



Dimensionamento de uma caixa de duas velocidades para um veículo elétrico comercial

ANDRÉ CAPRICHOSO CARVALHO

outubro de 2025

Dimensionamento de uma caixa de duas velocidades para um veículo elétrico comercial

André Caprichoso Carvalho

**Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica, Área de Especialização em
Construções Mecânicas**

Orientador: Ramiro Carneiro Martins

Co-orientador: Armando José Vilaça Campos

Júri:

Presidente: Dra. Elza Maria Morais Fonseca, Professora Coordenadora, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Vogais:

Dr. Carlos Miguel da Costa Gomes Fernandes, Professor Auxiliar, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Dr. Ramiro Carneiro Martins, Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Porto, outubro 2025

Agradecimentos

Em primeiro lugar, quero expressar a minha gratidão aos professores do Instituto Superior de Engenharia do Porto que acompanharam o meu trajeto curricular, em particular aos meus orientadores, Dr. Ramiro Martins e Dr. Armando Vilaça pelo acompanhamento prestado.

Aos meus colegas de trabalho e amigos pelo incentivo contínuo, partilha de experiências e cooperação na vida pessoal e profissional.

À família pelo apoio incondicional e pela confiança e compreensão nos momentos chave do meu percurso.

Resumo

A constante evolução dos veículos passa por encontrar soluções cada vez mais eficientes. Os veículos convencionais utilizam caixas complexas com muitas velocidades de forma a extrair o máximo de rendimento dos motores a combustão.

Juntamente com a agenda e políticas ecológicas internacionais, estes princípios criam um mercado para a eletrificação dos veículos. Essa transição promove a alteração da energia proveniente da combustão para energia elétrica, promovendo a adaptação dos sistemas mecânicos do veículo, entre eles a transmissão e especificamente as caixas de velocidade.

Os veículos elétricos utilizam um ou mais motores que fornecem o binário máximo logo no arranque. Para além disso, eles permitem elevadas velocidades de rotação com elevada eficiência. Assim, a utilização de caixas com elevado número de velocidades, torna-se desnecessária. Em primeira instância, estas caixas apresentam-se como redutores onde é necessário cuidado no seu desenvolvimento devido à elevada velocidade de rotação do motor. No entanto, o desenvolvimento de novos sistemas veio comprovar que é vantajoso otimizar a eficiência com adaptação de caixas de duas velocidades, reduzindo ainda a necessidade de rotações muito elevadas do motor.

No entanto, para que a eficiência seja efetivamente melhorada, torna-se imprescindível definir e projetar corretamente a cadeia cinemática da caixa de velocidades. Os elementos como as engrenagens, rolamentos, veios, assim como o método de lubrificação e de troca de engrenagens devem ser analisados. A presente dissertação tem foco no estudo detalhado de cada elemento assim como a moldação 3D de um cárter que assegure o funcionamento dos elementos.

Os resultados apresentam potencial viabilidade para aplicação em veículos comerciais, ainda que necessite do estudo do diferencial, análise estrutural do cárter e análise de custos de modo a consolidar a aplicabilidade do sistema.

Palavras-chave: veículos elétricos; caixa de velocidades; eficiência; engrenagens; rolamentos, lubrificação.

Abstract

The constant evolution of vehicles involves the pursuit of increasingly efficient solutions. Conventional vehicles employ complex gearboxes with multiple speeds in order to extract the maximum performance from internal combustion engines.

Alongside the global environmental agenda and international ecological policies, these principles have fostered a market shift towards vehicle electrification. This transition entails a change from combustion-based energy to electrical energy, prompting the adaptation of mechanical systems within the vehicle - among them, the transmission system, and specifically, the gearbox.

Electric vehicles use one or more motors that deliver maximum torque right from standstill. Moreover, they operate at high rotational speeds with remarkable efficiency. As a result, the use of multi-speed gearboxes becomes unnecessary. Initially, these gearboxes function as reducers, requiring careful design due to the high rotational speed of the motor. However, the development of new systems has demonstrated the benefits of optimizing efficiency through the implementation of two-speed gearboxes, which also reduce the need for extremely high rotation motor speeds.

Nevertheless, to achieve effective efficiency improvements, it is essential to correctly define and design the kinematic chain of the gearbox. Components such as gears, bearings, shafts, as well as the lubrication method and gear-shifting mechanism, must be thoroughly analysed. This dissertation focuses on the detailed study of each of these elements, as well as the 3D modeling of a housing that ensures their proper operation.

The results show potential viability for application in commercial vehicles, although further study of the differential, structural analysis of the housing, and cost analysis are required in order to consolidate the applicability of the system

KEYWORDS: electric vehicles; gearbox; efficiency; gears; bearings; lubrication.

Índice

1. Introdução.....	1
1.1. Introdução.....	1
1.2. Objetivos	1
1.3. Metodologia	2
1.4. Estrutura.....	2
2. Revisão Bibliográfica	5
2.1. Tipos de veículos automóveis	5
2.1.1. Veículos a combustão interna.....	5
2.1.2. Veículos elétricos a bateria	6
2.1.3. Veículos elétricos híbridos (HEVs).....	7
2.1.4. Veículos elétricos híbridos Plug-In (PHEVs)	8
2.1.5. Veículos elétricos com extensor de autonomia (REEVs)	8
2.1.6. Veículos elétricos a célula de combustível (FCEVs)	9
2.2. Eficiência energética de veículos elétricos.....	10
2.3. Motores elétricos	12
2.3.1. Motores elétricos para veículos elétricos.....	13
2.3.2. Motor de indução (IM).....	13
2.3.3. Motor síncrono de ímãs permanentes (PMSM)	13
2.3.4. Motor de relutância comutado (SRM).....	14
2.3.5. Comparação	14
2.4. Transmissão mecânica em veículos elétricos.....	15
2.4.1. Configurações de transmissões para veículos elétricos	16
2.4.2. Caixas de velocidades	17
2.4.3. Sumarização das caixas de velocidades para veículos elétricos	22
2.4.4. Embraiagens.....	23
2.4.5. Diferenciais	25
2.5. Tribologia em órgãos mecânicos de veículos elétricos	26
2.5.1. Engrenagens.....	27
2.5.2. Rolamentos	27
2.6. Análise de veículos elétricos existentes para aplicações comerciais de transporte de pequenas cargas	28
3. Caracterização do sistema	31
3.1. Performance.....	32
3.1.1. Dinâmica longitudinal do veículo.....	33
3.1.2. Velocidade máxima.....	35
3.1.3. Gradeability.....	37

3.1.4. Motor elétrico	39
3.2. Resultados da análise de performance	40
3.2.1. Determinação das relações de transmissão	40
3.2.2. Resumo dos parâmetros de performance	42
4. Dimensionamento – Engrenagens	43
4.1.1. Relações de transmissão	43
4.1.2. <i>Application factor</i>	44
4.1.3. Tempo de vida	45
4.1.4. Material das engrenagens	46
4.1.5. Módulo	47
4.1.6. Ângulo de hélice e de pressão	47
4.1.7. Largura do dentado	47
4.1.8. Correção de dentado	47
4.1.9. Razão de condução	48
4.1.10. Resistência à pressão superficial e fadiga no pé do dente	48
4.1.11. Qualidade de fabrico e acabamento superficial	48
4.1.12. Comutação de velocidades	49
4.1.13. Resultado	51
5. Dimensionamento - Veios	55
5.1.1. Escolha do material	55
5.1.2. Posição relativa dos veios	56
5.1.3. Raios de concordância e ressaltos de veio	58
5.1.4. Critérios de dimensionamento aplicados	58
5.1.5. Resultados veio de entrada	59
5.1.6. Resultados veio de saída	62
5.2. Seleção de rolamentos	66
5.2.1. Rolamentos do veio de entrada	66
5.2.2. Rolamentos do veio de saída	67
5.3. Seleção das chavetas	71
6. Lubrificação	73
6.1.1. Lubrificante	73
6.1.2. Método de lubrificação	74
6.1.3. Seleção dos vedantes	74
7. Cárter	77
7.1. Montagem	80
8. Conclusão e trabalhos futuros	85
8.1. Conclusões finais	85
8.2. Limitações e trabalhos futuros	86

Referências.....	87
APÊNDICES	93
ANEXOS	266

Lista de Figuras

Figura 1 – Classificação de veículos: Veículos com ICE e EV [4].	5
Figura 2 – Exemplo de fluxo de energia durante a condução em meio urbano (a) e autoestrada (b) [6].	6
Figura 3 – Modelo de veículo elétrico a bateria, adaptado de [8].	7
Figura 4 – Veículo elétrico híbrido, adaptado de [8].	8
Figura 5 – Veículo elétrico híbrido Plug-in, adaptado de [8].	8
Figura 6 – Veículo elétrico com extensor de autonomia, adaptado de [8].	9
Figura 7 – Veículo a célula de combustível, adaptado de [8].	10
Figura 8 – Eficiência WTW de BEVs com energias provenientes da queima de combustíveis fósseis [10].	11
Figura 9 – Eficiência WTW de BEVs com energias provenientes de fontes renováveis [10].	11
Figura 10 – Exemplo de classificação de motores elétricos [12].	12
Figura 11 – Comparação dos motores mais comuns aplicados em veículos elétricos, adaptado de [14].	15
Figura 12 - Configuração de transmissão de um veículo elétrico [18].	15
Figura 13 - Transmissão distribuída [18].	16
Figura 14 - Transmissões centralizadas com um motor a) e com dois motores b) [18].	16
Figura 15 – Transmissão com caixa de velocidades manual [6].	17
Figura 16 – Transmissão com caixa de velocidades automática convencional [6].	18
Figura 17 – Transmissão com caixa de duas velocidades manual robotizada [18].	18
Figura 18 – Transmissão com caixa de velocidades CVT [18].	19
Figura 19 - Caixa de velocidades de uma velocidade [23].	20
Figura 20 – Demonstração da melhoria da performance com caixas de duas velocidades [24].	20
Figura 21 - Curva de operação de um motor BEV A) uma velocidade; B) duas velocidades [26].	21
Figura 22 – Exemplo de caixa de duas velocidades [17].	22
Figura 23 - Comparação de diferentes caixas de velocidades [27].	22
Figura 24 – Embraiagem seca convencional adaptado de [30].	24
Figura 25 – Caixa de duas velocidades sem embraiagem [24].	24
Figura 26 – Caixa de duas velocidades GNK e Caixa de duas velocidades Porsche Taycan adaptada de [24].	25
Figura 27 – Exemplo de diferencial.	26
Figura 28 – <i>Citroen</i> E Berlingo adaptada de [35].	28
Figura 29 – ALKÉ ATX340 E adaptado de [36].	29
Figura 30 - Curva típica de motor elétrico [37].	32
Figura 31 - Forças atuantes num veículo a deslocar-se com uma determinada inclinação, adaptado de [39].	33
Figura 32 – Gráfico: Forças de tração/velocidade do veículo adaptado de [37].	36
Figura 33 - Forças atuantes vs velocidade	37

Figura 34 - Carta de eixos de via por classes de declives [44]	38
Figura 35 – Esquema de cadeia cinemática proposta.....	44
Figura 36 - Ciclo WLTP [54]	45
Figura 37 - <i>Ortlinghaus</i> 0010-057-32-004000 (a) [60] vs <i>Warner Electric Europe SAS E140 VAR</i> 00 (b) [61].....	50
Figura 38 – Esquema com diferencial montado na ponta, a) e esquema com diferencial centrado, b).....	51
Figura 39 - Disposição inicial dos veios.	56
Figura 40 - Disposição geométrica preliminar dos veios.	56
Figura 41 – Segunda disposição geométrica preliminar.	57
Figura 42 - Disposição geométrica final	58
Figura 43 - Raio de concordância tipo E para superfícies cilíndricas com maquinagem subsequente [62].	58
Figura 44 - Geometria do veio de entrada e secções críticas (primeira velocidade).....	60
Figura 45 - Geometria do veio de entrada e secções críticas (segunda velocidade).....	60
Figura 46 - Deflexão veio de entrada para a primeira velocidade	61
Figura 47 - Deflexão veio de entrada para a segunda velocidade	61
Figura 48 - Exemplo de montagem da embraiagem.....	62
Figura 49 - Diagrama de forças aplicadas durante o funcionamento da primeira velocidade..	63
Figura 50 - Diagrama de momento fletor (verde) e torsor (azul) a) e diagrama de esforços normais (azul) e de corte (verde) b).	63
Figura 51 - Geometria do veio de saída com secções críticas para a primeira velocidade.....	64
Figura 52 - Deflexão veio de saída para a primeira velocidade	64
Figura 53 - Deflexão do veio de saída para a segunda velocidade	65
Figura 54 - Tipologias de cárter. Adaptado de [69].....	77
Figura 55 - Configuração de rolamentos[70]	78
Figura 56 - Metade esquerda do cárter	78
Figura 57 – Bujão DIN 908-A4-M16x1,5-AC	79
Figura 58 - Tampa de respiro SFN.30-12x1.5-C9-N.....	79
Figura 59 - Localizações dos elementos do cárter	80
Figura 60 - Montagem da tampa de embraiagem na metade esquerda do cárter e montagem dos rolamentos	81
Figura 61 - Montagem do veio de entrada	81
Figura 62 - Montagem das rodas nas embraiagens juntamente com os rolamentos e casquilhos espaçadores	82
Figura 63 - Montagem do veio de saída.....	82
Figura 64 - Montagem do conjunto no cárter e aperto das porcas de fixação	83
Figura 65 - Montagem do vedante na tampa do veio de entrada.....	83
Figura 66 - Conjunto final do modelo	84

