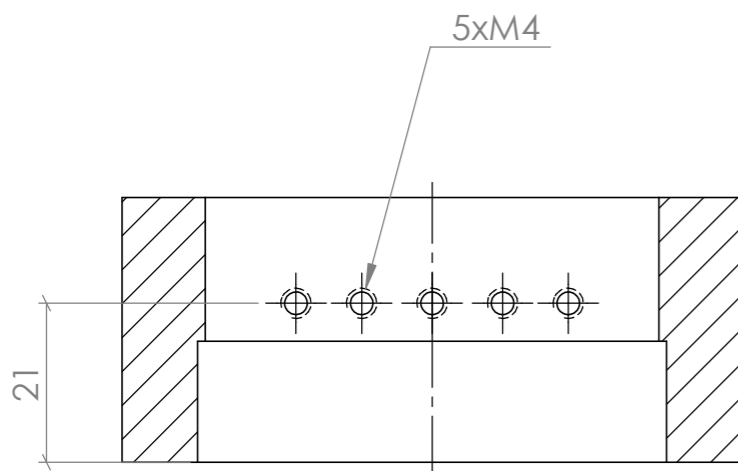


Nome	Retentor Rolamento SKF 32008 X/Q	Quantidade	2
Des.	Ricardo F.	Massa (kg)	0,2
Vist.		Tratamento	
Aprov.		Material	Al 7001
Nome	Retentor Rolamento SKF 32008 X/Q	Descrição	Retentor Rola. SKF
Notas: Quebra das Arestas		Desenho	RB_RF#23 1/1

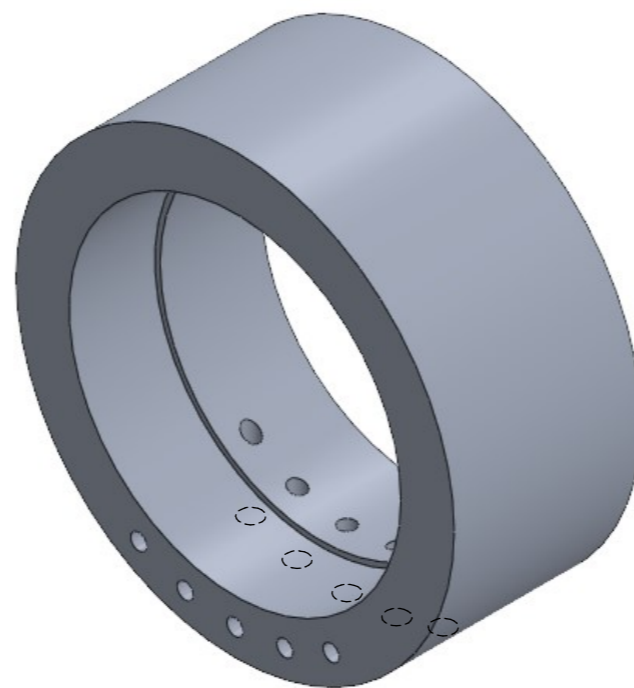
6.11.24 ANEXO L.24 – Desenho técnico RB_RF#24



SECTION D-D

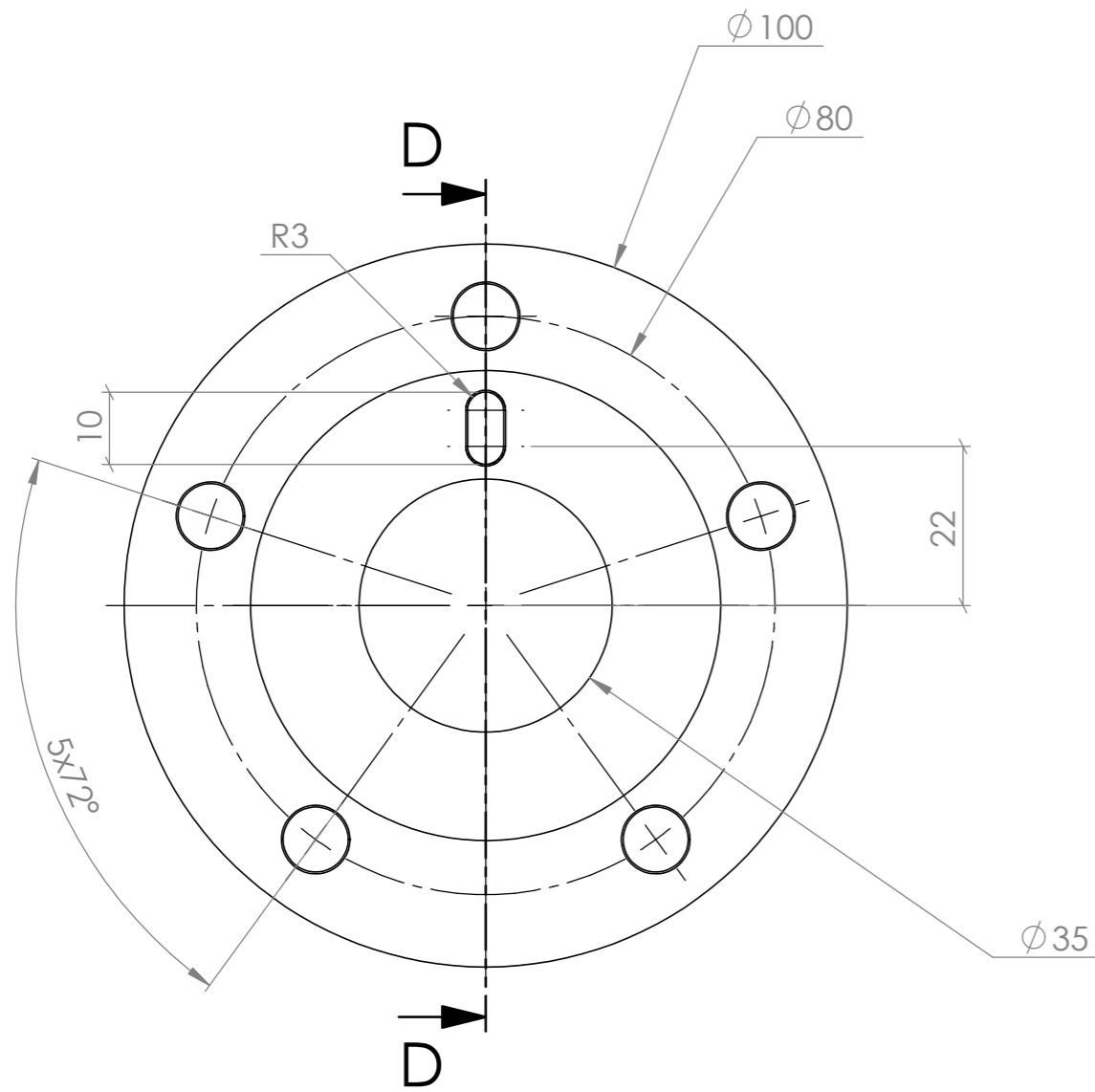


SECTION E-E

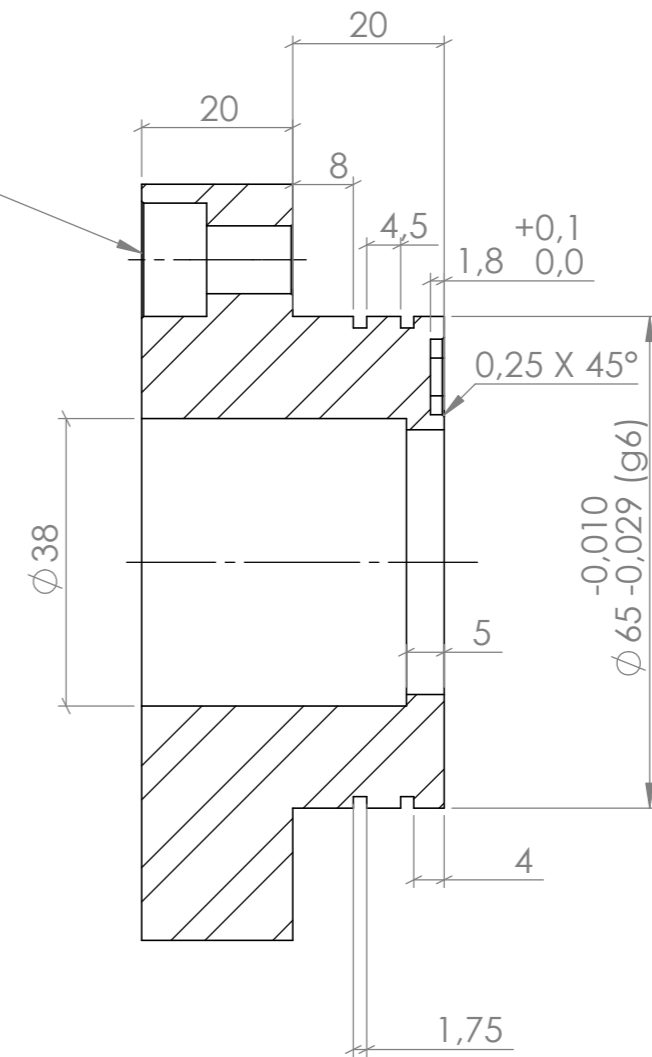


Nome	Ricardo F.	Data	25/03/2021	Instituto Superior de Engenharia de Porto			Dissertação:	Banco de Ensaio de Rolamentos	Quantidade	2	
Des.	Ricardo F.	Vist.		ISO 2768	mK	Escala-	1:1		A3	Massa (kg)	0,30
Aprov.		Nome	Retentor Rolamento FAG 7206						Descrição	Retentor Rola. FAG	
Notas: Quebra das Arestas									Desenho	RB_RF#24	1/1

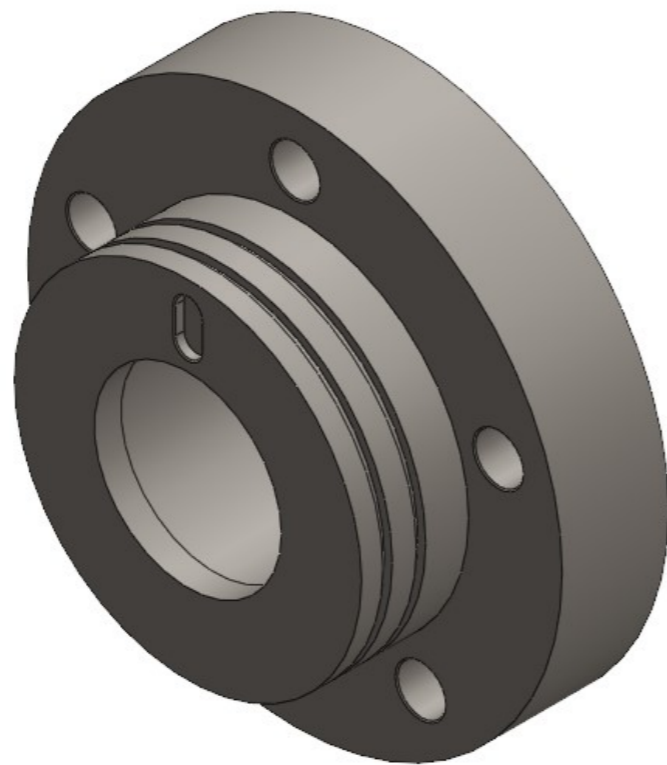
6.11.25 ANEXO L.25 – Desenho técnico RB_RF#25