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Comparação de veículos para aplicações comerciais.....	29
Tabela 2 - Especificações de referência.	32
Tabela 3 - Parâmetros gerais considerados para o cálculo e dimensionamento relativos à performance do veículo.	35
Tabela 4 - Resumo de dados utilizados - critério 1	37
Tabela 5 - Resumo dos resultados do critério 1.....	37
Tabela 6 - Resumo de dados utilizados - critério 2 e 3	39
Tabela 7 - Resumo dos resultados dos critérios 2 e 3.....	39
Tabela 8 - Especificações do motor escolhido	40
Tabela 9 - Primeira relação de transmissão	41
Tabela 10 - Primeira relação de transmissão.....	41
Tabela 11 - Segunda relação de transmissão.....	42
Tabela 12 - Relações de transmissão selecionadas.....	42
Tabela 13 - Resultados dos parâmetros de performance (A)	42
Tabela 14 - Resultados dos parâmetros de performance avaliados.....	42
Tabela 15 - Razões de transmissão iniciais	44
Tabela 16 - Relações de transmissão a considerar no dimensionamento.....	44
Tabela 17 - <i>Application factor</i> de acordo com as características de funcionamento.....	45
Tabela 18 - Tempo de vida espectável para um tempo de vida de 300000 km	46
Tabela 19 - Materiais utilizados em engrenagens por região/país (valores de acordo com [55]).	46
Tabela 20 - Acabamento superficial nas engrenagens	49
Tabela 21 - Condições de serviço do veio de saída	49
Tabela 22 - Comparação de soluções de embraiagens de diferentes fornecedores	50
Tabela 23 - Modelos de embraiagens eletromagnéticas escolhidos	51
Tabela 24 - Iterações para escolha da primeira velocidade.....	52
Tabela 25 - Síntese das engrenagens	53
Tabela 26 - Síntese das engrenagens do pinhão e roda do diferencial	54
Tabela 27 - Resultados do veio de entrada.....	61
Tabela 28 - Resultados do veio de saída	65
Tabela 29 - Síntese de resultados dos rolamentos utilizados no veio de entrada para a primeira velocidade	67
Tabela 30 - Síntese de resultados dos rolamentos utilizados no veio de entrada para a segunda velocidade	67
Tabela 31 - Síntese de rolamentos utilizados no veio de saída para a primeira velocidade	68
Tabela 32 – Síntese de rolamentos utilizados na roda Z3 para a primeira velocidade	68
Tabela 33 - Síntese de rolamentos utilizados na roda Z4 para a primeira velocidade	69
Tabela 34 - Síntese de rolamentos utilizados no veio de saída para a segunda velocidade	70
Tabela 35 - Síntese de rolamentos utilizados na roda Z3 para a segunda velocidade	70
Tabela 36 - Síntese de rolamentos utilizados na roda Z4 para a segunda velocidade	71

Tabela 37 – Chavetas e ponta de veio dimensionadas para as rodas dentadas e para as embraiagens.....	72
Tabela 38 - Chavetas e pontas de veio.....	72
Tabela 39 - Velocidade tangencial por engrenamento	74
Tabela 40 - Propriedades consideradas na seleção dos vedantes.....	74
Tabela 41 - Propriedades do vedante	75

Acrónimos e Símbolos

Lista de Acrónimos

AC	<i>Alternating current</i> (Corrente alternada)
ACEA	Associação Europeia de Fabricantes de Automóveis
AMT	<i>Automatic manual transmission</i> (Caixa manual automática)
AT	<i>Automatic transmission</i> (Caixa automática)
ATF	<i>Automatic transmission fluids</i> (Fluido de transmissão automática)
BEV	<i>Battery electric vehicles</i> (Veículos elétricos a bateria)
CVT	<i>Continuously variable transmission</i> (Caixa de velocidades variável contínua)
DC	<i>Direct current</i> (Corrente direta)
DCT	<i>Dual clutch transmission</i> (Caixa de velocidades de dupla embraiagem)
EV	<i>Electric vehicles</i> (Veículos elétricos)
FCEV	<i>Fuel cell electric vehicles</i> (Veículos elétricos a célula de combustível)
HEV	<i>Hybrid electric vehicles</i> (Veículos elétricos híbridos)
I-AMT	<i>Inverted automatic manual transmission</i> (Caixa manual automática invertida)
ICE	<i>Internal combustion engine</i> (Motor de combustão interna)
ICV	<i>Internal combustion vehicles</i> (Veículos a combustão interna)
IM	<i>Induction motor</i> (Motor de indução)
MT	<i>Manual transmission</i> (Caixa manual)
PHEV	<i>Plug-In hybrid electric vehicles</i> (Veículos elétricos híbridos Plug-In)
PMSM	<i>Permanent magnet synchronous motor</i> (Motor síncrono de ímãs permanente)
REEV	<i>Range Extended electric vehicles</i> (Veículos elétricos com extensor de autonomia)
SRM	<i>Switched reluctance motor</i> (Motor de relutância comutada)
TTW	<i>Tank-to-wheel</i> (Tanque à roda)
WWT	<i>Well-to-tank</i> (Produção ao tanque)
WTW	<i>Well-to-wheel</i> (Produção à roda)
ZER	Zona de emissões reduzidas

Lista de Símbolos

Símbolo	Designação	Unidade
A_f	Área frontal	m^2
a	Entre-eixo	mm
b	Largura do dentado	mm
c_D	Coefficiente de forma	—
c_{rr}	Coefficiente de resistência ao rolamento	—
F_{rg}	Força de resistência gravítica	N
F_{rr}	Força de resistência ao rolamento	N
F_t	Força de tração	N
F_w	Força de arrasto	N
g	Aceleração gravítica	m/s^2
i_{G1}	Razão de transmissão da primeira velocidade	—
i_{G2}	Razão de transmissão da segunda velocidade	—
i_G	Razão de transmissão global	—
K_A	Fator de aplicação	—
L	Comprimento útil do veio	mm
L_{10}	Vida normal básica	h
L_{nmh}	Vida útil modificada	h
m_n	Módulo normal	mm
$n_{máx}$	Rotação máxima do motor	rpm
P	Potência	kW
P_{adm}	Potência admissível	kW
r_r	Raio da roda	m
R_{aF}	Desvio médio aritmético na raiz do dente	—
R_{aH}	Desvio médio aritmético no flanco	—
R_{zF}	Rugosidade média na raiz do dente	μm
R_{zH}	Rugosidade média no flanco	μm
SF	Coef. de resistência à fadiga na raiz do dente	—
SH	Coef. de resistência à pressão superficial	—
t	Tempo	s
T_m	Binário do motor	Nm
T_r	Binário na roda	Nm

T_{rf}	Binário de resistência frontal	Nm
T_{rr}	Binário de resistência traseiro	Nm
V	Velocidade	m/s
x_i	Coeficiente de desvio	—
Z_i	Razão de transmissão	—
α	Inclinação	%
α_n	Angulo de pressão normal	°
β	Angulo de hélice	°
ε_α	Razão de condução aparente	—
ε_β	Razão de condução suplementar	—
ε_γ	Razão de condução	—
η_G	Rendimento global	—
ρ_{ar}	Massa volúmica do ar	kg/m ³
$\Delta c\gamma$	Variação da rigidez de contacto	N/mm/ μ m

1. Introdução

1.1. Introdução

Os veículos elétricos (EV) têm vindo a ser estudados como forma a combater a crise climática provocada pelas emissões de carbono, em grande parte por veículos a combustão interna (ICV). Segundo a European Automobile Manufacturers Association (ACEA), em 2021, veículos a combustão interna eram dominantes no mercado, tendo uma representação de vendas de aproximadamente 60% na Europa, sendo que em Portugal é cerca de 80,3%. No entanto, houve um aumento total de 900% na venda de veículos elétricos e híbridos plug-in entre 2017 e 2021. Em 2024, essa representação foi reduzida a 52 % e em 2025 (setembro) reduzida a 40%, verificando-se uma inversão no mercado, com os veículos elétricos a assumirem a liderança de vendas sobre os veículos a combustão [1]. As políticas internacionais têm desempenhado um papel fundamental na promoção dos veículos elétricos. Diversos países têm vindo a adotar políticas para incentivar o fabrico e a compra, como restrições de emissões de veículos convencionais, investimentos na infraestrutura de carregamento e incentivos fiscais [2]. Portugal não é exceção, existindo uma zona de emissões reduzidas (ZER) em Lisboa.

Os veículos utilizados para transporte de pequenas mercadorias como mini-vans e veículos utilitários geralmente circulam nos centros urbanos. Em 2021, Portugal registou cerca de 1,3 milhões de veículos ligeiros de mercadorias em circulação [3]. A transição desses veículos para versões elétricas terá um papel importante na redução das emissões. Assim, o estudo e desenvolvimento de mecanismos de transmissão de maior eficiência utilizados por veículos elétricos torna-se de elevada relevância para este objetivo.

1.2. Objetivos

O objetivo central desta dissertação, tal como indicado no título, consiste no desenvolvimento de uma caixa de duas velocidades de elevada eficiência, destinada a pequenos veículos elétricos orientados ao transporte de mercadorias em meio urbano. Para a concretização deste objetivo, o trabalho será desenvolvido em torno dos seguintes eixos principais:

1. Seleção de um veículo de referência e definição dos requisitos de performance que a caixa deve satisfazer;

2. Definição das relações de transmissão e concepção da cadeia cinemática procurando maximizar a eficiência;
3. Desenvolvimento de um modelo de carácter capaz de acomodar todos os elementos do sistema e descrição do respetivo processo de montagem;
4. Realização os desenhos de conjunto do sistema julgados necessários para melhor compreensão do conjunto.

1.3. Metodologia

A metodologia adotada ao desenvolvimento da dissertação é composta por uma revisão bibliográfica que permite a sustentação teórica dos conceitos abordados no desenvolvimento, abrangendo os principais tópicos do sistema de transmissão dos veículos elétricos, salientando as caixas de velocidades assim como as engrenagens, rolamentos e outros elementos que lhe estão associados.

Toda a bibliografia explorada e relacionada com o tema, é de valor acrescentado, preservando os avanços científicos mais recentes para veículos elétricos. Esta advém da leitura cuidada de artigos científicos, teses de mestrado e/ ou doutoramento, artigos de revistas, de relatórios técnicos e livros. A pesquisa de conteúdo foi realizada principalmente em bibliotecas de artigos como a Science Direct, procurando pelas palavras-chave relacionadas com o tópico em questão e, verificando a data de publicação, assim como as citações. Não obstante, também foram utilizados artigos e livros com informação intemporal que continua válida para o conteúdo e informação que se pretende transmitir.

1.4. Estrutura

Este documento adota uma estrutura dividida em capítulos e subcapítulos que abrangem de forma detalhada e abrangente o tópico em discussão. Após a conclusão são ainda colocadas as referências bibliográficas que listam as fontes citadas ao longo do documento, assim como anexos e apêndices que contêm informação adicional relevante. Os principais capítulos deste documento são:

Capítulo 1 – Introdução

O Capítulo 1 evidencia a crescente importância e o avanço contínuo no desenvolvimento dos veículos elétricos no contexto mundial atual. Neste capítulo são igualmente apresentados os principais objetivos do trabalho, bem como a estrutura adotada para a organização do documento.

Capítulo 2 – Revisão bibliográfica

O capítulo 2 apresenta o estado da arte, partindo desde as tipologias de veículos elétricos oferecidas pelo mercado até aos mecanismos de transmissão que são utilizados nestes veículos. Esta análise passará pelos motores elétricos, caixas de velocidades, engrenagens e rolamentos, embraiagens e também os diferenciais.

Capítulo 3 – Caracterização do sistema

No capítulo 3 começa o desenvolvimento e caracterização do sistema. As especificações de performance são definidas, a partir das quais, são determinadas as relações de transmissão globais do veículo.

Capítulo 4 – Dimensionamento – Engrenagens

O capítulo 4 apresenta o dimensionamento dos pares de engrenagem com determinação das relações de transmissão entre cada par. Para o dimensionamento são considerados parâmetros como o módulo, ângulo de hélice. São apresentadas algumas iterações realizadas, seguindo-se a apresentação de resultados.

Capítulo 5 – Dimensionamento – Veios

No capítulo 5, com as engrenagens dimensionadas, segue-se o dimensionamento dos veios, de acordo com as suas posições relativas. É realizada a análise e seleção dos rolamentos e chavetas. Os resultados são apresentados dando ênfase à deflexão, coeficientes de segurança estáticos e à fadiga para o veio assim como a velocidade crítica.

Capítulo 6 – Lubrificação

O capítulo 6 apresenta a seleção do lubrificante, tendo por base a recomendação do *KISSsoft*[®]. É realizada a seleção do método de lubrificação assim como os vedantes, bujões e respiros necessários.

Capítulo 7 – Cárter

O capítulo 7 apresenta o modelo tridimensional do cárter, concebido para acomodar os componentes do sistema de transmissão. É igualmente descrito o processo de montagem, de modo a evidenciar a sequência de integração dos diferentes elementos e a assegurar a coerência do conjunto.

Capítulo 8 – Conclusão

O capítulo 8 é dedicado à conclusão da dissertação, com uma pequena síntese e reflexão crítica.

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Tipos de veículos automóveis

Atualmente, o mercado oferece diferentes tipos de automóveis consoante a aplicação, que podem servir para transportar passageiros ou mercadorias, atendendo às necessidades de mobilidade pessoal, transporte coletivo, entrega de produtos e logística comercial. Essa diversidade de veículos engloba desde carros ligeiros de passageiros a pesados de transporte de passageiros, camiões de carga, vans e furgões comerciais e uma ampla gama de veículos especializados para diversas finalidades. Tal como a Figura 1 sugere, estes veículos podem classificar-se, de forma genérica, entre veículos com motor de combustão interna (ICE) ou convencionais e veículos elétricos. Como referido em 1.1, a evolução contínua da tecnologia e a crescente consciencialização ambiental tem impulsionado a inovação de veículos elétricos e autónomos.

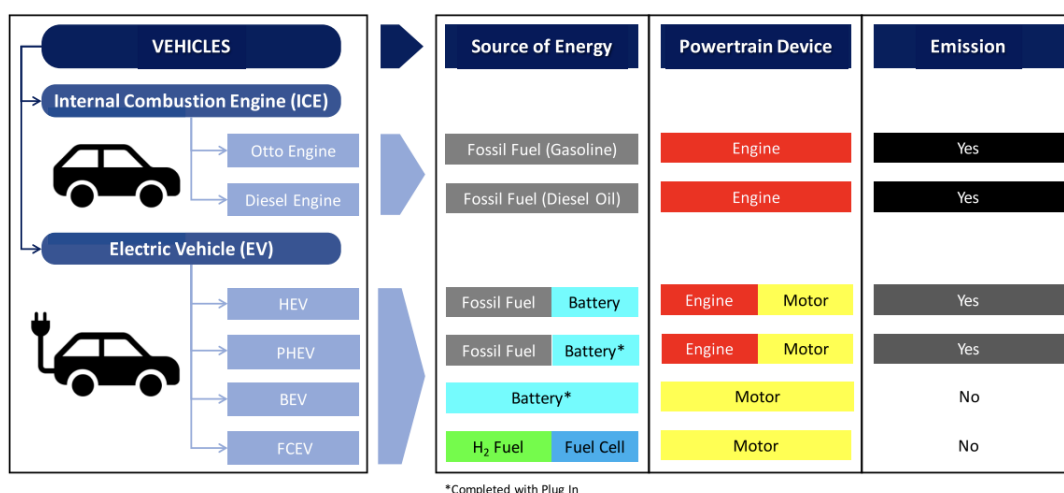


Figura 1 – Classificação de veículos: Veículos com ICE e EV [4].

2.1.1. Veículos a combustão interna

Os veículos a combustão interna representam uma parte significativa da história do transporte e da mobilidade no mundo moderno. São normalmente designados por veículos convencionais e são movidos por motores que queimam combustíveis fósseis para gerar energia, que é então convertida em movimento. Os ICEs desempenharam um papel crucial no

desenvolvimento na indústria e são ainda amplamente utilizados em todo o mundo em aplicações distintas. No entanto, além de utilizarem sistemas bastante complexos e com necessidades de manutenção contínua, tal como a Figura 2 indica, apenas utilizam entre 19 e 25% da energia que o combustível disponibiliza [5, 6]. Apesar dos veículos a combustão interna ainda terem um papel importante na mobilidade, o setor está a passar por uma transição significativa em direção a novas tecnologias, com o objetivo de reduzir os impactos ambientais e melhorar a eficiência global do sistema de transporte.

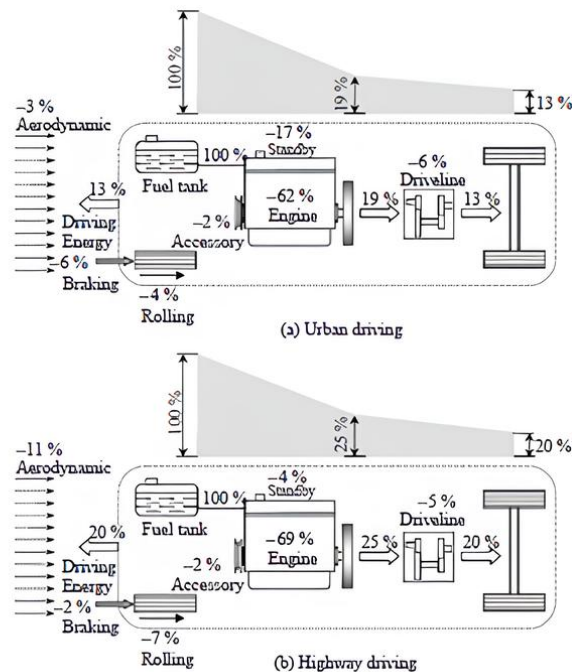


Figura 2 – Exemplo de fluxo de energia durante a condução em meio urbano (a) e autoestrada (b) [6].

2.1.2. Veículos elétricos a bateria

Os BEV, Figura 3, funcionam de maneira simples e eficiente. São equipados com motores elétricos em vez de ICs. Os motores utilizam a energia elétrica armazenada em baterias de elevada capacidade sendo as mais comuns de íões de lítio. A eletricidade retirada da bateria é convertida em movimento quando o veículo acelera e, quando o veículo desacelera, a energia é recuperada e armazenada novamente na bateria, graças ao processo de regeneração de energia. Esta característica, permite melhorar significativamente a eficiência do veículo que, normalmente, converte aproximadamente 80% da energia armazenada em movimento [5]. No entanto, torna o modo de condução, um fator de elevada relevância para a autonomia que atualmente pode chegar aos 685 km como é o caso do Lucid Air Dream Edition R, estando em média próxima dos 350 km [7].

Além disso, estes veículos têm vantagens consideráveis em relação aos veículos a combustão, como menor custo de operação devido ao preço da eletricidade em comparação com a gasolina ou diesel, menor manutenção devido à simplicidade mecânica e, mais importante, zero emissões de gases poluentes, melhorando a qualidade do ar e reduzindo o

impacto nas alterações climáticas [5]. Uma das grandes desvantagens, que neste momento está a ser alvo de pesquisa, é a impossibilidade de reciclagem das baterias. Neste momento, para além de não haver mão de obra qualificada para a reparação, ainda não há grandes soluções de reparação ou de reciclagem das baterias/ módulos que já não funcionam.

A emergência destes veículos é evidente e contou com uma ajuda da gigante chinesa BYD que juntamente com a Tesla, acumulam cerca de 30% do mercado destes veículos [2]. Fabricantes como a Ford e a Toyota estabeleceram objetivos ambiciosos de produção para os próximos anos. A Ford anunciou a intenção de produzir cerca de 600 000 veículos elétricos a bateria até 2026, enquanto a Toyota, mais avançada neste mercado, estabeleceu uma meta de 1,5 milhões [2]. Além disso, a cadeia de abastecimento e manufatura está cada vez mais focada na redução das emissões sendo que os fabricantes de baterias têm trabalhado para tornar os processos de produção mais sustentáveis [2].

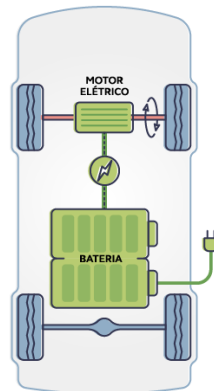


Figura 3 – Modelo de veículo elétrico a bateria, adaptado de [8].

2.1.3. Veículos elétricos híbridos (HEVs)

Os veículos híbridos, Figura 4, combinam os benefícios dos ICE e dos motores elétricos, permitindo o uso de ICEs menores e mais eficientes. A energia elétrica pode ser gerada não apenas pelo motor, mas também pela travagem regenerativa, que converte potência dissipada em eletricidade que é, simultaneamente, armazenada em baterias geralmente de menor dimensão e capacidade do que as aplicadas nos BEVs. Os veículos híbridos podem ter diversas tipologias com variados graus de complexidade. Neste capítulo, apenas serão abordados os veículos híbridos convencionais (que não utilizam sistemas de carregamento externo). Estes podem ser divididos em dois tipos, série e paralelo, com base na forma como as fontes de energia são utilizadas no veículo. Os veículos do tipo série, exigem uma bateria maior, já que o motor elétrico é responsável por gerar tração das rodas enquanto o ICE alimenta apenas a bateria. Nos veículos do tipo paralelo, a potência mecânica é transmitida às rodas apenas pelo ICE, apenas pelo motor elétrico ou por ambos em conjunto [5, 6].

Os veículos híbridos, embora ainda dependam dos ICEs, oferecem a possibilidade de melhorar os consumos de combustível, reduzindo as emissões sem comprometer o desempenho, segurança e confiabilidade dos veículos convencionais [6].

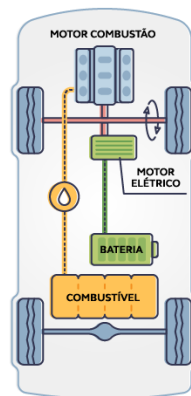


Figura 4 – Veículo elétrico híbrido, adaptado de [8].

2.1.4. Veículos elétricos híbridos Plug-In (PHEVs)

Os BEVs dependem de infraestruturas de carregamento adequadas para recarregar porque utilizam apenas energia elétrica armazenada nas baterias. Por outro lado, os HEVs usam combustíveis convencionais como fonte de energia, e o gerador/motor elétrico alimentado pelo ICE recarrega as baterias.

A categoria intermédia conhecida como veículos híbridos Plug-in ou PHEVs, Figura 5, combina a possibilidade de ligação à rede elétrica para recarregar as suas baterias, além de utilizarem o ICE. Estes dois sistemas podem funcionar em conjunto ou de forma independente. A capacidade da bateria determina a autonomia em modo elétrico estando aproximadamente entre 20 e 85 km. Portanto, os PHEVs utilizam baterias maiores em comparação com os HEVs, o que já lhes permite uma autonomia considerável em modo elétrico. Dado à complexidade e à capacidade de funcionamento em diferentes sistemas, são necessárias tecnologias de controlo do veículo e do sistema de gestão de energia [5, 6].

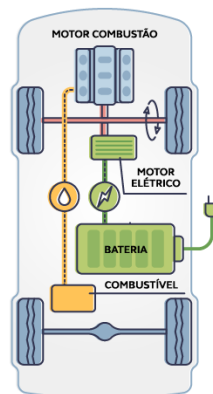


Figura 5 – Veículo elétrico híbrido Plug-in, adaptado de [8].

2.1.5. Veículos elétricos com extensor de autonomia (REEVs)

Os REEVs, Figura 6, têm uma configuração de híbrido em série, na qual o ICE não está acoplado ao eixo das rodas. Em vez disso, este atua como um gerador de eletricidade e é usado

para alimentar o motor elétrico ou recarregar a bateria quando esta está com pouca carga. A bateria a bordo também pode ser carregada a partir da rede elétrica. Assim, o motor elétrico é o único responsável pela tração e pelo movimento do veículo [5].

Os REEVs têm uma autonomia normalmente entre os 70 a 145 km em modo 100% elétrico e, assim como nos PHEVs, não estão restritos à autonomia das suas baterias como é o caso dos BEVs, podendo ser abastecidos em postos de abastecimento convencionais com combustível. Estas características oferecem aos condutores uma alternativa flexível, pois não dependem exclusivamente da infraestrutura de carregamento elétrico. Para além disso, nos REEVs, o ICE pode ser pequeno, já que é necessário apenas quando o veículo excede sua autonomia elétrica. Isso ajuda a reduzir o peso do veículo, o que também contribui para a eficiência [5].

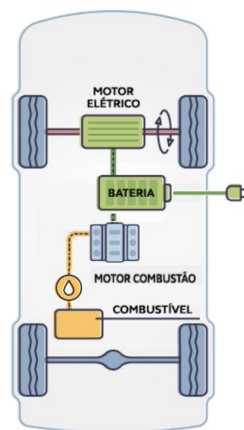


Figura 6 – Veículo elétrico com extensor de autonomia, adaptado de [8].

2.1.6. Veículos elétricos a célula de combustível (FCEVs)

Os veículos a hidrogénio, também conhecidos como FCEVs, Figura 7, estão incluídos na categoria de veículos elétricos. Contudo, geram eletricidade no interior do próprio veículo, a partir de uma célula de combustível. A eletricidade gera-se numa reação química entre o hidrogénio, armazenado e canalizado a partir de tanques, e o oxigénio, captado do exterior por uma entrada de ar [5].

Deste modo, a energia produzida permite alimentar o motor elétrico e carregar a bateria da viatura. Os carros a hidrogénio apresentam baterias mais pequenas do que as utilizadas nos veículos 100% elétricos porque utilizam-se somente na fase de arranque e quando há um pico de potência. Além da produção de eletricidade, gera-se no interior da célula de combustível vapor de água, que é posteriormente libertado para o exterior [5].

A autonomia dos carros a hidrogénio varia consoante o modelo. Em média, os carros a hidrogénio atualmente disponíveis no mercado têm uma autonomia de cerca de 500 quilómetros. Dando exemplos concretos, de acordo com [9], o Hyundai ix35 tem uma autonomia de 594 quilómetros, o Hyundai Tucson FCEV de 426 quilómetros e o Toyota Mirai de 502 quilómetros.

Há inúmeras vantagens nos carros a hidrogénio sendo uma delas a não emissão de gases poluentes, uma vez que o único subproduto da reação é vapor de água. Para além disso, em comparação com BEVs, conseguem oferecer uma maior autonomia e tempos de abastecimento mais reduzidos. Outro aspeto relevante que os favorece é o facto de os veículos a hidrogénio terem menos peças móveis, o que torna a sua manutenção mais fácil [9].

No entanto, também existem vários desafios associados aos carros a hidrogénio. O principal problema é a falta de infraestrutura para postos de abastecimento de hidrogénio, o que limita a sua adoção generalizada. Além disso, há falta de soluções eficientes na produção e transporte de hidrogénio. O elevado preço de aquisição de um veículo a hidrogénio é outra barreira, com preços geralmente 50% mais elevados do que os veículos convencionais [9]. Apesar disso, em 2022, o mercado destes veículos subiu 40% comparando com 2021 atingindo cerca de 72 000 veículos globalmente [2].

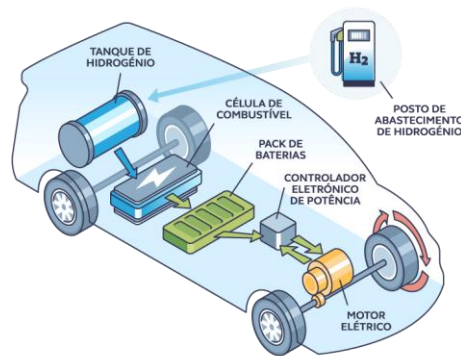


Figura 7 – Veículo a célula de combustível, adaptado de [8].

2.2. Eficiência energética de veículos elétricos

A comparação geral de eficiência entre EVs depende de vários fatores como a fonte de energia usada para gerar eletricidade para os EVs e o tipo de combustível usado nos HEVs. Para fazer esta comparação, é utilizado o conceito Well to Wheel (WTW), que considera toda a cadeia de energia, desde a extração ou produção do combustível ou energia até o uso final da potência do veículo nas rodas. Este conceito pode ainda ser dividido em Well to Tank (WTT) que considera, a extração, conversão e distribuição e Tank to Wheel (TTW) que considera as eficiências dos sistemas utilizados pelo veículo.