5 x $\phi 9,0 \times 20$
 $\square \phi 15 \times 8,6$

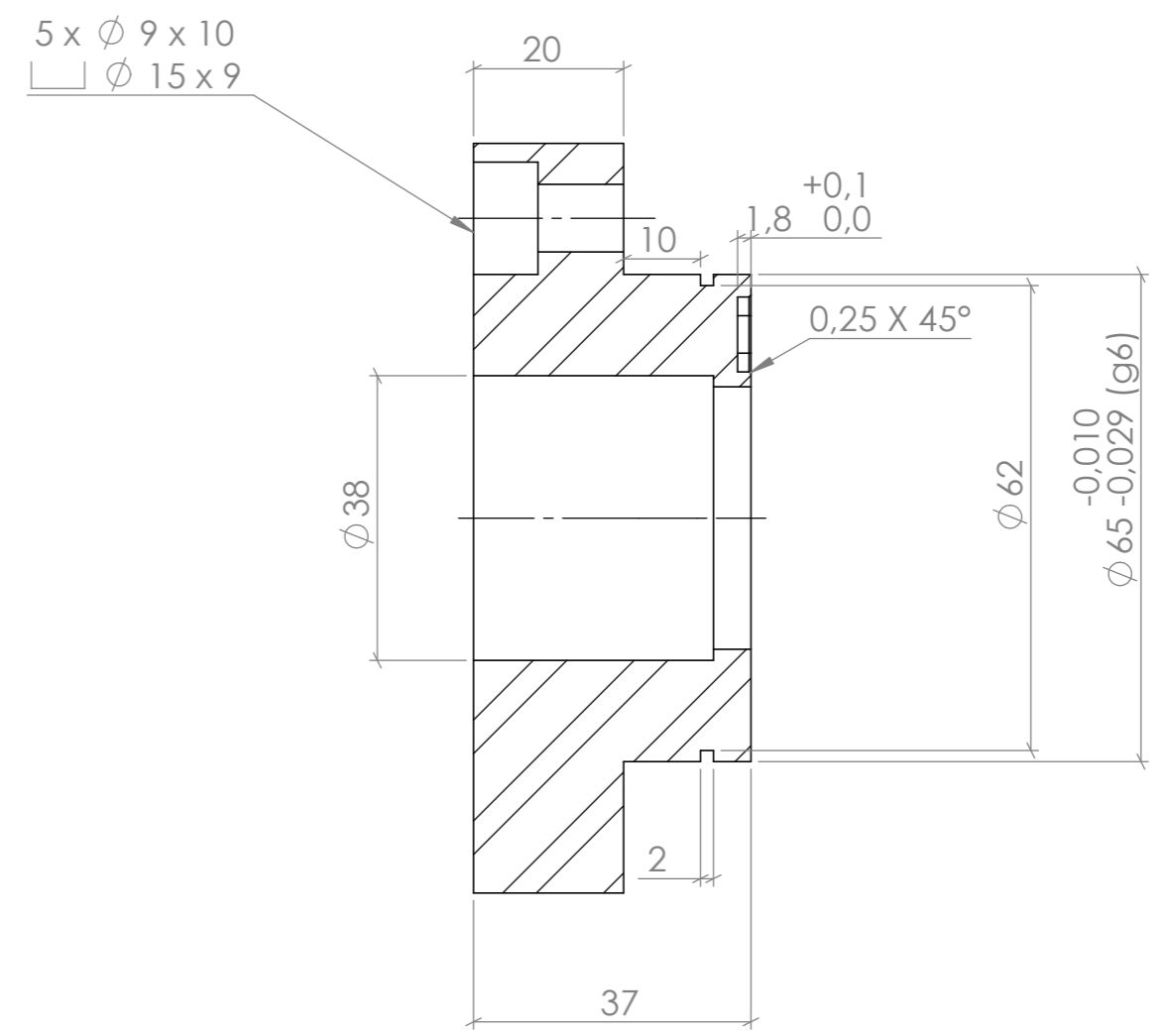
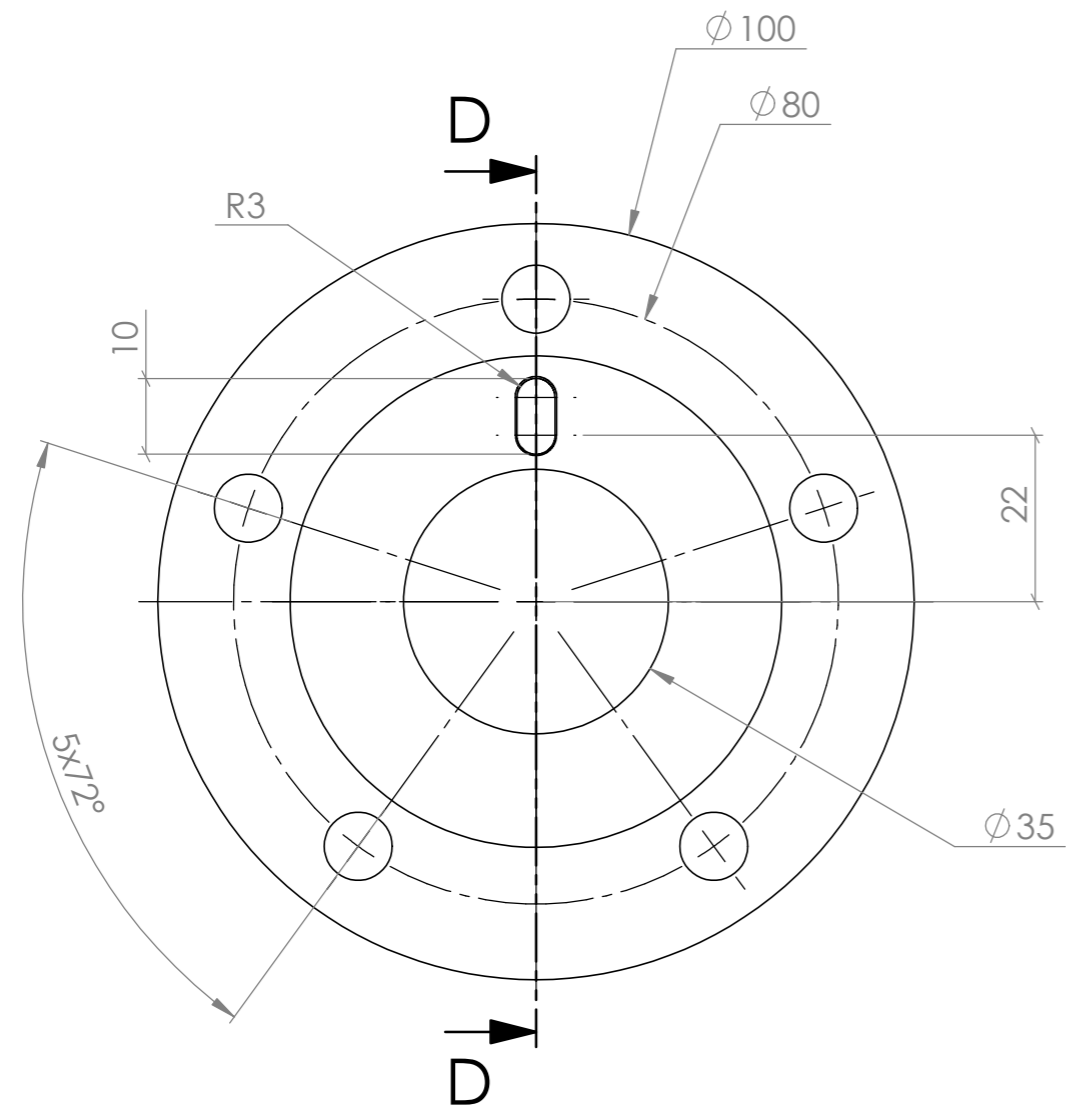


SECTION D-D

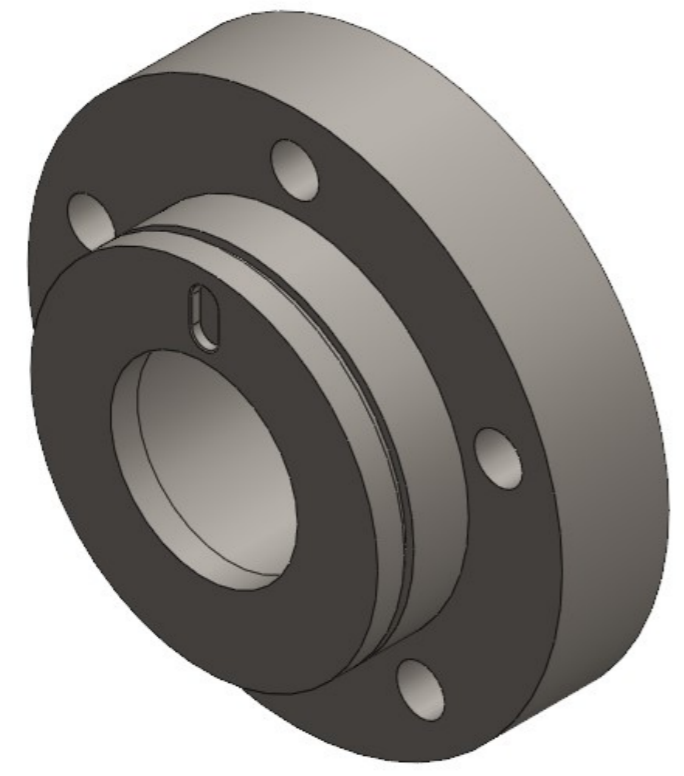



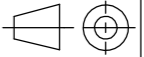
Nome	Data	Instituto Superior de Engenharia de Porto	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos			Quantidade	1
Des.	Ricardo F.		29/03/2021	Tratamento		Massa (kg)	
Vist.			Material	Ck 45	ISO 2768	mK	Escala- 1:1
Aprov.							A3
Nome	Tampa de Aplicação de Pré-Carga				Descrição	Tampa com Pré-Carga	
Notas: Quebra das Arestas					Desenho	RB_RF#25	1/1

6.11.26 ANEXO L.26 – Desenho técnico RB_RF#26

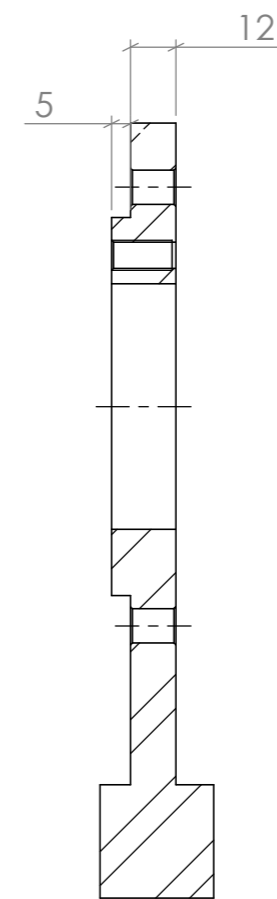
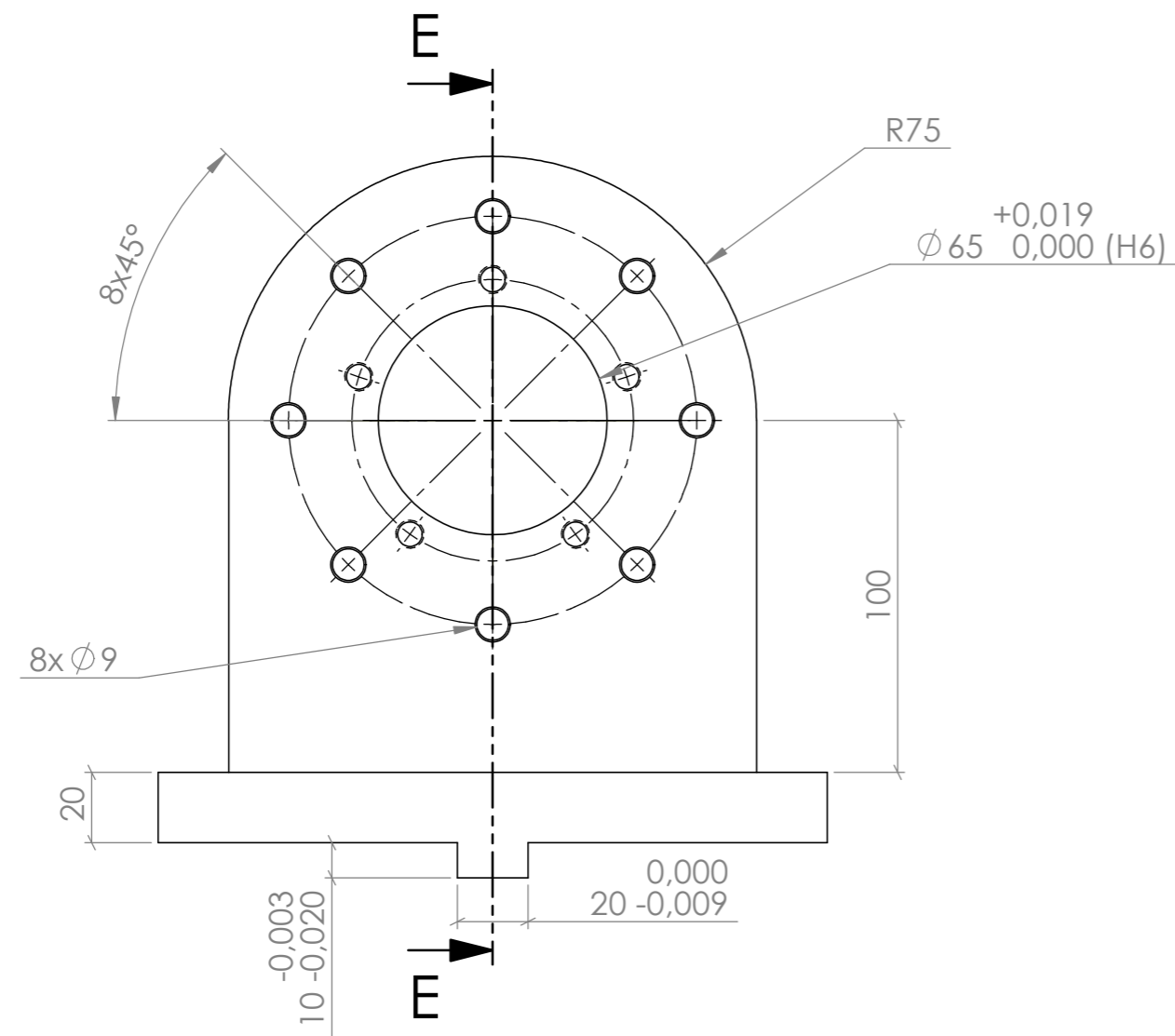