A eficiência WTW dos veículos híbridos convencionais (gasolina, diesel) anda tipicamente ente 11% e 37%. Por outro lado, de acordo com a Figura 8, a eficiência WTW dos BEVs depende da fonte de eletricidade usada. Se estes forem alimentados por energia proveniente de gás natural, a eficiência WTW varia de 13% a 31%. Já se forem abastecidos por energias provenientes de carvão ou diesel, a eficiência WTW fica aproximadamente entre 13% a 27% e 12% a 25%, respetivamente, o que os torna muito próximos dos veículos convencionais que em termos WTT apresentam eficiências entre 19 e 25 %, mencionado em 2.1.1.

Se forem utilizadas fontes de energia renovável, Figura 9 como energia solar ou eólica, a eficiência é maior, variando de 40 a 70% [10].

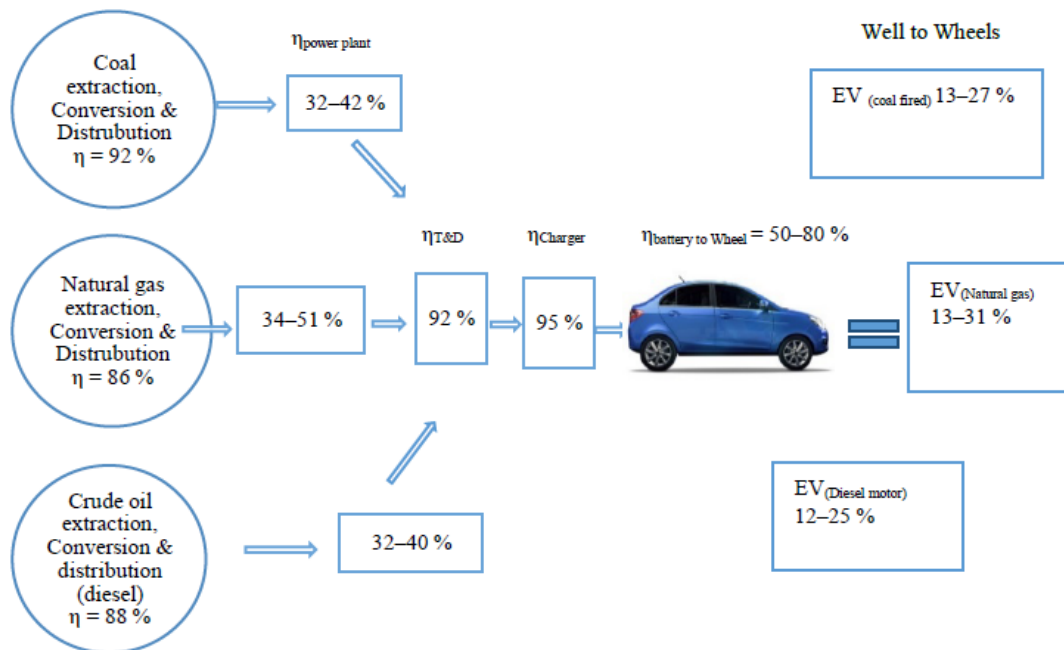


Figura 8 – Eficiência WTW de BEVs com energias provenientes da queima de combustíveis fósseis [10].

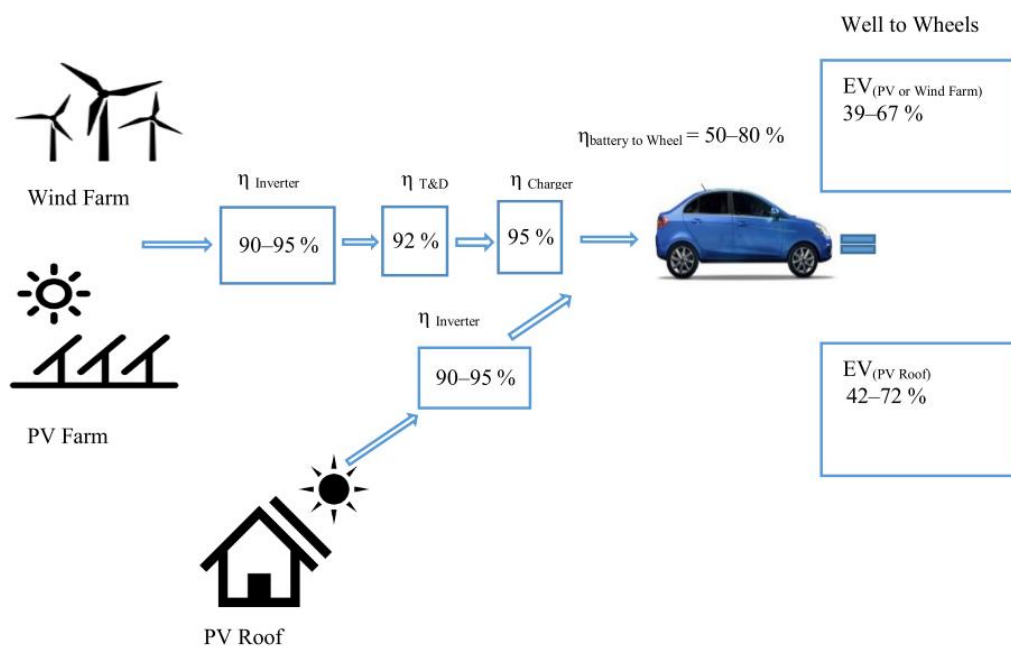


Figura 9 – Eficiência WTW de BEVs com energias provenientes de fontes renováveis [10].

Em termos de eficiência TTW, os EVs possuem uma eficiência energética mais elevada em comparação com os veículos com ICE. Os EVs convertem uma percentagem mais alta da energia armazenada nas baterias em propulsão real, enquanto os ICEs têm menor eficiência devido a fatores como as ineficiências da combustão interna, perdas de energia na forma de calor e perdas mecânicas [11].

Os EVs promoveram avanços na eficiência. No entanto, ainda existem desafios relacionados aos tempos de recarga e a baixa autonomia. Tal como referido em 2.1.3, aproximadamente 80% da energia armazenada nas baterias dos EVs pode ser convertida em movimento. No entanto, isto apenas se aplica em condições de temperatura amenas. Durante invernos rigorosos, a capacidade da bateria é limitada pelas baixas temperaturas, e o sistema consome energia da bateria para a manter em condições ótimas, reduzindo a eficiência geral [10], [11].

2.3. Motores elétricos

Os motores elétricos desempenham a função de converter energia elétrica em mecânica. Na grande generalidade, os motores podem ser divididos em motores de corrente contínua (DC), e motores de corrente alternada (AC). Na Figura 10, pode-se ver um exemplo de classificação dos motores elétricos.

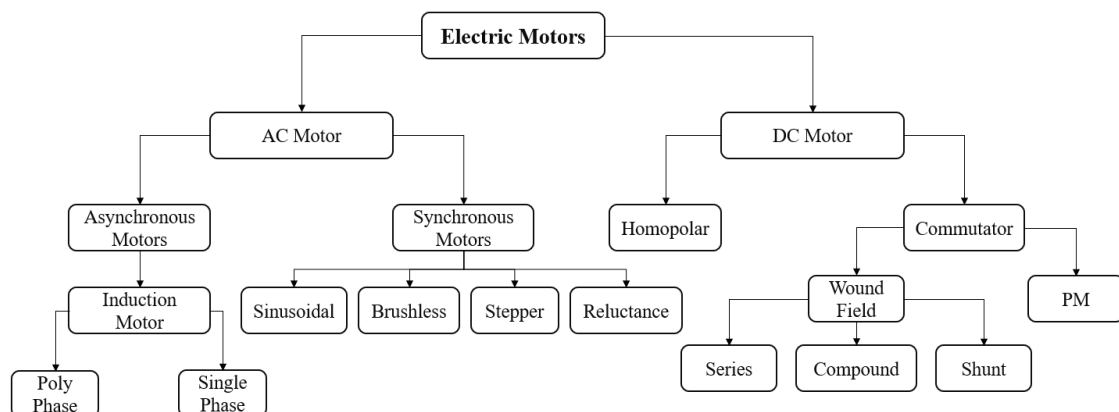


Figura 10 – Exemplo de classificação de motores elétricos [12].

Motores de corrente contínua

Os motores de corrente contínua são compostos por duas partes essenciais sendo elas o rotor e o estator. A estrutura do estator é composta por material ferromagnético com vários polos onde são enroladas as bobinas que formam um íman permanente. O rotor exerce a função de eletroímã constituído por um núcleo de ferro onde estão ligadas as bobinas acionadas através do comutador [13].

Para o funcionamento, estes motores requerem a alimentação de um alternador de corrente ou uma fonte de corrente contínua. Contudo, eles são muito aplicados em cenários onde há necessidade de controlo de velocidade e precisão. Algumas aplicações são: a utilização em mesas especiais para testar motores, extrusoras, laminadoras e prensas [14]. Para aplicações em veículos elétricos, são normalmente utilizados em veículos com dimensões mais reduzidas tais como bicicletas ou scooters. Os princípios de funcionamento e construção são mais simples, mas a manutenção é necessária nomeadamente nas escovas e no comutador.

Motores de corrente alternada

Os motores de corrente alternada geralmente classificam-se em síncronos ou assíncronos, sendo que os assíncronos geralmente tomam o nome de motores de indução.

Em virtude do custo mais elevado, os motores síncronos são empregues principalmente em aplicações que exigem uma maior potência e funcionam a velocidades fixas. Por outro lado, motores de indução, são notáveis pela sua simplicidade e robustez aliadas ao preço acessível permitindo a sua utilização em diversas aplicações de corrente alternada. Através do uso de inversores de frequência, é possível controlar a velocidade [14].

2.3.1. Motores elétricos para veículos elétricos

A escolha do motor apropriado para um EV depende de fatores como eficiência, custo e requisitos específicos da aplicação. Estes fatores, condicionam o desempenho do motor e a autonomia. Todos os tipos de motores de EVs têm as suas próprias vantagens e desvantagens sendo que os mais utilizados são os de indução (IM), os motores síncronos de ímanes permanentes (PMSM) e os motores de relutância comutados (SRM) [12]. Os motores referidos funcionam todos a corrente alternada. Normalmente os motores de corrente contínua obrigam a maiores custos de manutenção. Há uma elevada variedade de motores disponíveis e que estão em constante desenvolvimento, devendo este ser escolhido em função do custo, dimensão, manutenção e performance.

2.3.2. Motor de indução (IM)

Os motores de indução (IM) são tipos de motores comuns utilizados em EVs que oferecem vantagens económicas e confiabilidade e são amplamente aplicados em veículos da Tesla.

Os motores de Indução (IM) têm dois tipos de configurações possíveis que podem ser do tipo curto-circuitado (também designado gaiola de esquilo) ou bobinado. No entanto, a configuração gaiola de esquilo é a mais utilizada devido à sua robustez, confiabilidade e menor necessidade de manutenção [15].

Os motores IM são conhecidos pela sua elevada eficiência principalmente a elevadas velocidades e pelo elevado binário. No entanto, apresentam desvantagens aos construtores como a Tesla dado às variações abruptas de preço relacionadas com a procura de terras raras que são utilizadas na sua construção [12].

2.3.3. Motor síncrono de ímanes permanentes (PMSM)

Os motores PMSM são os mais utilizados em veículos elétricos devido ao seu design que procura maior eficiência, e potência específica [12].

Estes motores oferecem alta potência específica, o que significa que podem fornecer uma quantidade significativa de binário em relação ao seu tamanho e peso. Este fator é particularmente relevante em EVs, onde há restrições de espaço e peso impostas pelas baterias.

Estes motores podem ser configurados com os ímanes na superfície interior ou exterior do rotor [12].

A configuração com ímanes permanentes fixados na superfície externa do rotor oferece simplicidade de design e fabrico. Por outro lado, os motores com ímanes na superfície interna produzem um binário relutante que se acumula ao binário provocado pelas forças eletromagnéticas, gerando binário superior. Esta configuração permite maiores velocidades de rotação num design que é mais compacto e eficiente [14].

Estes motores ainda podem ser divididos consoante o fluxo magnético. Este pode ser radial, axial ou transversal. O radial, é a configuração tradicional. Já a configuração axial, melhora as características destes motores para veículos elétricos pois são capazes de oferecer uma estrutura mais compacta e leve, maior eficiência e potência específica e podem ser aplicados diretamente nas rodas do veículo. Quanto aos motores com fluxo transversal, apesar da elevada investigação feita nos últimos anos, a estrutura complexa com campos magnéticos tridimensionais resulta em dificuldades no fabrico e montagem destes motores [14, 16].

2.3.4. Motor de relutância comutado (SRM)

Os Motores de Relutância Comutada (SRM) também são utilizados em algumas aplicações de EVs. Os motores SRM oferecem alto binário a baixas velocidades, têm uma estrutura simples e têm uma operação tolerante a falhas. [12, 14].

Os SRMs oferecem um grande intervalo de velocidades a potência constante, o que significa que podem fornecer alto binário em baixas velocidades e manter a potência para uma determinada faixa de velocidades. Para além disso, possuem bom comportamento térmico do rotor a elevadas velocidades. Estas características são adequadas para EVs, permitindo o funcionamento eficiente em diversas condições de utilização. Outro fator a considerar é que estes não utilizam terras raras sendo uma vantagem para os fabricantes [12, 14].

No entanto, os SRMs também possuem algumas desvantagens sendo uma delas oscilação de binário. Esta variação de binário pode causar vibração e ruído [12].

2.3.5. Comparação

No geral, a escolha entre os motores PMSM, IM e SRM depende de requisitos específicos, como velocidade máxima, binário, custo e eficiência. Cada tipo de motor tem as suas vantagens e desvantagens, e a seleção deve ser baseada na necessidade de cada aplicação. Para a comparação foi utilizada a Figura 11 que agrega as principais vantagens e desvantagens de cada modelo.