SECTION D-D

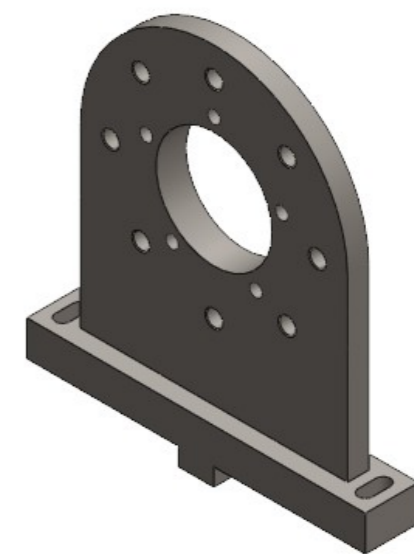
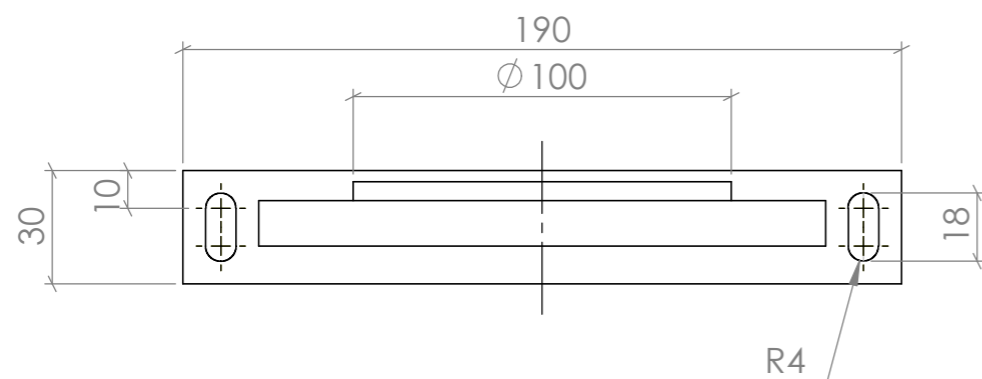



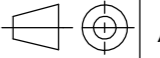
Nome	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto			Dissertação:	Quantidade	1
Des.	Ricardo F.	29/03/2021				Banco de Ensaio de Rolamentos	Massa (kg)	
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:1	 A3	Tratamento	
Aprov.							Material	Ck 45
Nome	Tampa sem Pré-Carga						Descrição	Tampa S/ Pré-Carga
Notas: Quebra das Arestas							Desenho	RB_RF#26 1/1

6.11.27 ANEXO L.27 – Desenho técnico RB_RF#27

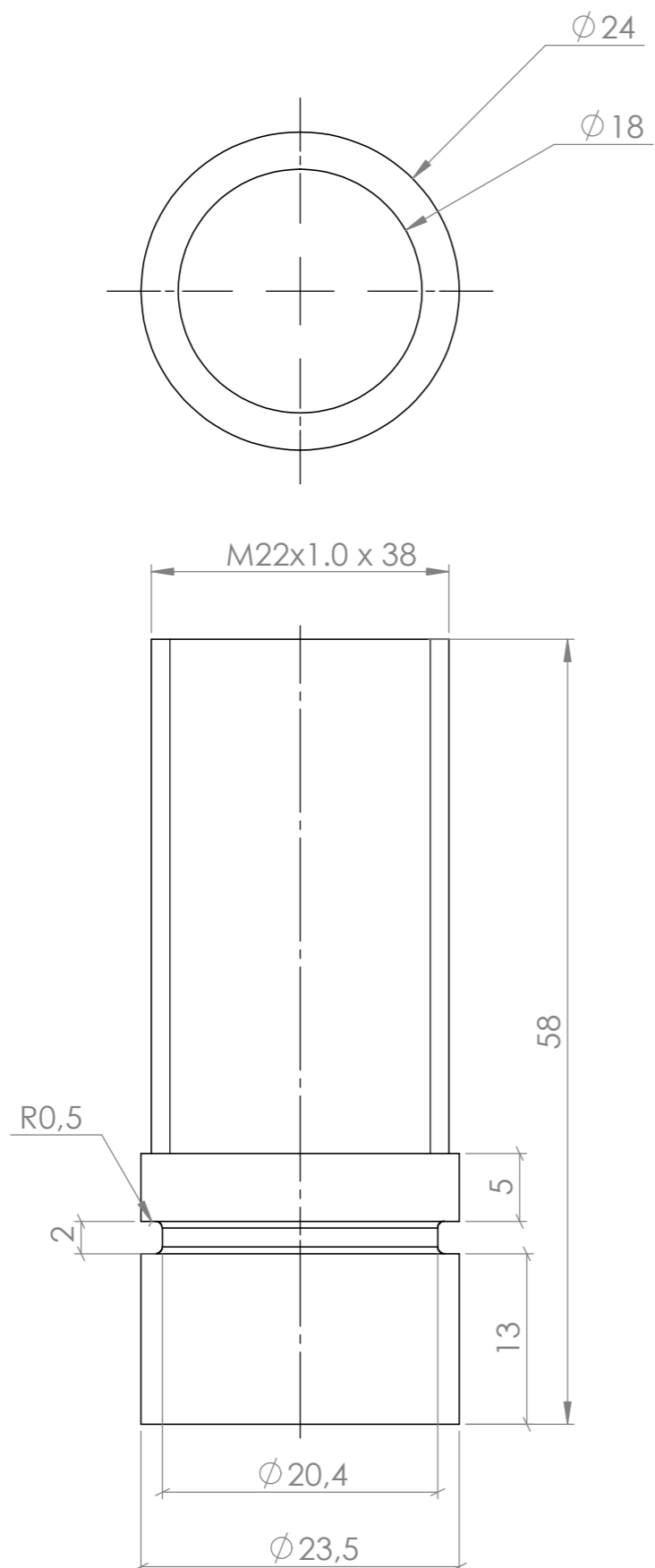



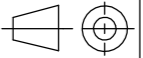
SECTION E-E



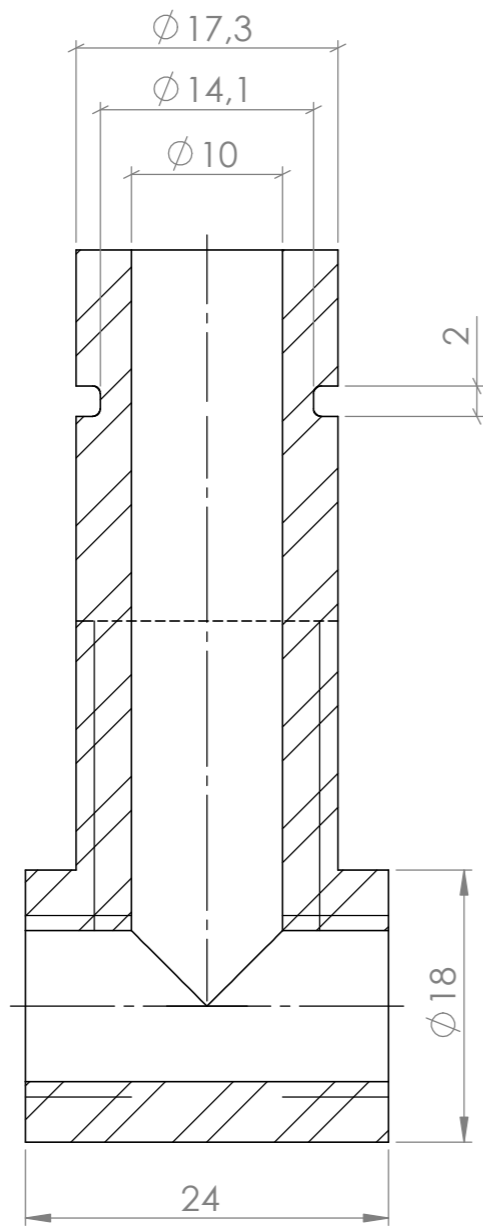
Nome	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Porto			Quantidade	2
Des.	Ricardo F.	29/03/2021	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos			Massa (kg)	2,90
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:2	Tratamento	
Aprov.					 A3	Material	34 CrNiMo 6
Nome Tampa Casquilho interior e exterior						Descrição	Tampa Casquilhos
Notas: Quebra das Arestas						Desenho	RB_RF#27 1/1

6.11.28 ANEXO L.28 – Desenho técnico RB_RF#28

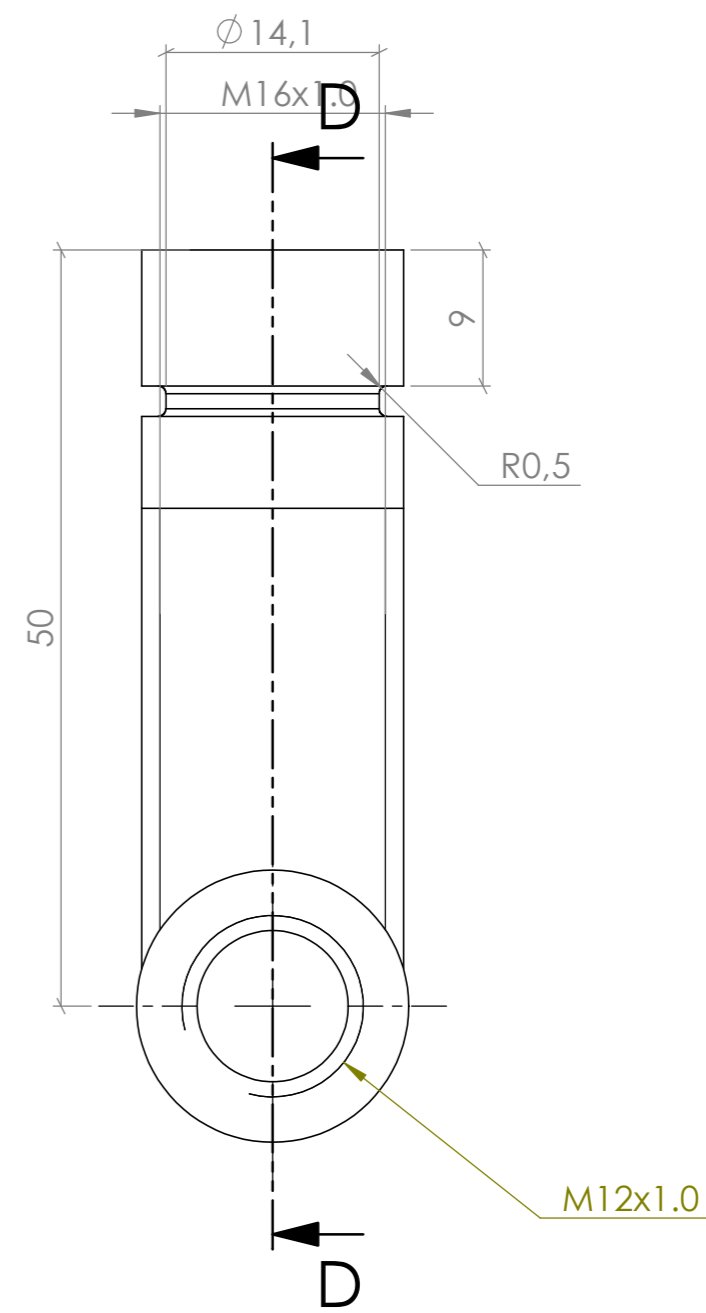
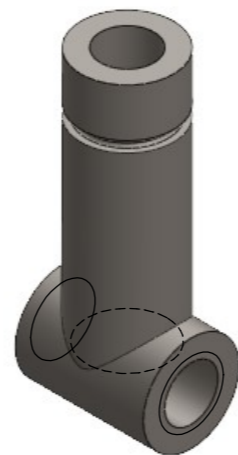


Nome	Ricardo F.	Data	21/04/2021	 Instituto Superior de Engenharia do Porto			Dissertação:	Banco de Ensaio de Rolamentos	Quantidade	1
Des.	Ricardo F.	Vist.		ISO 2768	mK	Escala-	2:1	 A3	Tratamento	
Aprov.		Nome	Saída Lubrificante	Material	Ck 45	Descrição	Sáida de Lubrificante	Desenho	RB_RF#28	1/1
Notas: Quebra das Arestas										