	IM	PMSM	SRM		
power density	⊖	⊕⊕	⊖	⊕⊕	very good
efficiency	⊕	⊕⊕	⊕	⊕	good
costs	⊕⊕	⊖	⊕	⊖	neutral
reliability	⊕⊕	⊖	⊕	⊖	bad
technical maturity	⊕	⊖	⊖	⊕⊖	very bad
controlability, costs	⊖	⊕	⊖		

IM – induction motor; PMSM – permanent magnet synchronous motor; SRM – switched reluctance motor

Figura 11 – Comparação dos motores mais comuns aplicados em veículos elétricos, adaptado de [14].

Os motores IM são conhecidos pela sua relação custo-benefício, confiabilidade e boa eficiência em condições de cruzeiro em alta velocidade. Para além disso, possuem uma estrutura simples, o que reduz custos e melhora a confiabilidade.

Os motores PMSM oferecem elevada eficiência e potência específica. Eles são adequados para uma ampla faixa de velocidades e fornecem um campo magnético constante, resultando em maior autonomia e vida útil da bateria.

Os motores SRM têm uma estrutura simples, operação tolerante a falhas e boa eficiência, ainda que menor do que os PMSM. Eles podem operar a elevadas velocidades e têm melhor comportamento térmico (geram menos calor no rotor). No entanto, a oscilação de binário é um desafio que precisa ser abordado para um funcionamento suave [12].

2.4. Transmissão mecânica em veículos elétricos

Ao contrário dos veículos tradicionais operados com ICEs, os mecanismos de transmissão de veículos elétricos têm de suportar picos elevados de binário assim como as elevadas velocidades de rotação dos motores e das engrenagens. Para além disso, devem ainda priorizar a redução de ruído e a elevada eficiência [17].

O sistema de transmissão global de um veículo elétrico, Figura 12, é, de forma geral, composto pelos componentes que levam a potência desde a bateria até às rodas do veículo. Dando como exemplo os BEV, alguns desses componentes são a bateria, o inversor, o motor, a transmissão mecânica, o diferencial e por fim, a roda.

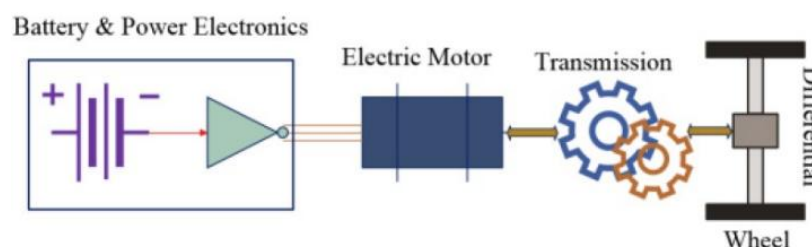


Figura 12 - Configuração de transmissão de um veículo elétrico [18].

Na transmissão em veículos elétricos estão normalmente incluídas caixas de 1 ou 2 velocidades. As caixas de uma velocidade apresentam elevada eficiência. No entanto, acabam por limitar a velocidade máxima do carro devido às elevadas velocidades de rotação do motor.

Por esse motivo, são cada vez mais utilizadas caixas de duas velocidades [17]. Este tópico será melhor discutido no capítulo 2.4.2.4..

2.4.1. Configurações de transmissões para veículos elétricos

Os veículos elétricos têm a transmissão diretamente acoplada ao motor. Por este motivo, as transmissões podem ser classificadas de acordo com a localização e posicionamento do motor. As transmissões podem classificar-se como centralizadas ou distribuídas.

Na transmissão distribuída, Figura 13, o motor está diretamente acoplado às rodas. Este tipo de configuração não é tão adotado como as transmissões centralizadas. Esta configuração pode ser de 4 ou dois motores. No entanto, o funcionamento coordenado das rodas, aumenta a dificuldade de desenvolvimento do sistema dos controladores eletrônicos. Para além disso, ainda traz problemas do controlo de vibração [18, 19].

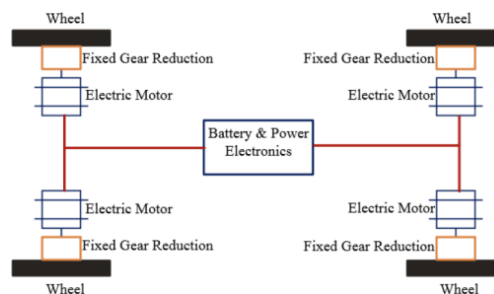


Figura 13 - Transmissão distribuída [18]

As configurações do tipo centralizada são as mais adotadas devido à menor complexidade do sistema. Neste tipo de configuração, podem ser utilizados um ou dois motores, Figura 14. De acordo com [18], os fabricantes adotam caixas de uma velocidade por serem a forma mais fácil de minimizar custo, volume e massa e ainda perdas mecânicas. No entanto, neste tipo de sistema, a performance do veículo depende apenas da performance do motor de tração. Como será visto mais à frente, o motor não é igualmente eficiente para toda a gama de velocidades. Por este motivo, a investigação e implementação de caixas de várias velocidades para veículos elétricos tem sido vista como uma solução para este problema [18].

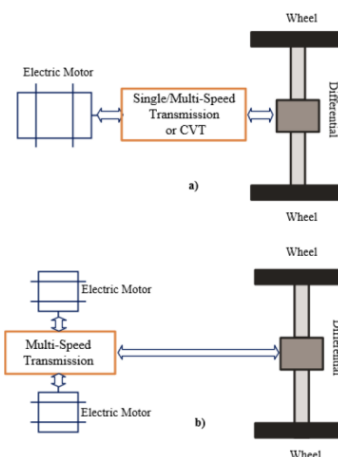


Figura 14 - Transmissões centralizadas com um motor a) e com dois motores b) [18].

2.4.2. Caixas de velocidades

A principal função da caixa de velocidades é transmitir a potência do motor para as rodas de forma a atender aos requisitos impostos ao veículo. Existem alguns tipos de configurações de caixas velocidades tais como: manual (MT); automática (AT); manual robotizada (AMT); caixa de velocidades variável contínua (CVT). Os principais componentes duma caixa de velocidades são embraiagens para o caso de caixas com mais do que uma velocidade, eixos de transmissão, diferenciais e engrenagens.

Para veículos convencionais, as caixas manuais e automáticas são muito comuns e geralmente têm entre 5 e 6 velocidades, de forma a melhorar a performance e otimizar o consumo destes veículos. As caixas de velocidades manuais, Figura 15, foram as primeiras a serem introduzidas no mercado e continuam a ser as mais eficientes para veículos convencionais. No entanto, a sua eficiência é fortemente dependente do modo de condução.

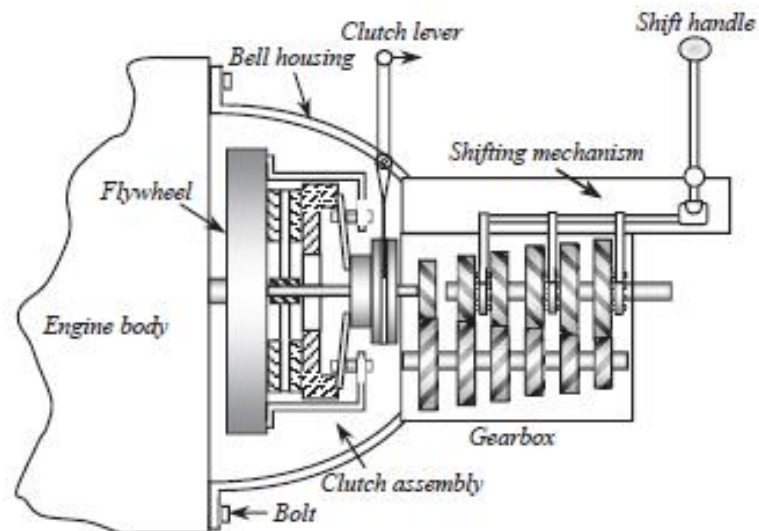


Figura 15 – Transmissão com caixa de velocidades manual [6].

Para tornar a eficiência do carro independente do modo de condução, foram desenvolvidas as caixas automáticas. Nas caixas automáticas convencionais, Figura 16, a embraiagem é substituída por um conversor de binário.

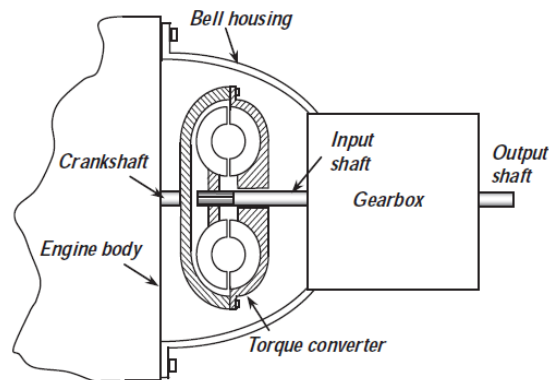


Figura 16 – Transmissão com caixa de velocidades automática convencional [6].

2.4.2.1. Caixa de velocidades manual robotizada (AMT)

Uma caixa de velocidades manual robotizada (AMT), combina a elevada eficiência das caixas manuais com a facilidade de uso das automáticas usando componentes eletrónicos de controlo da velocidade. A Figura 17, apresenta um esquema dessa configuração. Estas caixas podem ser desenvolvidas a partir de caixas manuais, implementando o sistema de mudança de velocidade automático, o que se torna uma grande vantagem para a implementação destes sistemas. Por outro lado, uma grande desvantagem destes sistemas é a interrupção de binário durante a troca de velocidade [6]. De acordo com [20], as caixas de transmissão manuais robotizadas, são uma boa escolha para EVs, porque a sua eficiência gera baixos consumos de energia das baterias. Comparando com as utilizadas em ICVs, as caixas AMT de duas velocidades apresentam uma estrutura mais simplificada e maior eficiência. Estudos apresentados por [21] comprovam, que a utilização de caixas automáticas robotizadas de duas velocidades permitem uma redução de consumo de 9.2% no ciclo europeu NEDC. Para além disso, é possível combater o problema da interrupção de binário. A embraiagem pode ser montada no último eixo, reduzindo cerca de 50% as interrupções de binário em caixas de duas velocidades. Assim, esta toma o nome de transmissão manual robotizada invertida (I-AMT) [20].

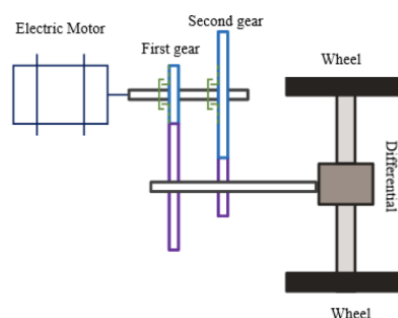


Figura 17 – Transmissão com caixa de duas velocidades manual robotizada [18].

2.4.2.2. Caixa de velocidades variável contínua (CVT)

As caixas de velocidades variáveis contínuas são um tipo de transmissão automática com um número infinito de relações de transmissão que vão alternando sem interrupção de

binário. O princípio de funcionamento mais simples aplica duas polias de diâmetro efetivo variável ligadas por uma correia a uma distância fixa tal como o exemplo esquemático apresentado na Figura 18. Para tornar o diâmetro efetivo variável, é utilizado um sistema de controlo que faz variar a largura entre os dois cones que formam a polia. Desta forma, quando eles se aproximam, o diâmetro aumenta e quando eles se afastam, o diâmetro diminui. Com este efeito em ambas as polias, é criada uma infinidade de relações de transmissão onde não há interrupções de binário. Como o binário é transferido pelo contacto e atrito entre as polias e a correia, estes mecanismos não apresentam melhorias de eficiência em comparação com outros tipos de caixas. Esta caixa de velocidades é mais volumosa e pesada do que outras caixas de velocidades e apresenta maiores custos de fabrico. No entanto, quando aplicado em veículos elétricos, o motor elétrico permite que o conversor de binário não seja aplicado. Isto permite um mecanismo mais leve e compacto do que quando aplicado em veículos convencionais [22].

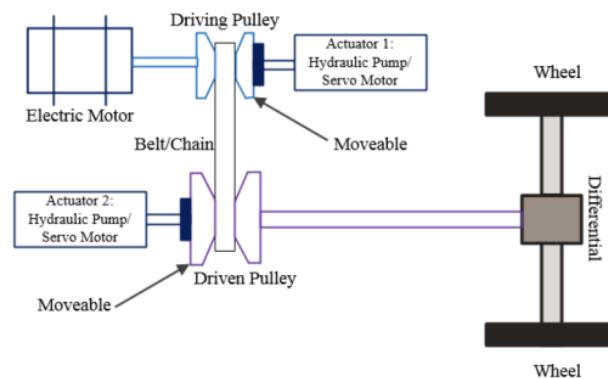


Figura 18 – Transmissão com caixa de velocidades CVT [18].

2.4.2.3. Caixas redutoras de uma velocidade

A eletrificação das transmissões para veículos elétricos tem-se tornado popular. De forma geral, os veículos elétricos são equipados com caixas de apenas uma velocidade. Atualmente, caixas de uma velocidade são as mais utilizadas em EVs, pois estas têm uma estrutura simples, baixa perda de energia na transmissão, baixo volume e peso do sistema, além de serem económicas.

As caixas de uma velocidade, conseguem debitar o binário máximo a baixas velocidades. Para além disso, devido à elevada eficiência, não necessitam de múltiplas velocidades como os ICVs. De forma a reduzir os custos e volume da caixa, os veículos elétricos são tipicamente produzidos com este tipo de caixas. Para obter o binário necessário para o arranque, os veículos utilizam relações de transmissão elevadas. Consecutivamente, para atingir as velocidades desejáveis, utilizam motores com elevadas velocidades de rotação [23].