6.11.29 ANEXO L.29 – Desenho técnico RB_RF#29

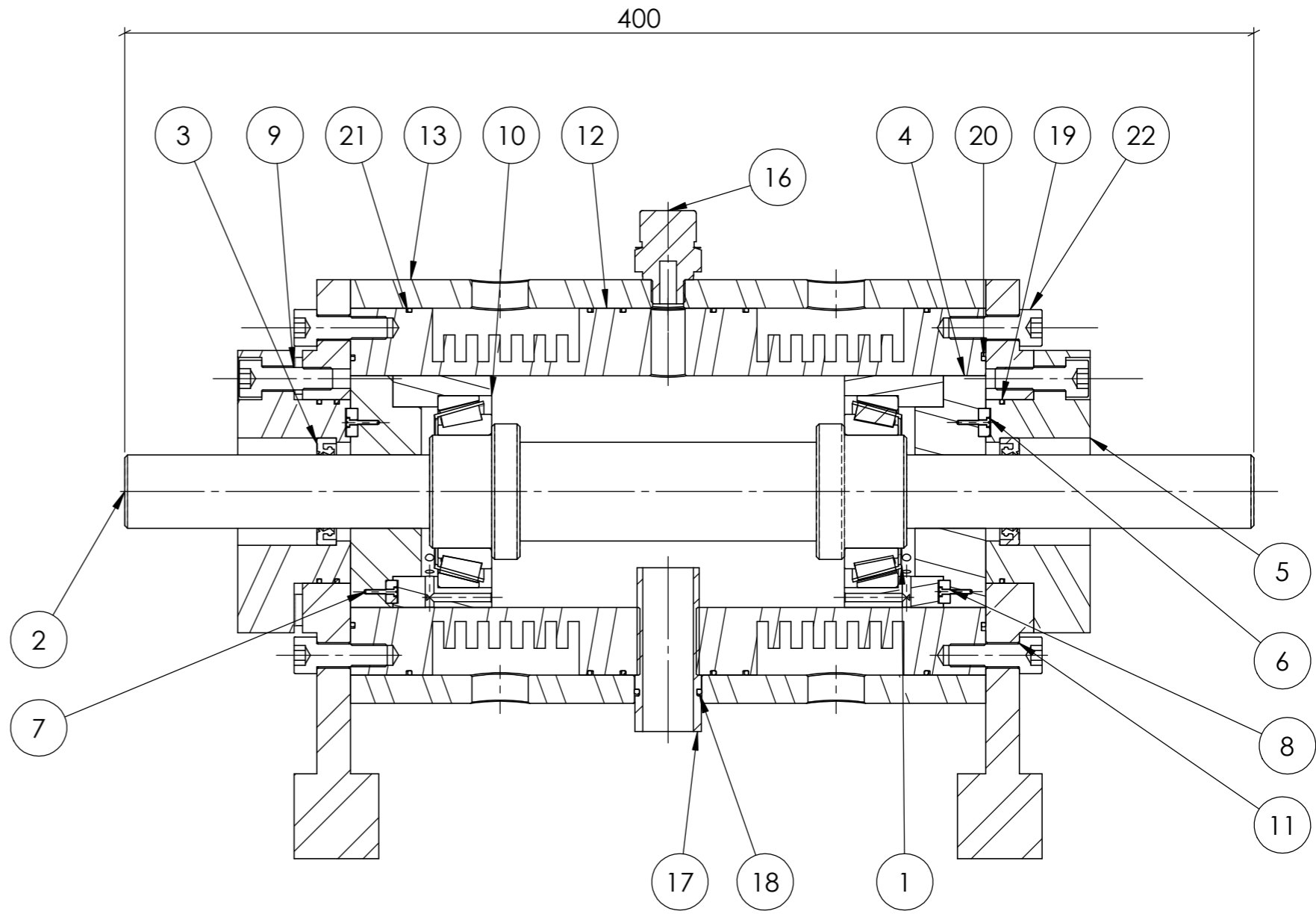
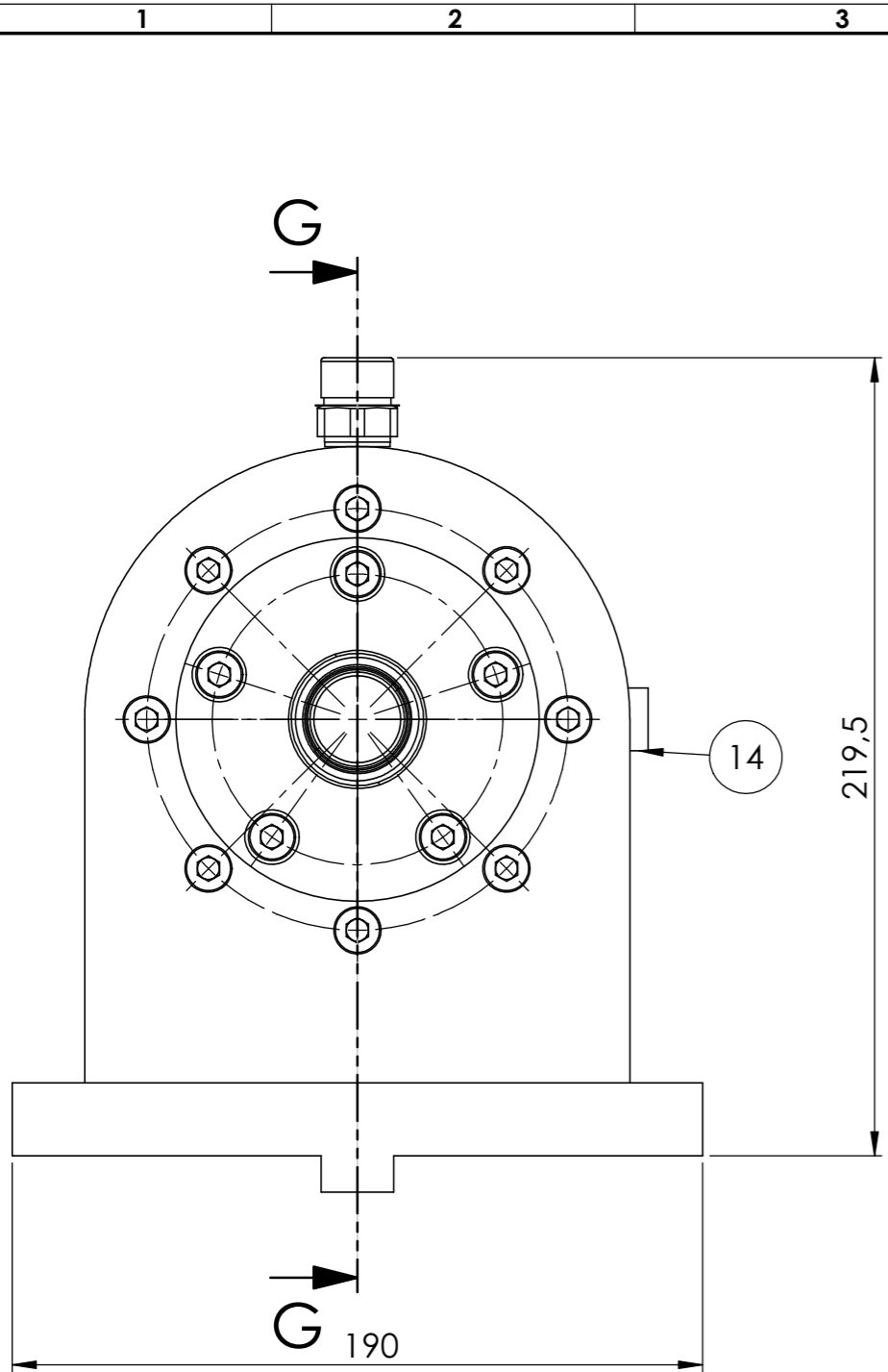


SECTION D-D

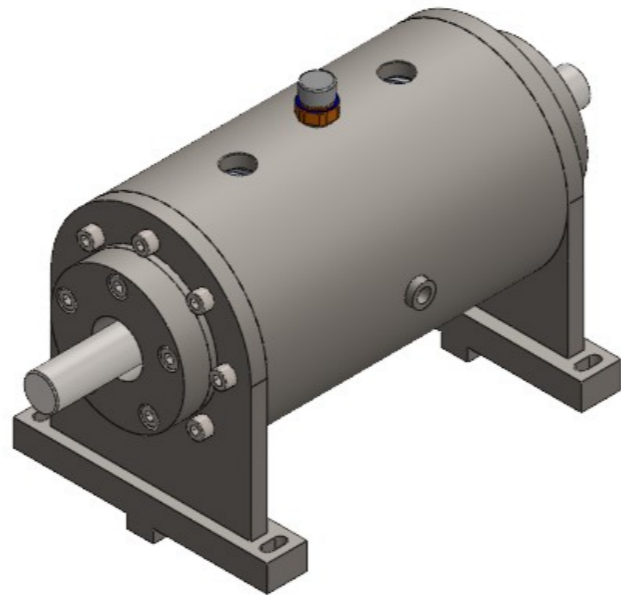



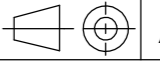
Des.	Ricardo F.	Data	26/04/2021	Instituto Superior de Engenharia do Porto			Dissertação:	Banco de Ensaio de Rolamentos	Quantidade	1	
Vist.				ISO 2768	mK	Escala-	2:1		A3	Tratamento	
Aprov.										Material	Ck 45
Nome	T - Injeção de Lubrificante no Cartucho							Descrição	Injeção de Lubrificante		
Notas: Quebra das Arestas									Desenho	RB_RF#29	
										1/1	

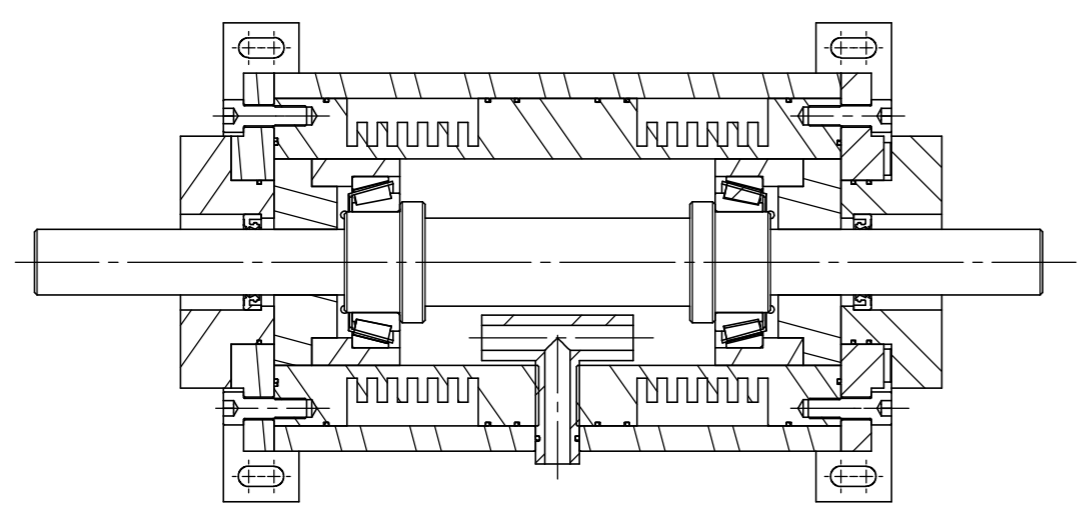
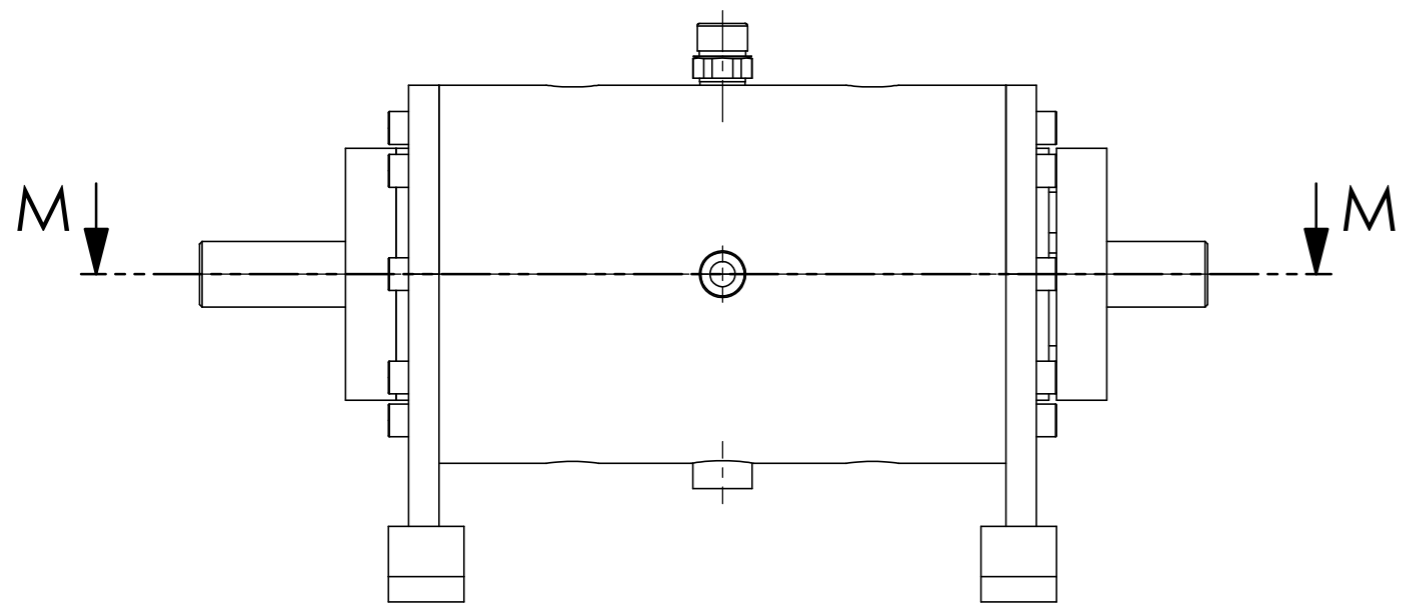
6.11.30 ANEXO L.30 – Desenho técnico RB_RF#30



SECTION G-G
SCALE 1 : 2



Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos			Quantidade		
Des.	Ricardo F.		25/03/2021				Massa (kg)	
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:5	 A3	Tratamento	
Aprov.							Material	
Nome	Conjunto - Cartucho de Rolamento SKF 32008 X/Q					Descrição	Cartucho Rola. SKF	
						Desenho	RB_RF#30 1/2	