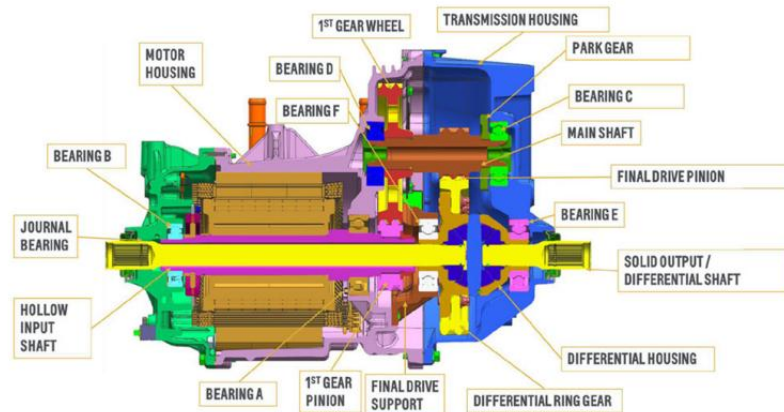


Figura 19 - Caixa de velocidades de uma velocidade [23].

A Figura 19 mostra uma caixa de uma velocidade. Como se pode perceber, esta tem uma configuração compacta, utilizando um par de engrenagens paralelas. A simplicidade deste sistema juntamente com o custo e a elevada eficiência, fazem com que seja uma solução de caixa para veículos elétricos [23].

2.4.2.4. Aplicabilidade das caixas de duas velocidades

Com uma caixa de uma velocidade, a velocidade do motor mantém uma dependência proporcional fixa com a velocidade do veículo, mas a eficiência do motor varia em diferentes pontos de operação. Sob diferentes condições de condução, o motor nem sempre opera numa gama de elevada eficiência. Além disso, a potência máxima do motor de tração permanece constante em velocidades mais altas, mas a capacidade de aceleração do veículo diminui devido à redução do binário de saída. A Figura 20, demonstra as melhorias em velocidade e binário da aplicação de uma caixa de duas velocidades.

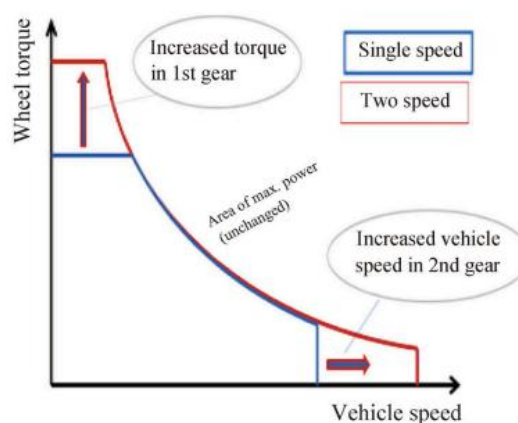


Figura 20 – Demonstração da melhoria da performance com caixas de duas velocidades [24].

Para atender às necessidades de condução de veículos em diferentes condições de trabalho, melhorar o desempenho do veículo e utilizar a faixa de alta eficiência do motor, as caixas de duas ou várias velocidades tornaram-se uma solução eficaz. Num estudo apresentado

por [25, 26], é documentada a diferença de eficiência entre um veículo que utiliza uma caixa de uma e duas velocidades. A Figura 21, apresenta um estudo realizado entre uma caixa de redução de uma velocidade e uma caixa de duas velocidades e duas embraiagens (2-speed DCT) num ciclo híbrido que combina o ciclo de cidade (FTP75) um de autoestrada (HWFET) [26].

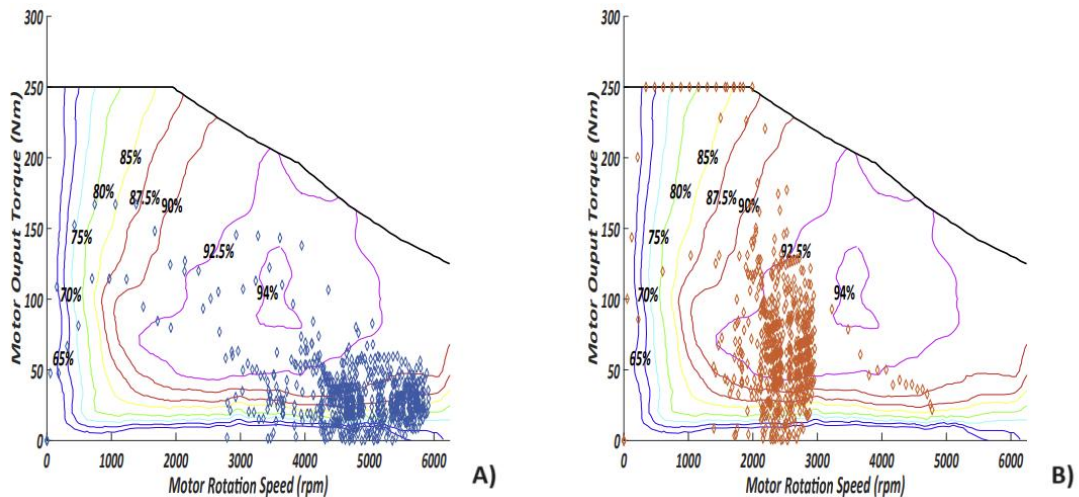


Figura 21 - Curva de operação de um motor BEV A) uma velocidade; B) duas velocidades [26].

Como se pode verificar a partir da Figura 21, os pontos de funcionamento aproximam-se mais da zona central do gráfico quando é utilizada a caixa de duas velocidades, permitindo melhorias na eficiência. É possível ainda perceber que as velocidades de rotação atingidas não são tão elevadas o que reduz a necessidade de utilização de motores com elevadas capacidades de rotação. Foi ainda possível comprovar um aumento de eficiência entre 14,03 e 17,86% para dois tipos de veículos elétricos [26]. Outro estudo semelhante, provou ainda que uma caixa de duas velocidades com as razões de transmissão otimizadas permitiu uma redução de consumo entre os 5 e 16% e ainda permitiu aumentar a velocidade máxima cerca de 30% [23].

Fabricantes como a Porsche utiliza uma transmissão de duas velocidades no sistema de acionamento elétrico traseiro do modelo Taycan para melhorar a capacidade de aceleração em baixas velocidades e a eficiência do sistema em altas velocidades, ao mesmo tempo em que aumenta a autonomia do veículo. A BMW adotou a transmissão de duas velocidades de acionamento elétrico do eixo dianteiro no modelo i8 para reduzir o tamanho do motor e dos sistemas relacionados, melhorando ainda mais a eficiência do sistema [24].

A Figura 22 apresenta um exemplo de uma caixa de velocidades compacta.

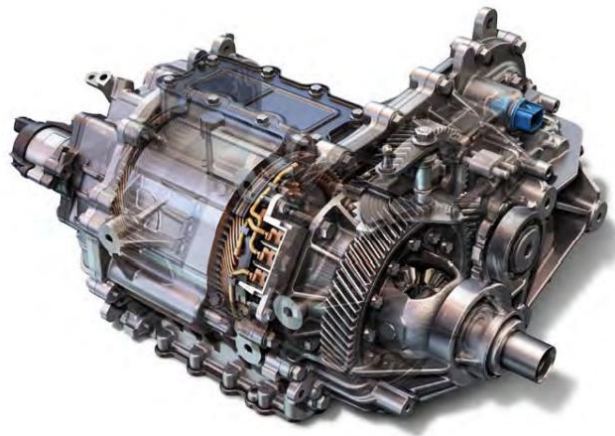


Figura 22 – Exemplo de caixa de duas velocidades [17].

2.4.3. Sumarização das caixas de velocidades para veículos elétricos

As caixas de velocidades utilizadas em veículos elétricos podem ser do tipo AMT, CVT, AT e, ainda da tipologia mais comum, caixas redutoras de uma velocidade. Estas, apesar de serem a solução mais barata, simples e compacta, perdem na eficiência ao longo da operação do motor nos diferentes regimes do seu mapa. As caixas de duas velocidades e as caixas CVT, operam em regimes mais eficientes do motor, podendo ser mais baratas quando considerado o seu tempo de vida útil. A Figura 23, compara as caixas de velocidades mais adotadas para veículos elétricos.

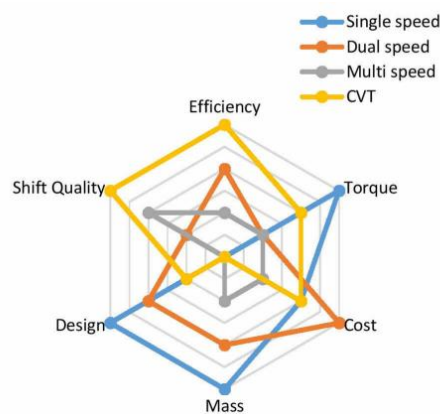


Figura 23 - Comparação de diferentes caixas de velocidades [27]

- Design e massa – A caixa de uma velocidade consegue ser mais compacta do que as restantes. Geralmente quanto maior o número de velocidades, maior será a caixa e consecutivamente mais pesada [27].
- Shift Quality – Este parâmetro avalia as melhorias na troca de engrenagem. Apesar de necessitar de um sistema complexo, as caixas CVT, apresentam a troca de velocidade melhor para a experiência de condução, não sendo sentida a sua troca. No caso das caixas de uma velocidade, este parâmetro não é avaliado pois não há troca [27].

- Eficiência e custo - A eficiência do sistema mecânico reduz-se com o aumento do número de engrenagens. Geralmente, 5% no diferencial, 1% de perdas por atrito por cada par de engrenagens, 1% de perda relativa em cada par de engrenagens, 3% nas embraiagens e 2% no sincronizador [28]. As caixas de várias velocidades, sugerem melhorias de performance em relação às caixas de uma e duas velocidades. No entanto, [23] demonstra que para veículos ligeiros de passageiros, o aumento da eficiência na performance não justifica o aumento da complexidade e custo associado para caixas de 3 e 4 velocidades.

2.4.4. Embraiagens

As embraiagens, Figura 24 foram alvo de melhorias ao longo dos anos para os veículos convencionais. Nas caixas manuais, a embraiagem é de acionamento manual, enquanto nas caixas automáticas, a troca é acionada por um servo-atuador hidráulico ou eletromecânico. A interrupção do binário durante a troca de velocidade causa ineficiências e dependência do modo de condução para a melhoria dessas eficiências. As embraiagens utilizadas por ICVs, são geralmente do tipo húmido ou seco. As embraiagens secas são as mais utilizadas pois permitem melhores eficiências de consumo, melhor tempo de resposta e conforto da troca de velocidade, menor custo de produção e manutenção [29]. Para melhorar a eficiência na troca de velocidade, foram desenvolvidas caixas com dupla embraiagem (DCT). Este mecanismo, aproveita a passagem de binário do motor por dois fluxos diferentes. Desta forma, as DCTs, tornaram-se as caixas de maior eficiência para ICVs, permitindo reduções nos consumos de combustível e reduções nas emissões quando comparadas com caixas manuais [30].

Dada a simplicidade e elevada eficiência das transmissões utilizadas nos EVs, até à data, a maioria dos sistemas utilizam caixas de uma velocidade. No entanto, tal como abordado em 2.4.2.4., a procura pela melhoria da eficiência e autonomia dos veículos elétricos contribuiu para a exploração de caixas de múltiplas velocidades, sendo as de duas velocidades as mais comuns nos veículos comerciais. O sistema de embraiagem utilizado nestas caixas de velocidades utiliza um servo-atuador montado juntamente com um controlador. Podem ainda ser aplicadas DCTs nas caixas de duas velocidades, estando uma embraiagem associada a cada engrenagem.

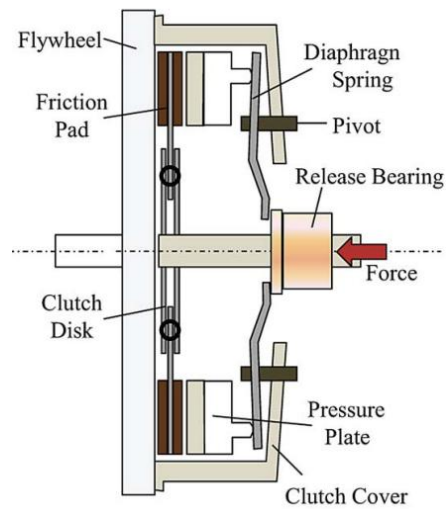


Figura 24 – Embraiagem seca convencional adaptado de [30].

Outro mecanismo que tem vindo a ser estudado é o da implementação de uma caixa de duas velocidades sem embraiagem, Figura 25. Isto torna-se possível, com um mecanismo de troca elétrico que consegue alternar entre o engrenamento da primeira e da segunda velocidade [24, 31].

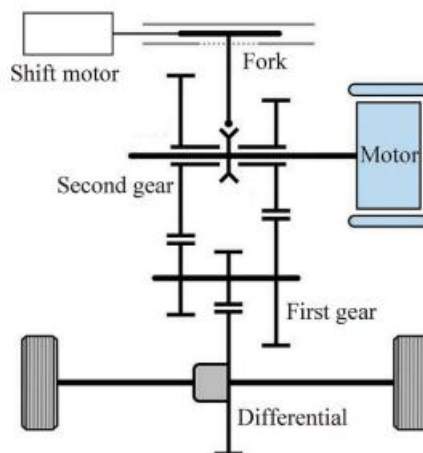


Figura 25 – Caixa de duas velocidades sem embraiagem[24].

O sistema mais comum, no entanto, é o de duas velocidades com embraiagem e um atuador. A Figura 26 mostra duas configurações utilizadas nas caixas de duas velocidades. Nestes sistemas são utilizados sistemas de engrenagens planetários com atuadores para variar entre a primeira e segunda velocidade. No caso do Porsche Taycan, é utilizado um diferencial, enquanto que no modelo fornecido pela GNK, é utilizado um sistema de vectorização de binário chamado “Twinstar”, com melhor controlo do binário [24].