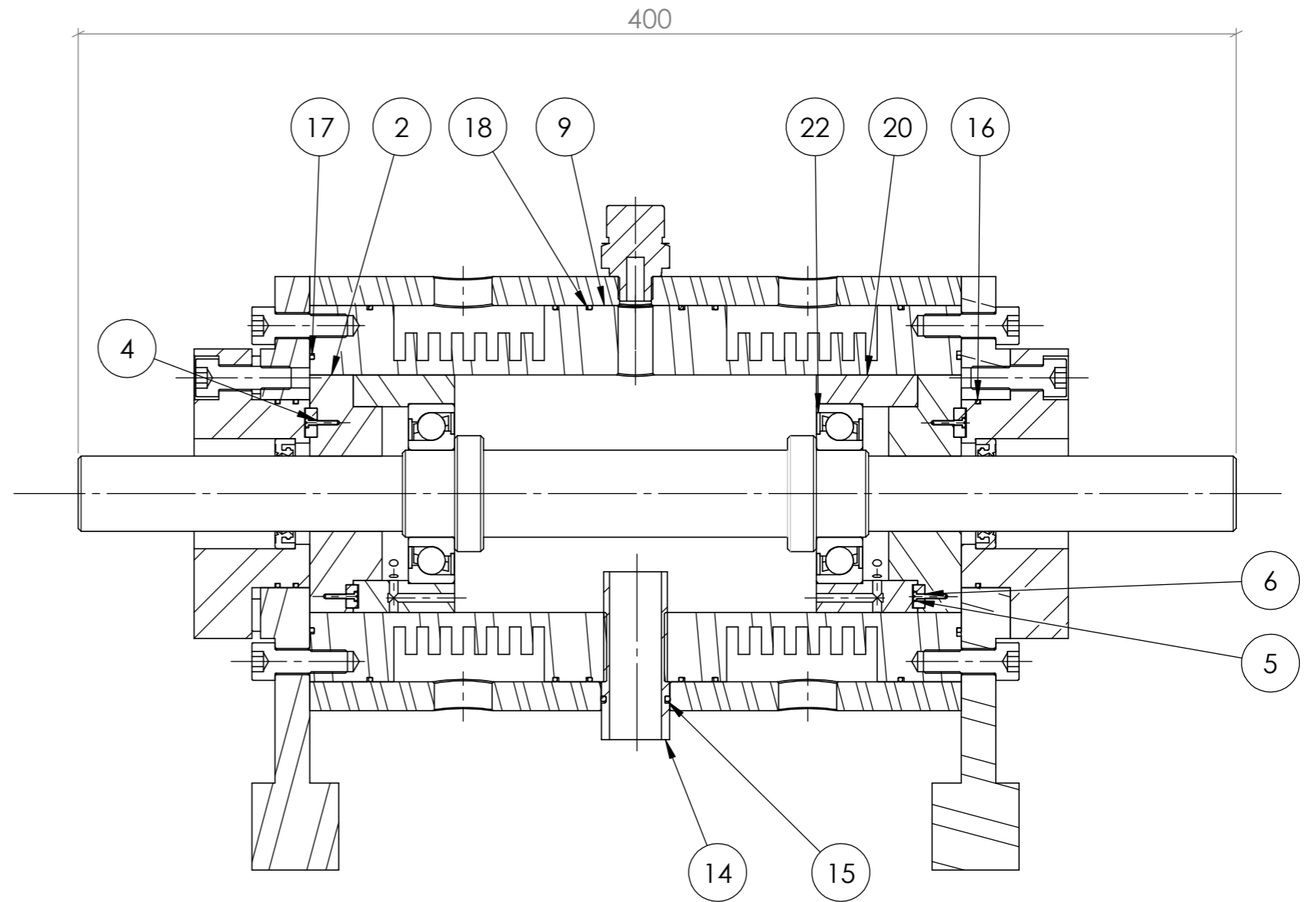
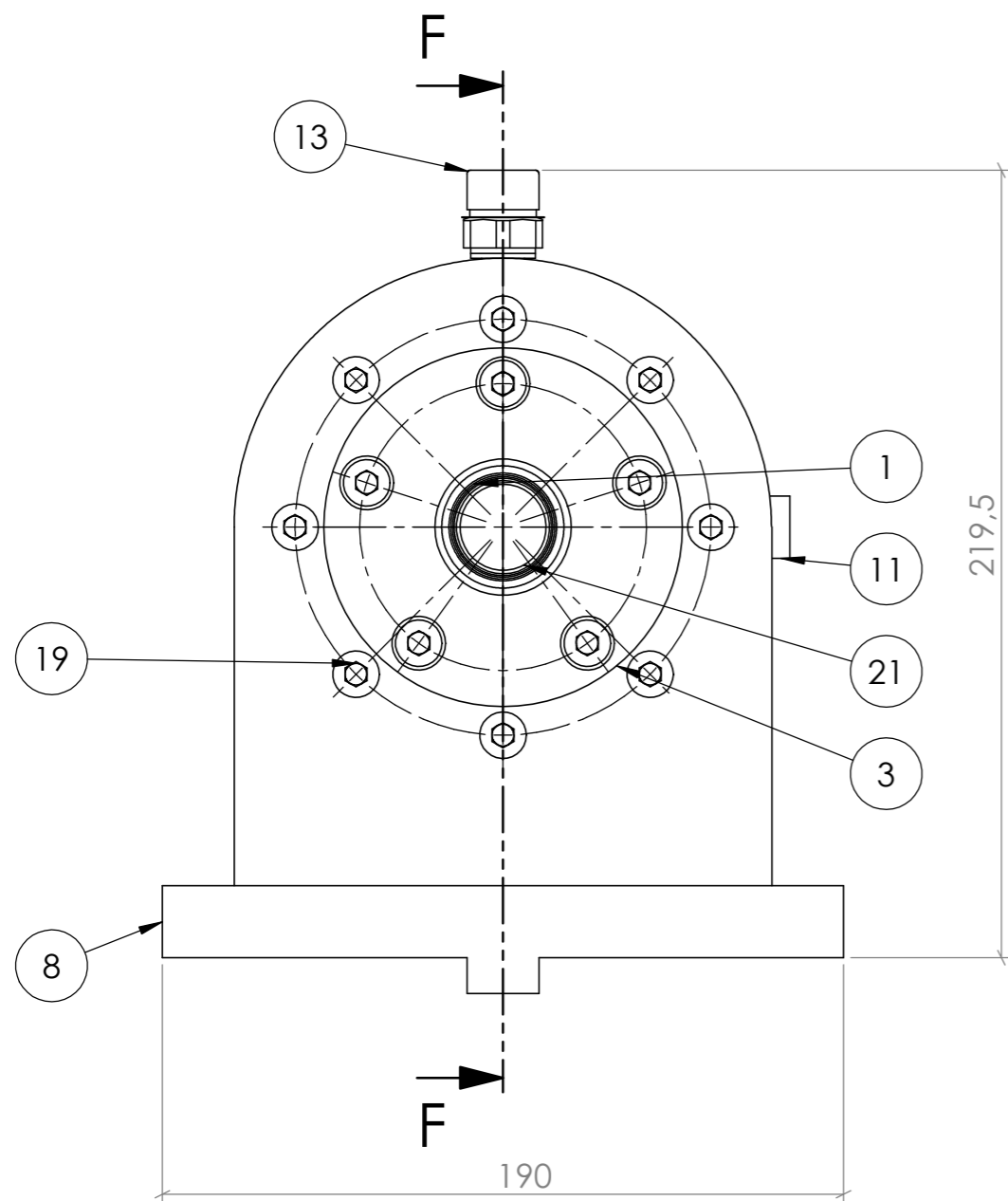


SECTION M-M
SCALE 1 : 3

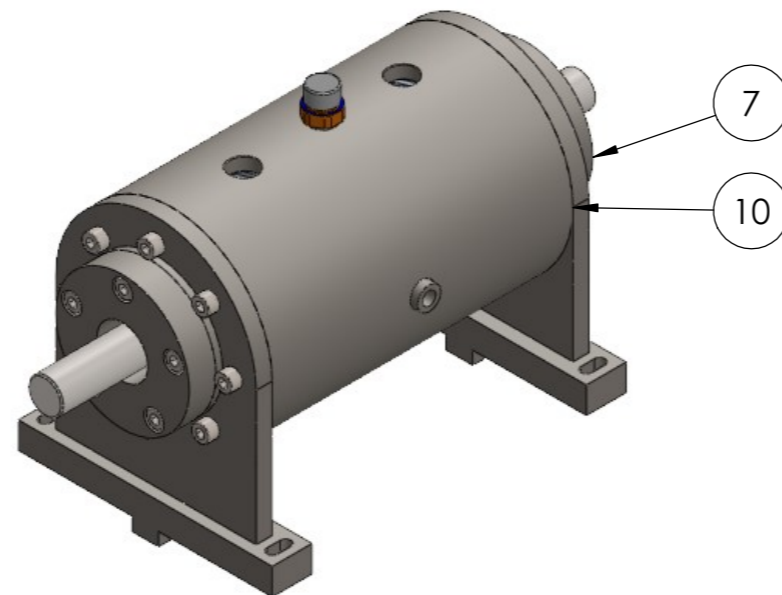
Número de Identificação	Desenho Número	Descrição	Qtd.
1	32008_X	Rolamento SKF 32008	2
2	RB_RF#19	Veio SKF	1
3	SKF_26X38X7_HMSA10_V	Retentor Rotativo	2
4	RB_RF#22	Espaçador Cartucho	2
5	RB_RF#26	Tampa S. Pré-Carga	1
6	RB_RF#33	Chaveta Maior	2
7	ISO 1207 - M1.6 x 10 - 10N		4
8	RB_RF#34	Chaveta menor	2
9	RB_RF#25	Tampa C. Pré-Carga	1
10	RB_RF#23	Retentor SKF	2
11	RB_RF#27	Tampa Casquilho	2
12	RB_RF#21	Casquilho Interior	1
13	RB_RF#20	Casquilho exterior	1
14	RB_RF#29	"T" de injeção de Lubrificante	1
15	OR 14,1x1,6- N70	O-ring Sáida de Lubrificante	1
16	Breather filters GN 882-M12x1,5-MS-M	Válvula de Alívio de Pressão	1
17	RB_RF#28	Saída de Lubrificante	1
18	OR 20,35x1,78- N70	O-ring "T" de injeção	1
19	OR 62x1,5- N70	O-ring Tampas	3
20	OR 96x1,5 - N70	O-ring Tampa Casquilho	2
21	OR 127x1,5 - N70	O-ring Casquilhos Interior	6
22	ISO 4762 M8 x 25 - 25N		26


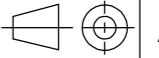
Nome	Data	Instituto Superior de Engenharia do Porto	Dissertação:	Quantidade	
Des.	Ricardo F.		25/03/2021	Banco de Ensaio de Rolamentos	Massa (kg)
Vist.				Tratamento	
Aprov.		ISO 2768	mK	Material	
Nome	Conjunto - Cartucho de Rolamento SKF 32008 X/Q			Descrição	Cartucho Rola. SKF
				Desenho	RB_RF#30 2/2

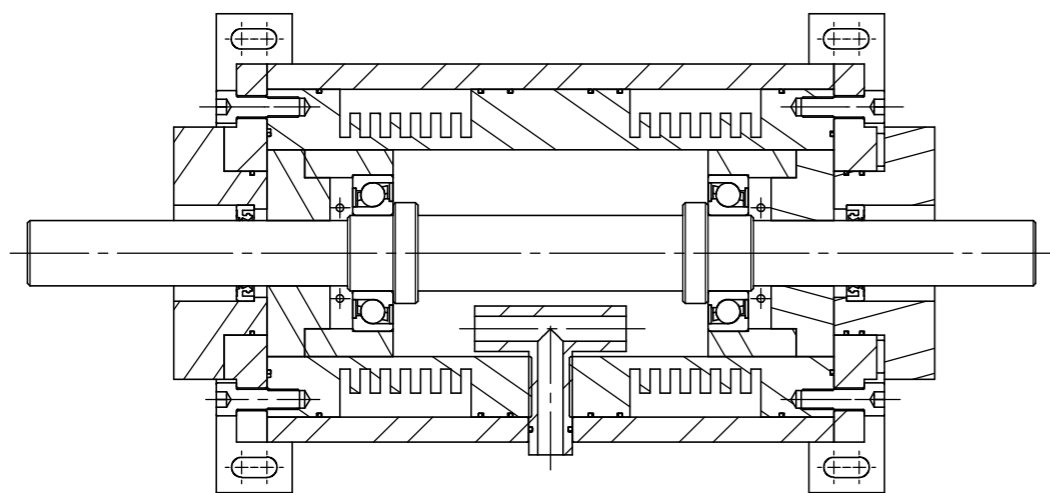
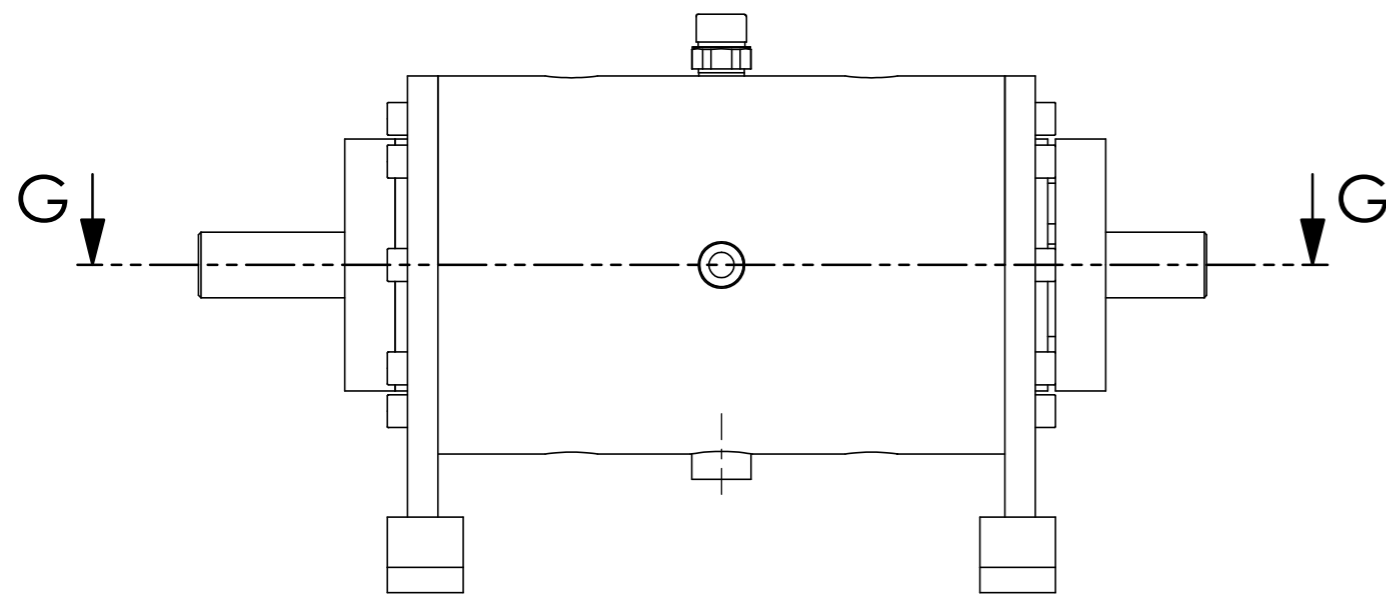
6.11.31 ANEXO L.31 – Desenho técnico RB_RF#31