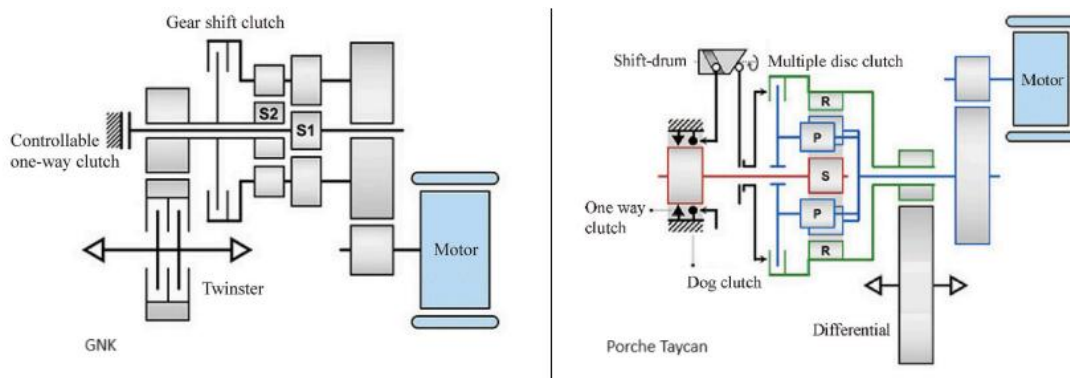


Figura 26 – Caixa de duas velocidades GNK e Caixa de duas velocidades Porche Taycan adaptada de [24].

2.4.5. Diferenciais

Quando os veículos estão a curvar, a roda do lado exterior da curva tem velocidade diferente da roda interior. A roda exterior precisa de percorrer uma distância maior, necessitando de maior velocidade de rotação. Para obter esse efeito são utilizados diferenciais. Sem diferencial, os pneus interiores iriam perder a tração e, eventualmente fariam com que o condutor perdesse o controlo ao curvar [6, 14].

Este dispositivo é composto por um veio de entrada com um binário e velocidade angular de entrada sendo depois transmitido para dois veios de saída com binários e velocidades angulares de saída diferentes. Os veículos geralmente têm um diferencial, podendo ter vários como no caso de veículos pesados com vários eixos de tração. De forma geral, os diferenciais são do tipo aberto, fechado e diferencial de deslizamento limitado.

O diferencial aberto é o mais comum. Funciona muito bem em condições de autoestrada ou estradas de alcatrão. No entanto, em condições todo-o-terreno ou em que uma das rodas perde a tração, são muito desvantajosos. O diferencial do tipo aberto, transmite e canaliza o binário para a roda com menor resistência. Neste tipo de situações, é exatamente o que não se pretende, pois, o veículo perde tração [14]. A Figura 27, apresenta um exemplo ilustrativo deste diferencial.

O diferencial fechado ou de bloqueio, combate o problema da perda de tração posta nos veículos com diferenciais abertos. Neste caso, quando o veículo perde tração numa das rodas, o dispositivo bloqueia os eixos, fazendo com que seja transmitido o mesmo binário e rotação a ambas as rodas. Associado a este mecanismo, vem um dispositivo de controlo que o faz variar entre aberto e fechado e que pode ser automático ou controlado pelo condutor sendo que por vezes, pode estar limitado ao eixo traseiro nos casos de veículos com diferencial traseiro ou pode não estar limitado, fazendo bloqueio total, transmitindo a mesma potência a todas as rodas [14].

O diferencial de deslizamento limitado é apresentado como uma solução entre diferencial aberto e diferencial fechado. Neste caso, ele limita o binário e rotação que vão para as rodas. Ou seja, em vez do binário ser transmitido totalmente para a roda com menos

resistência, ele limita o binário que será recebido pela outra roda. Assim, este tipo de diferencial permite que não seja perdida a tração por completo [14].

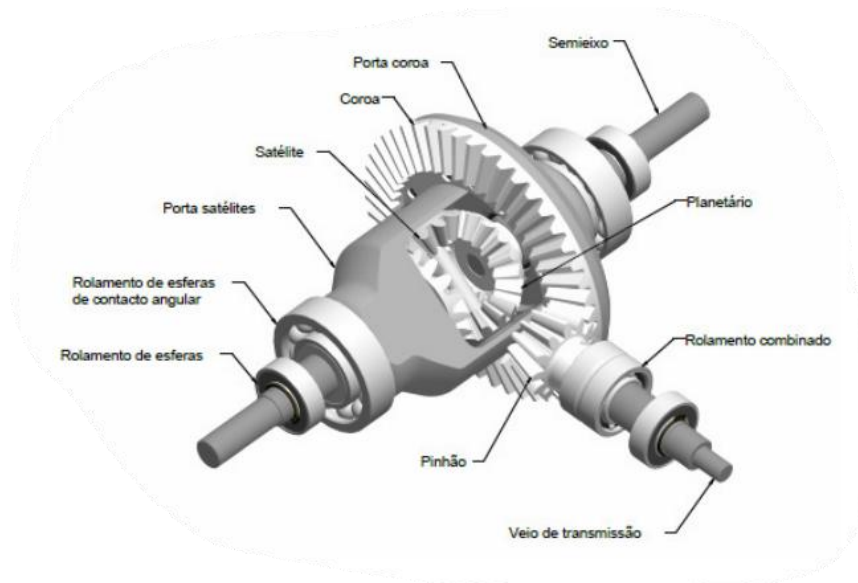


Figura 27 – Exemplo de diferencial.

2.5. Tribologia em órgãos mecânicos de veículos elétricos

A escolha do lubrificante que será utilizado no sistema de transmissão afeta o comportamento e desempenho de todo o mecanismo do veículo. Nos EVs, o elevado binário a baixas velocidades e a capacidade de atingir elevadas velocidades fazem com que o estudo do lubrificante seja mais cuidadoso pois as partículas soltas pelo desgaste podem depois danificar superfícies de outros componentes do motor. O lubrificante deve ser capaz de proteger as engrenagens do desgaste abrasivo predominante a baixas velocidades assim como promover a eficiência e dissipação de calor a altas velocidades.

Devido à diversidade de soluções de transmissão para veículos elétricos, a escolha do lubrificante adequado torna-se crítica, mais complexa e com a procura por algumas propriedades mais específicas como a resistência à oxidação e a condutividade elétrica. De forma geral, os lubrificantes utilizados em veículos elétricos designam-se “automatic transmission fluids” (ATFs) sendo que os mais utilizados têm uma viscosidade cinemática a 100° de cerca de 3,5 a 4,5 cSt. [32].

De acordo com um estudo apresentado por [32], os lubrificantes mais benéficos para veículos elétricos são os de viscosidade muito baixa, < 3 cSt. No entanto, estes ainda se encontram em fase de desenvolvimento, não existindo soluções atualmente presentes no mercado.

2.5.1. Engrenagens

As engrenagens são muito importantes para a tribologia. No entanto, no que toca às engrenagens, o desempenho será afetado pelo projeto da engrenagem e da otimização geométrica. No projeto das engrenagens, a precisão é ditada pela norma ISO 1328:2013 [33], sendo que as aplicadas nos veículos elétricos exigem uma tolerância de grau 6. No entanto, este grau pode inferior para transmissões com velocidades superiores a 20000 rpm.

O acabamento da superfície, é muito importante quando são utilizados lubrificantes com viscosidades baixas. Esse acabamento pode ser conseguido com alterações químicas e mecânicas da superfície das engrenagens. Este acabamento demonstrou melhorias na performance da transmissão do Tesla Model S e permite reduzir as perdas de potência, reduz o desgaste, o pitting, e ainda o ruído [32].

2.5.2. Rolamentos

De forma generalizada, os veículos elétricos utilizam menos rolamentos do que os veículos convencionais. Isto deve-se à utilização de menos partes rotativas, quer no motor, quer na caixa de velocidades. No entanto, estes têm requisitos mais específicos.

- Melhoria da vida útil e confiabilidade

Os rolamentos devem durar o ciclo de vida inteiro dos EVs sem manutenção e ter menos atrito. Se o atrito for mais baixo, haverá maior eficiência e também maior durabilidade.

- Densidade de potência

Os rolamentos aplicados nos sistemas de transmissão dos EVs têm como requisito serem mais compactos. Isto significa que devem ser de dimensões mais reduzidas e aguentar cargas superiores. Este fator permite maiores velocidades de rotação com maior dissipação de calor.

- Soluções *Smart-Bearing*

Os EVs requerem para além de soluções compactas, soluções com sensores de temperatura, carga e vibração. Estas advêm da eletrificação dos veículos e permitem que se consiga obter mais informações sobre o estado do veículo. Com a eletrificação, também surge a ideia de veículos cada vez mais autónomos e juntamente com eles vêm estes requisitos. Um avanço feito pelas marcas de rolamentos neste sentido, foi a criação de um rolamento com sensor de posição para o rotor. Este rolamento permitiu aumentar a regeneração de energia que ocorre na travagem e diminuir o ruído.

- Melhor lubrificação e vedação

Este fator permite aumentar a confiabilidade e eficiência dos rolamentos. A melhor vedação permite ainda reter o lubrificante nas cavidades do rolamento assim como proteger para a entrada de partículas indesejadas no sistema. A escolha do lubrificante também é crucial para a melhor lubrificação.

- Otimização do atrito e do acabamento da superfície

A otimização da qualidade da superfície, está diretamente ligada ao atrito. Quanto melhor for o acabamento da superfície (menor rugosidade), menor será o atrito. O menor atrito, trará um sistema mais eficiente e com maior autonomia entre carregamentos

De forma sumária, os veículos elétricos procuram soluções que melhoram a eficiência, autonomia e confiabilidade, sendo que os rolamentos podem melhorar essas características a partir das características descritas acima [34].

2.6. Análise de veículos elétricos existentes para aplicações comerciais de transporte de pequenas cargas

Este capítulo tem como principal objetivo a exploração do mercado existente para esta categoria de veículos. Desde as *mini-vans* aos utilitários elétricos, há cada vez mais soluções a entrar no mercado português. Neste capítulo serão apresentados dois modelos, uma *mini-van* elétrica e um utilitário elétrico.

O primeiro exemplo é do *Citroen E-Berlingo*, Figura 28. Este veículo utiliza um sistema de transmissão com uma caixa de redução de uma velocidade. Essa mesma caixa é utilizada por um modelo da *Peugeot*, o *Peugeot Partner*.



Figura 28 – *Citroen E Berlingo* adaptada de [35].

O segundo exemplo é do ALKÉ modelo ATX 340 E, Figura 29. Esta empresa, apesar de não ser muito conhecida nem muito presente no mercado português, tem ganho muito reconhecimento pelos seus veículos utilitários e pela utilização que podem ter nos centros urbanos. Há diversas soluções para várias aplicações comerciais em centros urbanos, podendo ser aplicados em todos os setores, desde o turismo até à indústria e o comércio. No caso, o modelo que será utilizado para comparação é o modelo de caixa aberta, DR1 ATX 340 E.



Figura 29 – ALKÉ ATX340 E adaptado de [36].

Para realizar uma pequena comparação entre os dois veículos, é apresentada a Tabela 1. Esta comparação torna-se relevante para identificar aspetos comuns consoante as características da aplicação.

Tabela 1 – Comparação de veículos para aplicações comerciais

Modelo	Citroen E Berlingo [35]	ALKÉ ATX 340E [36]
Motor	PMSM	IM
Potência	100 kW	14 kW
Binário	260 Nm	113 Nm
Bateria	50 kWh	20 kWh
Autonomia	280 km	200 km
Velocidade máxima	135 km/h	44 km/h
Pneu	205/60 R16	175/65 R14
Caixa	1-velocidade	1-velocidade
Capacidade de carga	800 kg	1275 kg

Observando em detalhe a Tabela 1, percebe-se que ambos os veículos estão otimizados de acordo com a utilização para a qual foram concebidos. Por um lado, o *Citroen E Berlingo*, é um veículo com capacidade para atingir elevadas velocidades, usando para isso o motor mais eficiente e com maior potência específica, o PMSM. Por outro lado, conseguimos perceber que a sua autonomia está comprometida, sendo 280 km um valor abaixo da média referida anteriormente em 2.1.2. de 350 km. Tal como estudado em 2.4.2.4., seria um benefício para este veículo a aplicação de uma caixa de duas velocidades. Isto iria permitir melhorar a autonomia do veículo, já que para velocidades elevadas, o consumo de energia seria menor pois o motor não necessitaria de debitar tanta potência.

Por outro lado, conseguimos ver que o ALKÉ ATX 340 E, tem consumos de energia relativamente baixos e que permitem estender a autonomia da sua bateria tendo um rácio entre bateria e autonomia melhor que o *Citroen E Berlingo*. É também de notar que ele utiliza um motor de indução que se torna vantajoso por ser confiável e ao mesmo tempo muito mais barato do que um motor PMSM. A aplicabilidade de uma caixa de velocidades para um veículo como este, permitiria que este alcançasse velocidades maiores e que pudesse subir grandes inclinações com menos esforço, estando neste momento limitado a inclinações de 30%, mas com perda de performance muito elevada.

3. Caracterização do sistema

No início do projeto foi definido que o veículo teria de ser um veículo para aplicações comerciais no centro urbano da cidade do Porto, e com capacidade para transportar pequenas cargas. De acordo com o imposto, deve ainda ser considerada uma caixa de duas velocidades. Em termos de configuração do veículo, dimensões dos pneus ou dimensão geral do veículo não foram colocadas restrições. Assim, a análise do mercado feita em 2.6, será o ponto de partida para o desenvolvimento do restante projeto.

Os veículos utilitários e as *mini-vans* são dois tipos de veículos muito comuns nos centros urbanos, sendo que as *mini-vans* já aparecem com elevada frequência no mercado com soluções elétricas. No entanto, nenhum dos dois exemplos ainda usa caixas de duas velocidades como principal solução, sendo as mais comuns, as caixas redutoras de uma velocidade. É possível concluir que as caixas de duas velocidades são uma boa solução para aumentar a eficiência e autonomia dos veículos, assim como aumentar a sua performance. Para além disso, estas são possíveis de ser concebidas em formas compactas tal como ilustrado no exemplo presente na Figura 22. Não obstante, uma vez que permitem melhoria da autonomia e eficiência, estas proporcionam ainda uma melhoria na durabilidade das baterias.

No mercado português e internacional, há uma vertente não muito explorada para os veículos utilitários. Normalmente quando falamos de veículos para entrega de encomendas, falamos de scooters que normalmente conseguem e estão permitidas a ir à autoestrada, atingindo velocidades de 80 a 100 km/h. No caso dos veículos utilitários, essa gama não é muito explorada, sendo normalmente a opção mais utilizada, as *mini-vans* ou furgões como soluções que permitem alcançar essas velocidades. Depois de analisar os veículos apresentados na Tabela 1, e depois de alguma discussão, será considerado um veículo utilitário com características equivalentes às do ALKÉ, mas dimensionado para uma gama de velocidades que permita ir à autoestrada (velocidade máxima em torno dos 100 km/h) e com uma caixa de duas velocidades.