SECTION F-F
SCALE 1 : 2




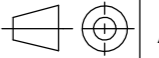
	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Portugal			Dissertação:	Quantidade	
Des.	Ricardo F.	25/03/2021				Banco de Ensaio de Rolamentos	Massa (kg)	
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:2		Tratamento	
Aprov.						A3	Material	
Nome	Conjunto - Cartucho Rolamento FAG 7206						Descrição	Cartucho Rola. FAG
							Desenho	RB_RF#31 1/2



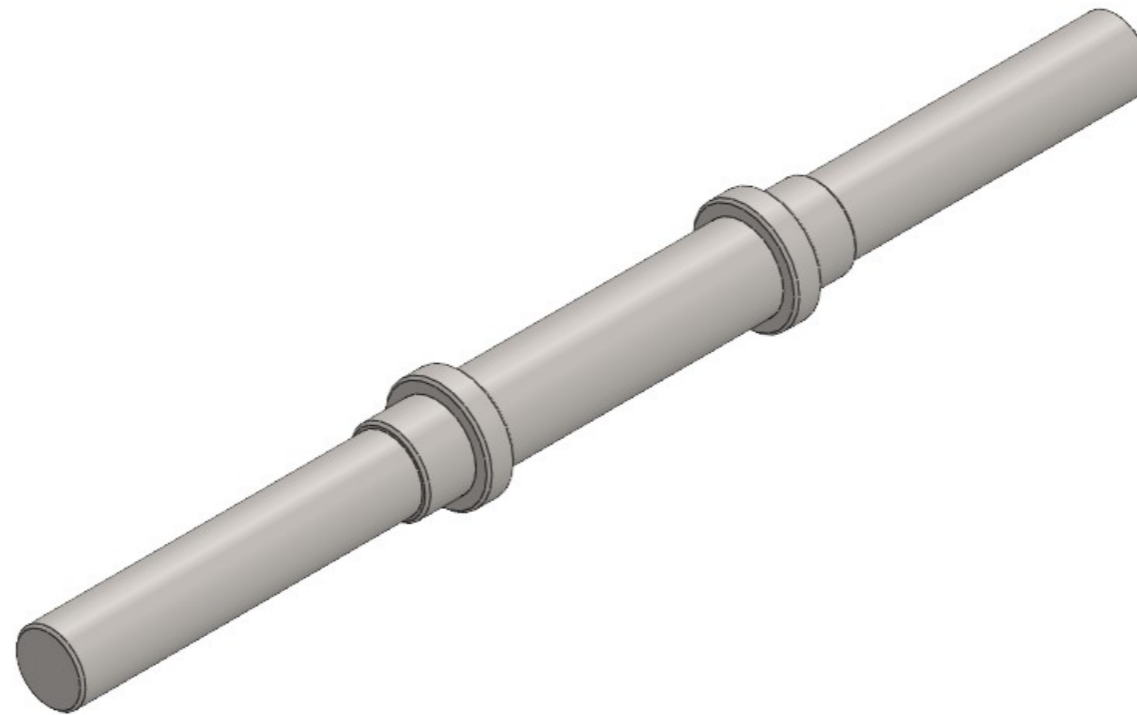
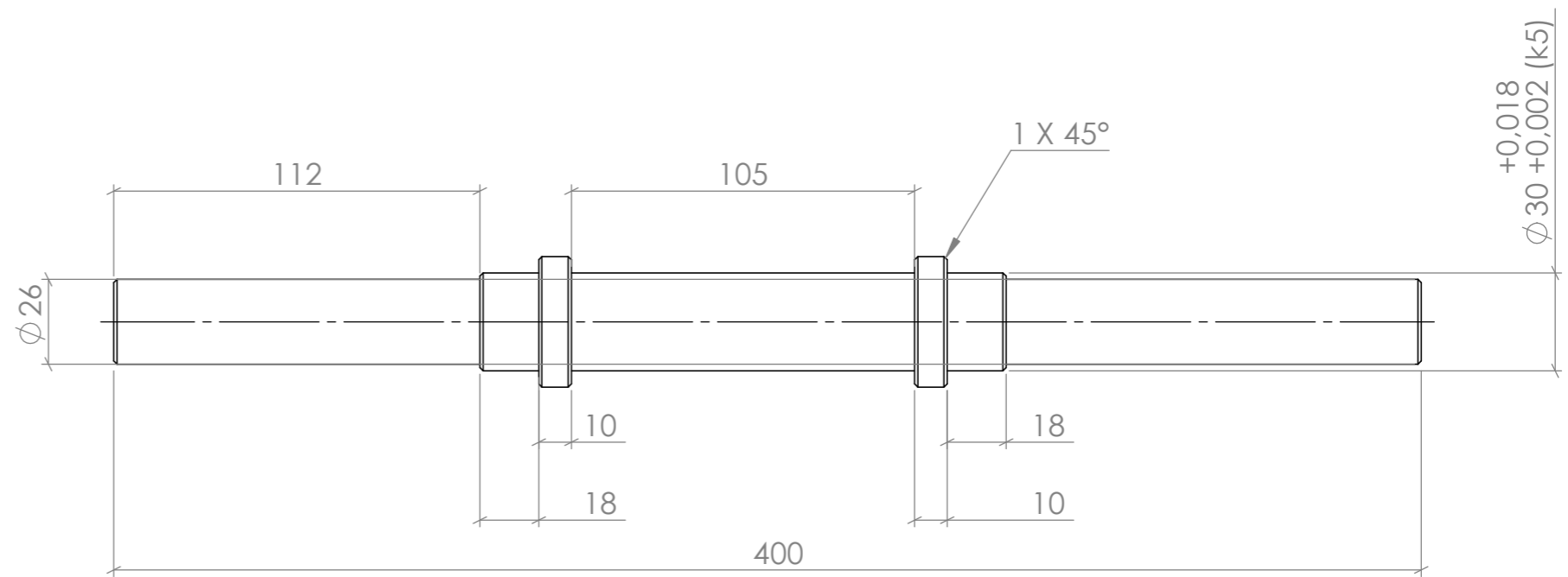
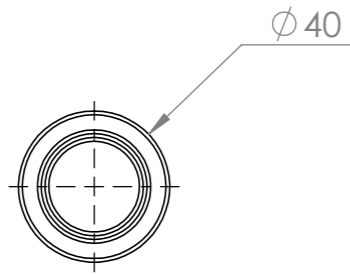
SECTION G-G


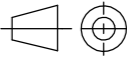
SCALE 1 : 3

Número de Identificação	Desenho Número	Descrição	Qtd.
1	SKF_26X38X7_HMSA10_V	Retentor Rotativo	2
2	RB_RF#22	Espaçador Cartucho	2
3	RB_RF#26	Tampa S. Pré-Carga	1
4	RB_RF#33	Chaveta Maior	2
5	ISO 1207 - M1.6 x 10 - 10N		4
6	RB_RF#34	Chaveta menor	2
7	RB_RF#25	Tampa C. Pré-Carga	1
8	RB_RF#27	Tampa Casquilho	2
9	RB_RF#21	Casquilho Interior	1
10	RB_RF#20	Casquilho exterior	1
11	RB_RF#29	"T" de injeção de Lubrificante	1
12	OR 14,1x1,6- N70	O-ring Saida de Lubrificante	1
13	Breather filters GN 882-M12x1,5-MS-M	Válvula de Alívio de Pressão	1
14	RB_RF#28	Saída de Lubrificante	1
15	OR 20,35x1,78- N70	O-ring "T" de injeção	1
16	OR 62x1,5- N70	O-ring Tampas	3
17	OR 96x1,5 - N70	O-ring Tampa Casquilho	2
18	OR 127x1,5 - N70	O-ring Casquilhos Interior	6
19	ISO 4762 M8 x 25 - 25N		26
20	RB_RF#24	Retentor FAG	2
21	RB_RF#32	Veio FAG	1
22	7206-b-xl-2rs-tvp	Rolamento FAG 7206	2

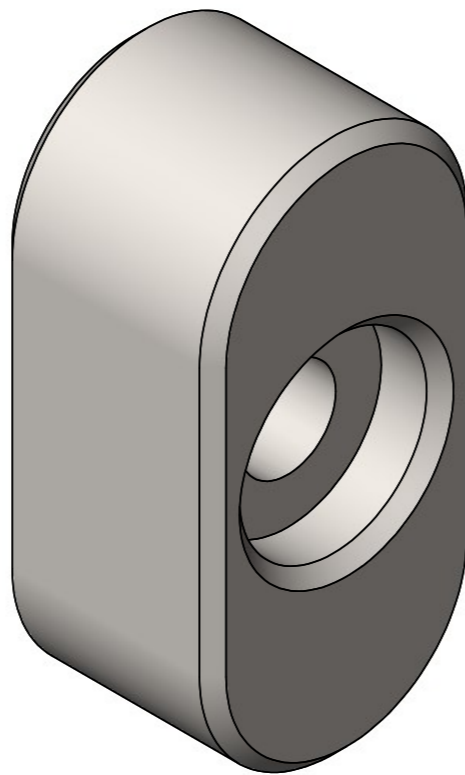
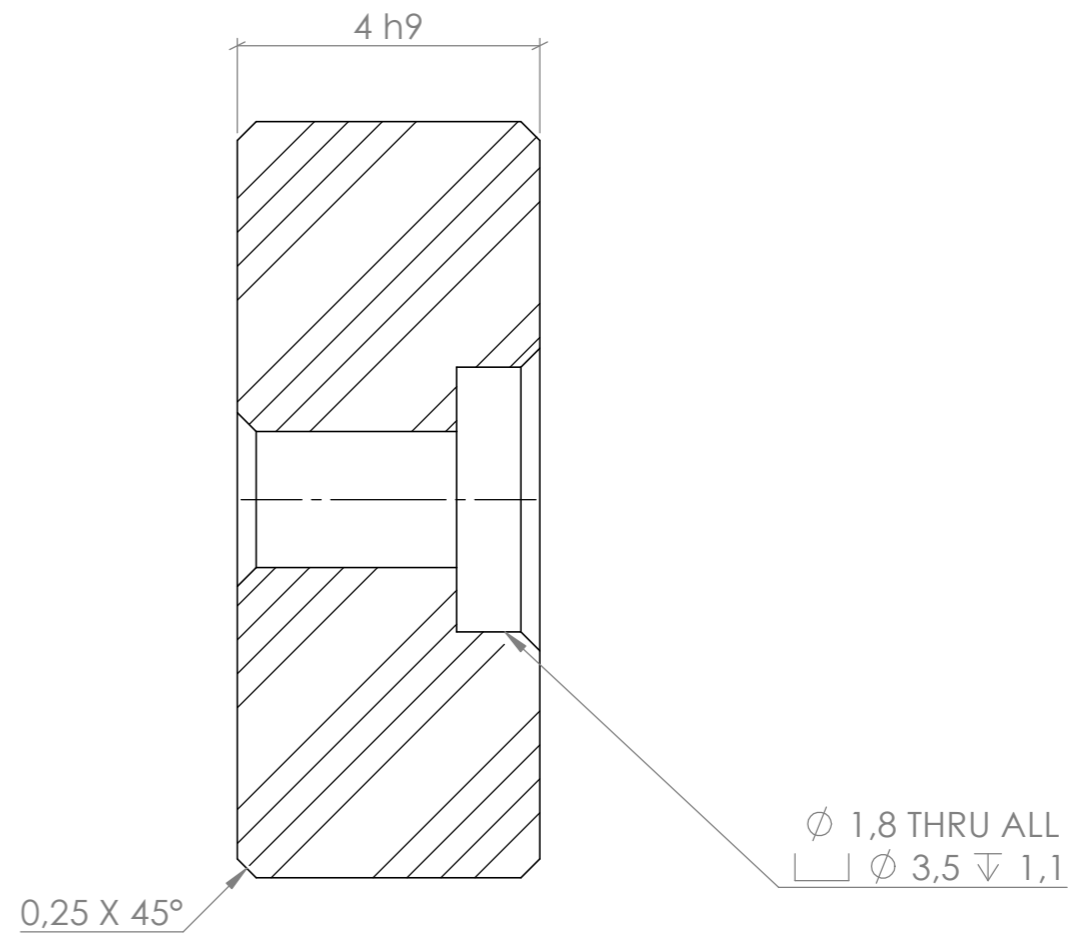
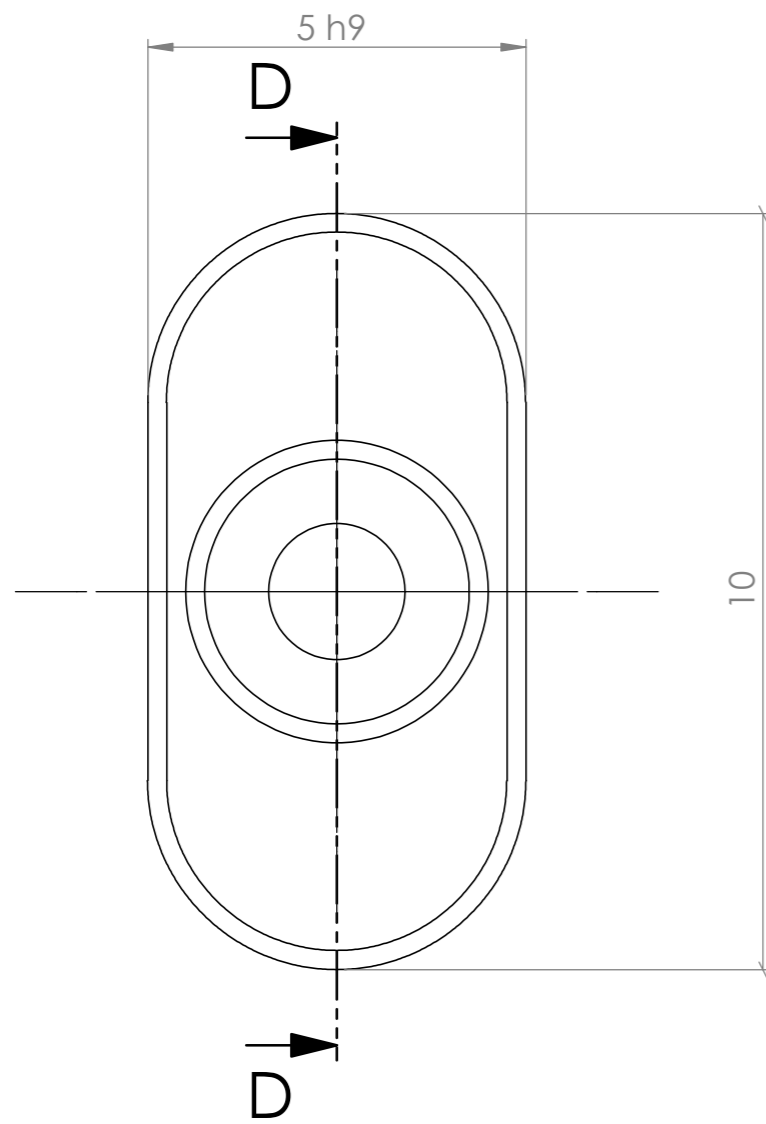
Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Portugal	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos		Quantidade	
Des.	Ricardo F.		25/03/2021			Massa (kg)
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:2	
Aprov.						
Nome	Conjunto - Cartucho Rolamento FAG 7206				Descrição	Cartucho Rola. FAG
					Desenho	RB_RF#31 2/2


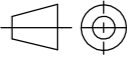
6.11.32 ANEXO L.32 – Desenho técnico RB_RF#32



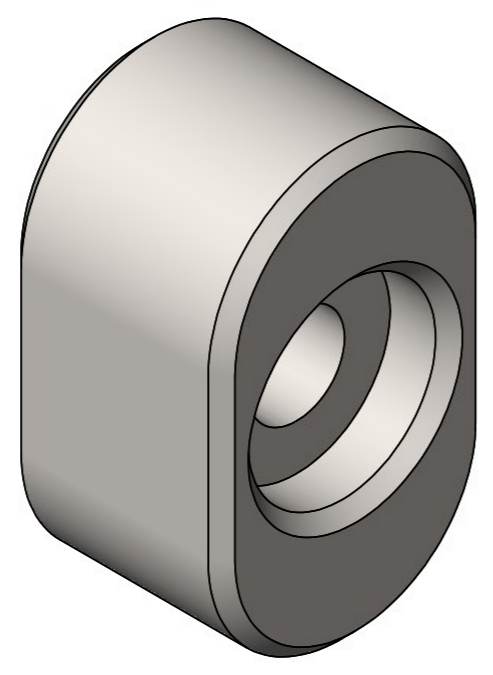
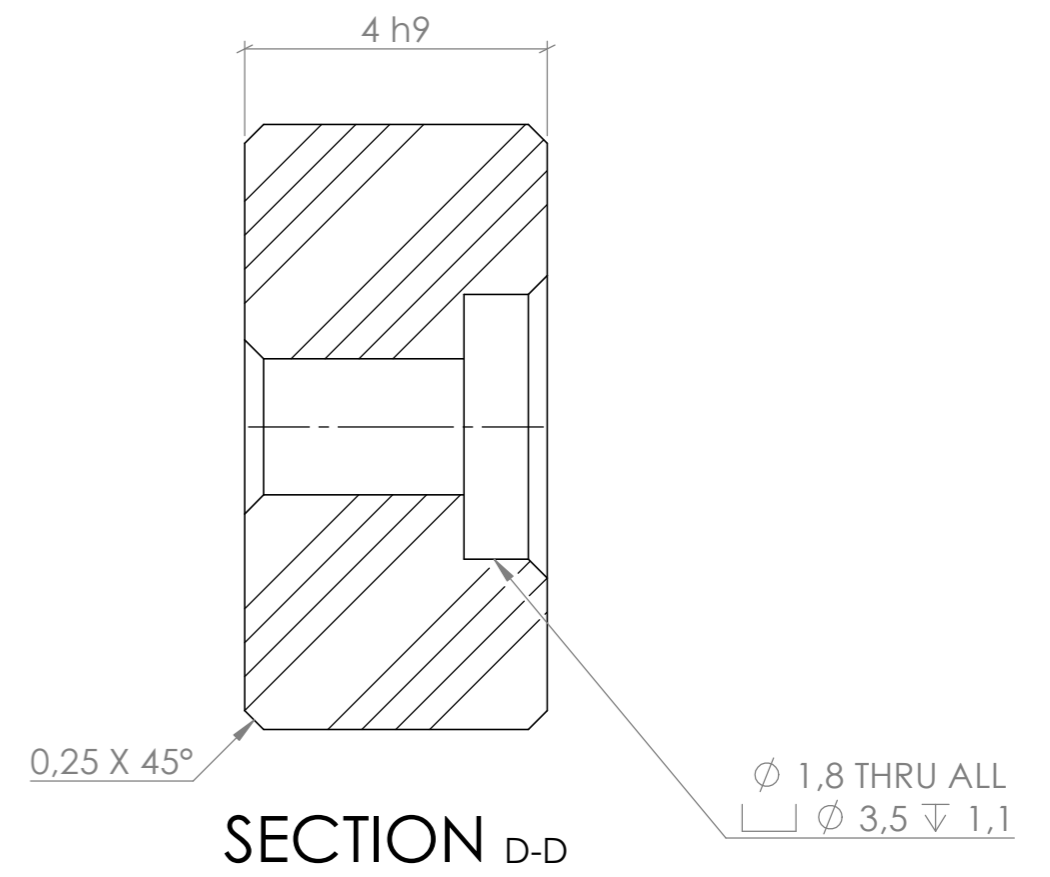
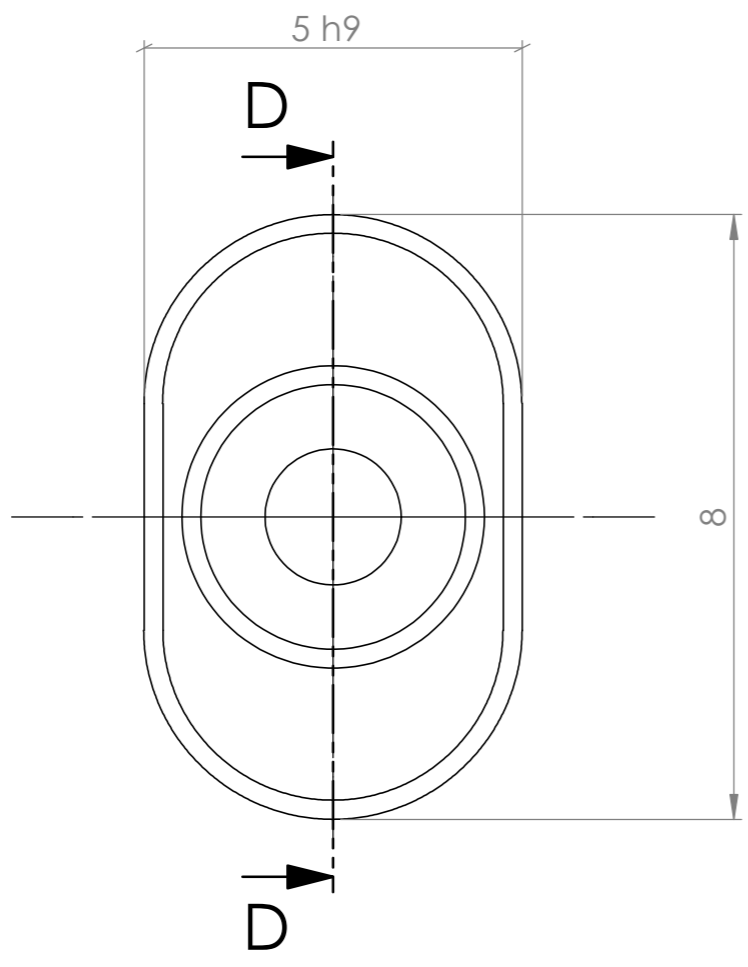
	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Porto				Quantidade	1
Des.	Ricardo F.	25/03/2021	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos				Massa (kg)	1,90
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:2	 A3	Tratamento	
Aprov.							Material	34 CrNiMo 6
Nome	Veio para o Rolamento FAG 7206					Descrição	Veio Rolamento FAG	
						Desenho	RB_RF#32 1/1	


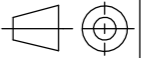
6.11.33 ANEXO L.33 – Desenho técnico RB_RF#33



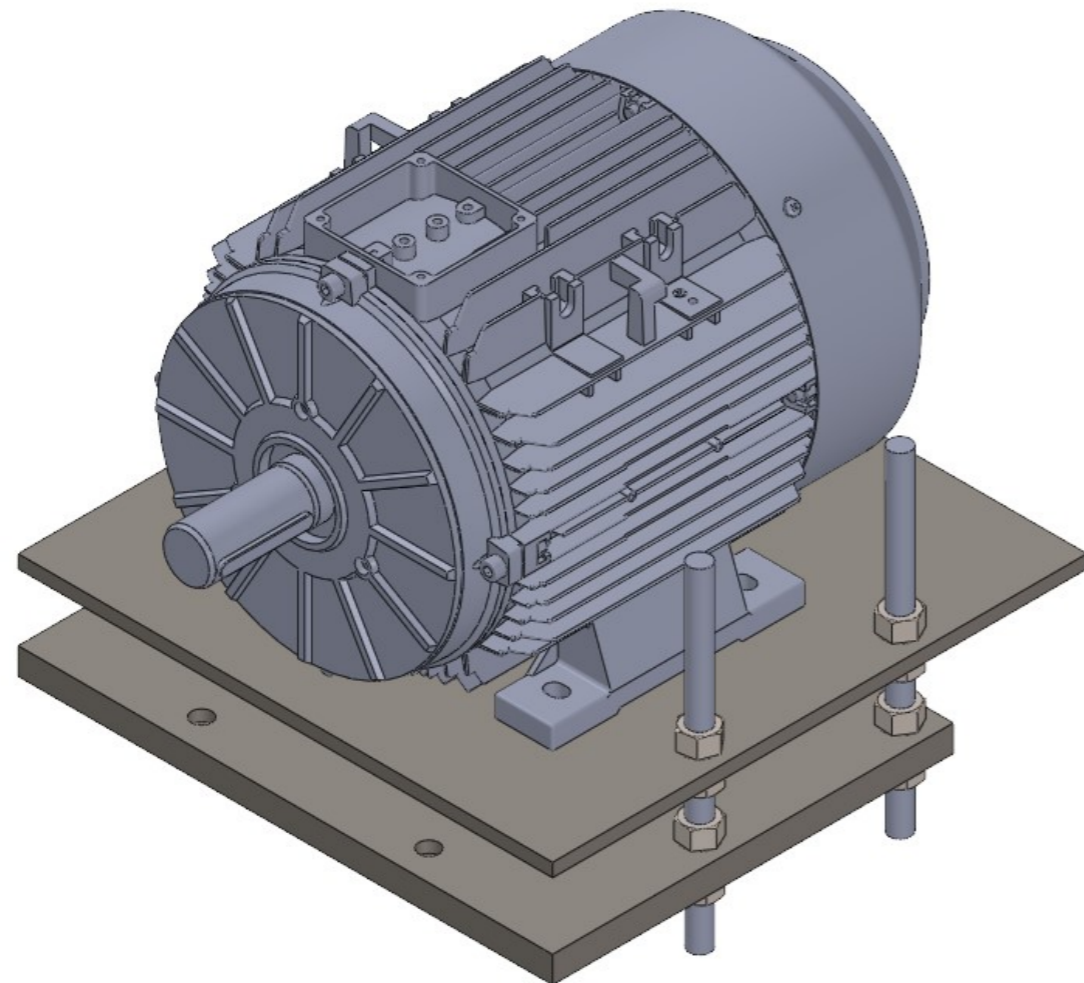
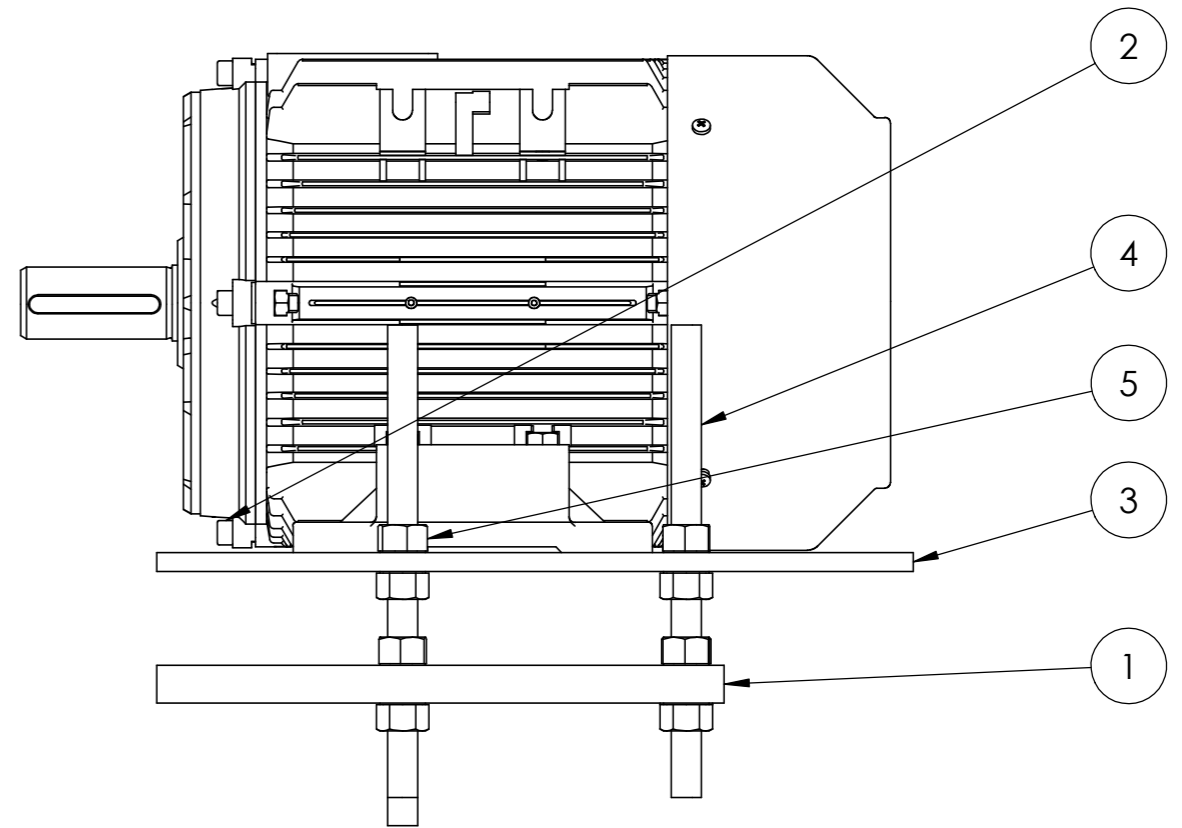
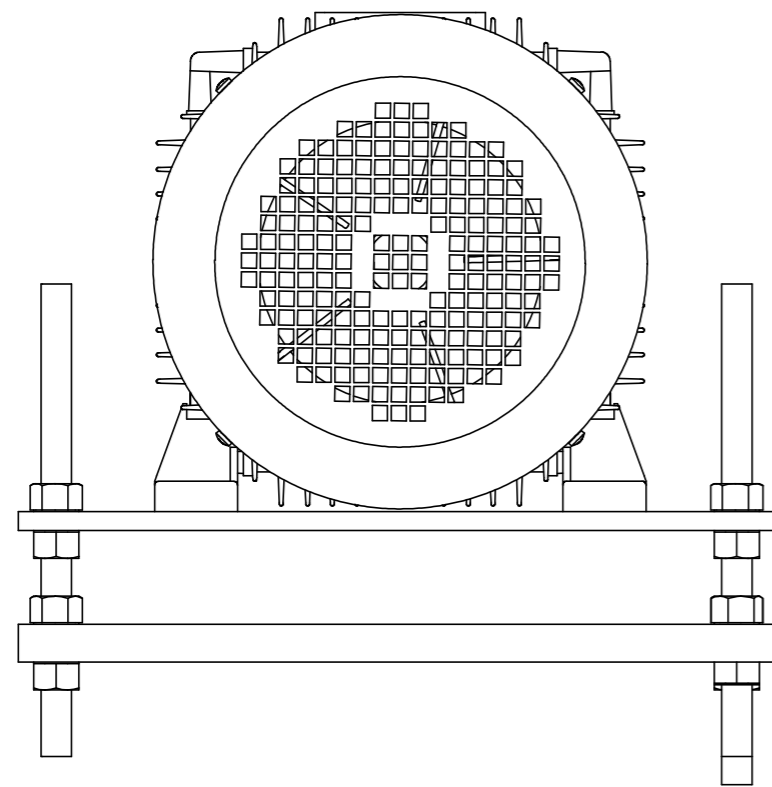
	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto				Quantidade	2	
Des.	Ricardo F.	22/06/2021	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos				Massa (kg)		
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:2	 A3	Tratamento		
Aprov.							Material	34 CrNiMo 6	
Nome						Chaveta Maior - Ligação Espaçador - Tampas		Descrição	Chaveta Maior
						Desenho		RB_RF#33	
								1/1	

6.11.34 ANEXO L.34 – Desenho técnico RB_RF#34


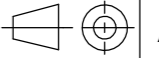


	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto			Dissertação:	Quantidade	2
Des.	Ricardo F.	22/06/2021				Banco de Ensaio de Rolamentos	Massa (kg)	
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:2	 A3	Tratamento	
Aprov.							Material	34 CrNiMo 6
Nome	Chaveta menor dimensão - Ligação Espaçador Retentores						Descrição	Chaveta menor
							Desenho	RB_RF#34 1/1

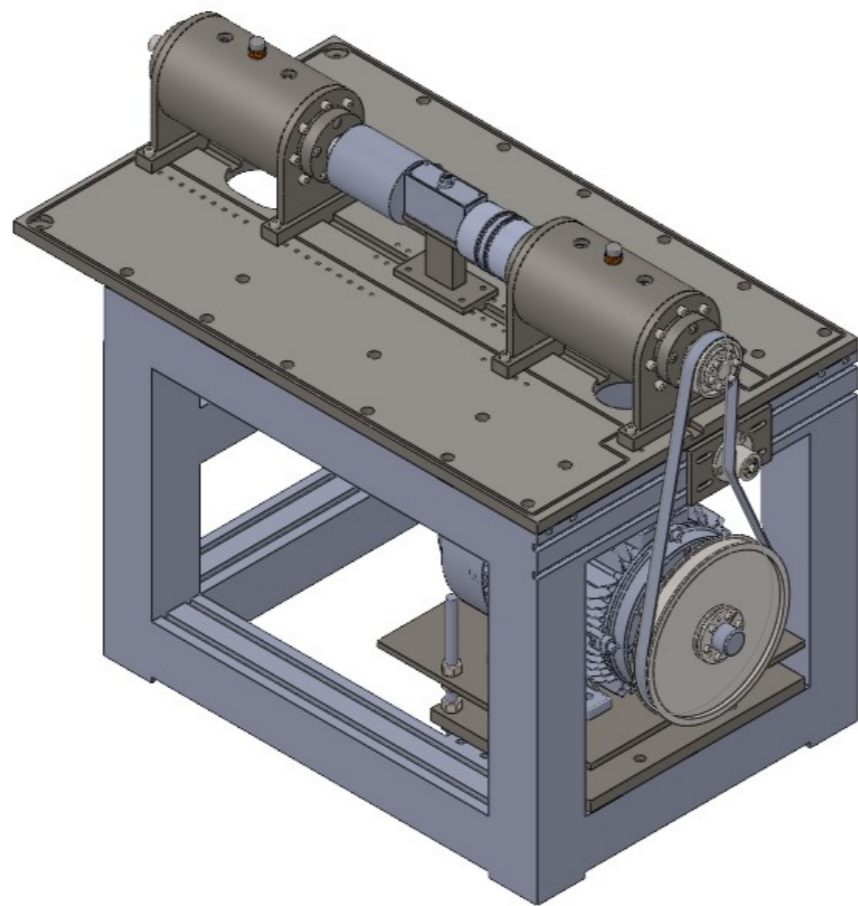
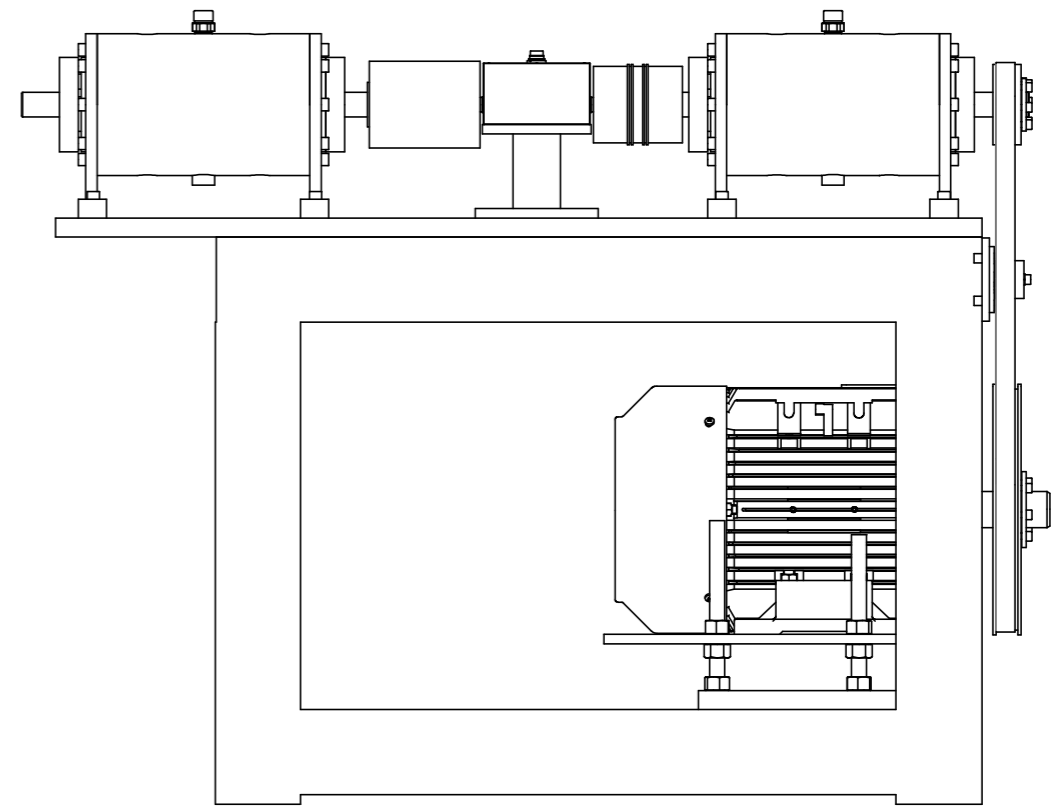
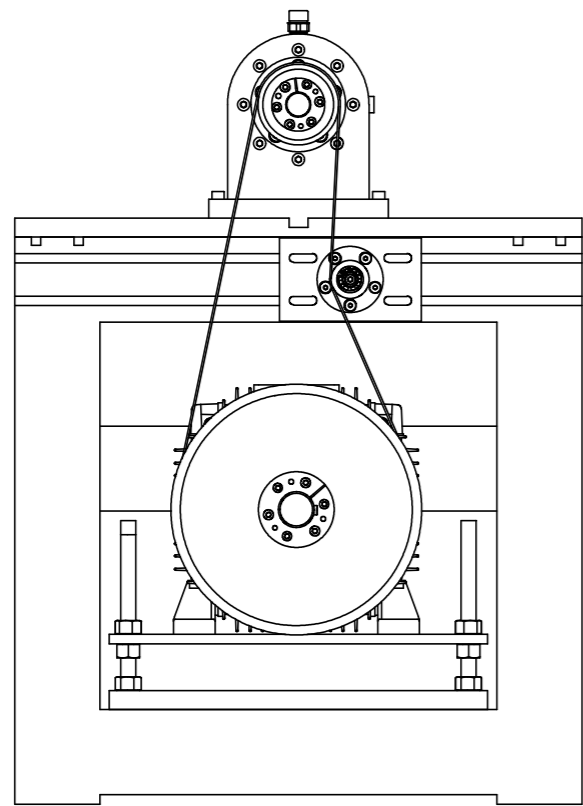
6.11.35 ANEXO L.35 – Desenho técnico RB_RF#35


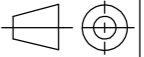


Número de identificação	Desenho Número	Descrição	Qtd.
1	RB_RF#09	Fixação do Suporte do motor as barras	1
2	BMT3750.13C203.11.s tep	Motor	1
3	RB_RF#10	Suporte Motor	1
4	Varão Roscado M16x1,5		4
5	ISO - 4032 - M16 - W - N		16

Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto	Dissertação: Banco de Ensaio de Rolamentos		Quantidade	
Des.	Ricardo F.		12/12/2020			Massa (kg)
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:8	
Aprov.					 A3	
Nome					Conjunto Suporte Motor	Descrição
					Desenho	RB_RF#35 1/1

6.11.36 ANEXO L.36 – Desenho técnico RB_RF#36



	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia de Porto				Dissertação:	Quantidade	
Des.	Ricardo F.	14/12/2020					Banco de Ensaio de Rolamentos	Massa (kg)	
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:8		A3	Tratamento	
Aprov.								Material	
Nome	Banco de Ensaio de Rolamentos							Descrição	
							Desenho	RB_RF#36 1/1	