Para fazer uma primeira iteração de especificações, deve ainda ser observada a curva típica de um motor, Figura 30. Observando esta figura, verifica-se que o binário máximo estará disponível no começo da locomoção, estando por isso diretamente relacionado com a capacidade do veículo superar inclinações partindo do repouso. Por outro lado, a velocidade máxima do veículo será atingida na fase de potência constante, estando por esse motivo diretamente relacionada com a potência do motor.

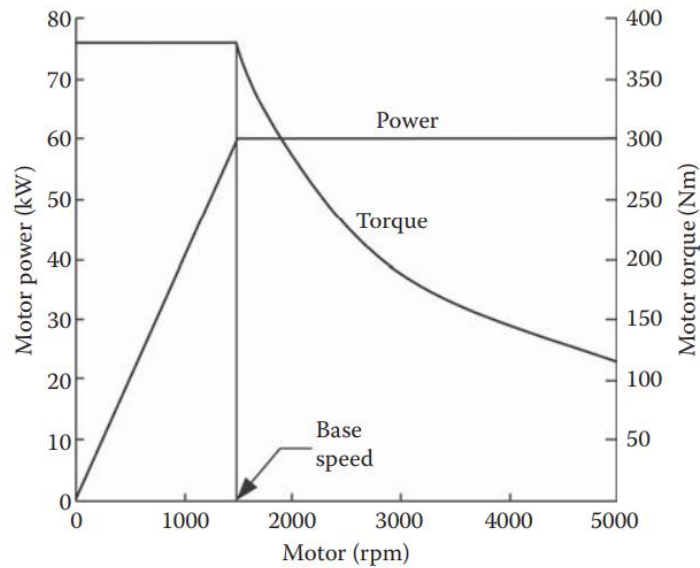


Figura 30 - Curva típica de motor elétrico [37]

Tendo em consideração o dimensionamento de um veículo com a mesma capacidade de carga que o ALKÉ, o binário máximo deste veículo será tido em conta numa primeira fase. Como a gama de velocidades deste veículo já não corresponde ao pretendido, será considerada a potência mais aproximada do modelo do *Citroen E-Berlingo*.

Para isso, foram reunidas as especificações de referência na Tabela 2.

Tabela 2 - Especificações de referência.

Especificação	Valor
Velocidade máxima	100 km/h
Pneu	175/65 R14
Caixa	Duas velocidades
Capacidade de carga	1275 kg
Motor	PMSM
Potência do motor	-
Binário máximo	-

3.1. Performance

Este capítulo tem como objetivo avaliar a performance do veículo de modo a obter informações mais precisas para a escolha do motor. A escolha do motor estará dependente dos parâmetros de performance pretendidos. Por esse motivo, a abordagem a fazer será iterativa numa primeira fase e depois reavaliada com o motor selecionado em 3.2. De acordo com [38, 37], não existe um método correto para selecionar os parâmetros de uma transmissão pois eles são interdependentes, sendo necessário tomar opções para começar a fazer as seleções necessárias.

A performance do veículo pode ser medida através dos seguintes parâmetros:

- Velocidade máxima.
- Tempo mínimo de aceleração 0-100km/h.
- *Gradeability* (Capacidade de superar uma determinada inclinação partindo do repouso).

3.1.1. Dinâmica longitudinal do veículo

Para obtermos os dados de performance, é necessário compreender como se comporta o veículo durante o seu percurso. Essa avaliação está diretamente relacionada com a dinâmica longitudinal do veículo que será abordada neste capítulo.

A locomoção do veículo está diretamente relacionada com as forças atuantes na direção do movimento. A Figura 31 mostra as forças atuantes num veículo que desloca sobre uma determinada inclinação. A força de tração, F_t , é a força de contacto criada entre as rodas do veículo e a estrada e está diretamente dependente do binário produzido e transferido pela transmissão do veículo até às rodas.

A resistência ao movimento do veículo é tipicamente gerada pela força de arrasto, F_w , pela força de resistência ao rolamento, F_{rr} representada como binário de resistência frontal T_{rf} e traseiro, T_{rr} , e ainda a força gravítica, provocada pela porção atuante da força gravítica que atua na direção contrária ao veículo, F_{rg} [39].

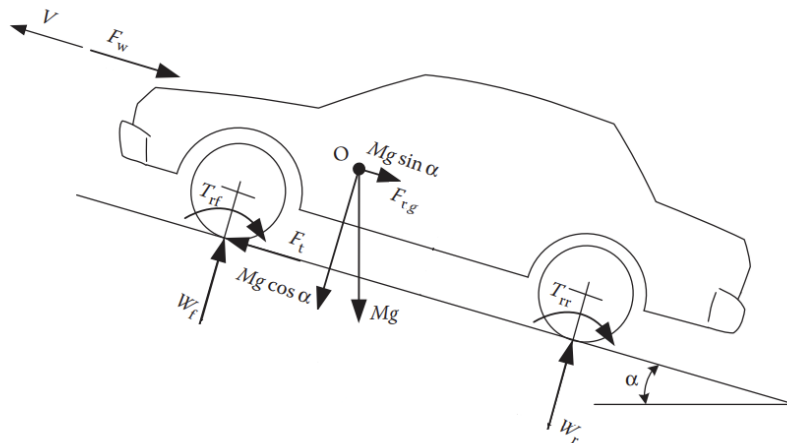


Figura 31 - Forças atuantes num veículo a deslocar-se com uma determinada inclinação, adaptado de [39].

- Equação da dinâmica longitudinal do veículo

A expressão geral que determina o movimento do veículo, é obtida a partir da segunda lei de Newton, aplicando-a ao diagrama de corpo livre resultante da Figura 31.

$$M_v \cdot \frac{dV}{dt} = F_t(V(t)) - (F_w(V(t)) + F_{rg}(\alpha(t)) + F_{rr}(\alpha(t))) \quad (3.1)$$

- Força de arrasto - F_w

A energia necessária para vencer a força de arrasto é significativa para o consumo de energia do veículo, podendo ser o principal fator de consumo a velocidades elevadas. Se conseguirmos reduzir o efeito desta força, é possível reduzir os consumos de energia.

A força de arrasto pode ser vista como uma função da velocidade do veículo, V , da área frontal do veículo, A_f , do coeficiente de forma, C_D , e da massa volúmica do ar, ρ_{ar} . A sua expressão é a seguinte:

$$F_w = 0,5 \cdot \rho_{ar} \cdot A_f \cdot C_D \cdot V^2 \quad (3.2)$$

De acordo com [37, 40], a massa volúmica do ar deve ser de 1,225 kg/m³. No que toca ao parâmetro C_D , teriam de ser feitas algumas análises ao veículo em específico. No entanto, de acordo com [37, 31] o valor será de 0,28. Já a área frontal, A_f , será de 2,1384 m² e foi estimada a partir dos dados da ficha técnica do modelo do ALKÉ [41].

- Força de resistência ao rolamento - F_{rr}

A força de resistência ao rolamento dá-se pela perda de energia associada à deformação da borracha dos pneus durante o seu rolamento. É possível reduzir os valores de energia associada, dependendo da escolha de pneus que fizermos. Esta força depende força gravítica associada ao veículo, $M_v \cdot g$, do coeficiente de rolamento, c_{rr} , e da inclinação, α . A sua expressão é a seguinte:

$$F_{rr} = M_v \cdot g \cdot c_{rr} \cdot \cos(\alpha) \quad (3.3)$$

O valor do coeficiente de rolamento, c_{rr} é de 0,009 e foi baseado em [40, 42, 37].

- Força de resistência gravítica - F_{rg}

Quando um veículo está a descer ou a subir uma rampa, a força gravítica produz sempre uma componente que pode ser na direção do movimento ou contrária. Assim, esta pode ser favorável ou prejudicial para o consumo de energia do veículo e está diretamente relacionada com a massa do veículo e a inclinação da lomba sobre a qual o veículo se desloca.

$$F_{rg} = M_v \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (3.4)$$

- Força de tração - F_t

A força de tração é provocada pelo binário disponível nas rodas do veículo, T_r . Este binário pode ser descrito a partir da equação (3.5).

$$T_r = i_G \cdot \eta_G \cdot T_m \quad (3.5)$$

onde i_G , simboliza a relação de transmissão global do sistema desde o motor até à roda, η_G simboliza a eficiência global do sistema e T_m , o binário do motor. A força de tração expressa-se de acordo com a equação (3.6)

$$F_t = \frac{T_r}{r_r} = \frac{i_G \cdot \eta_G \cdot T_m}{r_r} \quad (3.6)$$

Para efeitos de simplificação inicial, toma-se o valor de eficiência global o valor apresentado por [10] e apresentado na Figura 9 como o valor típico de eficiência desde as baterias até à roda de 80%.

Tendo as forças atuantes definidas, é possível fazer uma análise detalhada da performance do veículo. Para isso, devem ser considerados os parâmetros referentes ao ALKÉ ATX340E. Esses parâmetros estão definidos na Tabela 3.

Tabela 3 - Parâmetros gerais considerados para o cálculo e dimensionamento relativos à performance do veículo.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Massa	M_v	kg	965
Capacidade de carga máxima	$M_{v,T}$	kg	2150
Área frontal	A_f	m ²	2,1384
Raio da roda	r_r	m	0,292
Aceleração gravítica	g	m/s ²	9,81
Massa volúmica do ar	ρ_{ar}	kg/m ³	1,225
Coeficiente de arrasto	C_D	-	0,28
Coeficiente de rolamento	c_{rr}	-	0,009
Eficiência global	η_G	-	0,8

3.1.2. Velocidade máxima

A velocidade máxima que o veículo consegue atingir é definida pela velocidade máxima cruzeiro que o veículo atinge numa estrada sem inclinação. Esta é atingida quando a força de tração iguala as forças resistivas ao movimento, onde a aceleração do veículo é 0. Este conceito é explicado pela Figura 32. Observando ainda a Figura 30, percebe-se que a velocidade máxima ocorre na zona de potência máxima do motor, estando fortemente dependente desse fator.

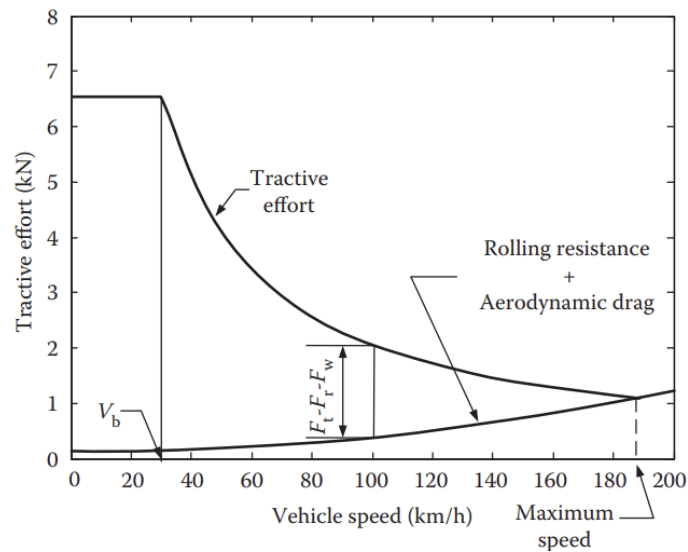


Figura 32 – Gráfico: Forças de tração/velocidade do veículo adaptado de [37]

As especificações de performance podem ser diversas consoante as opções e atributos pretendidos pelos fabricantes. Tal como especificado em 3.1, o pretendido é que este veículo possa ir à autoestrada tendo um requisito de conseguir atingir uma velocidade de 100 km/h. No entanto, [43], especifica que os veículos elétricos urbanos devem cumprir com determinados critérios. Depois de uma revisão detalhada dos critérios impostos, o critério de velocidade imposto no estudo em particular é:

- **Critério 1** - Velocidade máxima superior a 100 km/h com dois ocupantes de 75 kg numa inclinação de 6%.

A velocidade máxima de um veículo pode ser obtida a partir da equação (3.7) apresentada por [39]:

$$V_{max} = \frac{\pi \cdot n_{max} \cdot r_r}{30 \cdot i_G} \quad (3.7)$$

onde n_{max} representa a velocidade máxima de rotação do motor.

Em algumas referências bibliográficas consultadas tais como [37], foi feita a seleção do motor primeiramente e depois foram selecionadas as relações de transmissão necessárias para o veículo. Assim, a equação (3.7) é utilizada para determinar a segunda relação de transmissão da caixa. No presente caso, onde a seleção do motor ainda não está definida, a abordagem terá de ser diferente. Quando observamos a equação (3.1), utilizando o conceito explicado pela Figura 32, obtém-se a potência necessária para obter a velocidade desejada. Isto pode ser obtido através da manipulação da equação (3.1).

Considerando o descrito acima, obtém-se a equação (3.8):

$$\frac{P}{V(t) \cdot \eta_G} = (F_w(V(t)) + F_{rg}(\alpha(t)) + F_{rr}(\alpha(t))) \quad (3.8)$$

Tomando em consideração que a potência, $\frac{P}{V(t) \cdot \eta_G}$ é constante no momento onde é atingida a velocidade máxima, o cálculo foi realizado numericamente com auxílio do Python. O resultado gráfico encontra-se na Figura 33 e apresentado o valor na Tabela 5. Os dados utilizados estão presentes na Tabela 4:

Tabela 4 - Resumo de dados utilizados - critério 1

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Massa	M_v	kg	965
Área frontal	A_f	m ²	2,1384
Inclinação	α	%	6
Aceleração gravítica	g	m/s ²	9,81
Massa volúmica do ar	ρ_{ar}	kg/m ³	1,225
Coefficiente de arrasto	C_D	-	0,28
Coefficiente de rolamento	c_{rr}	-	0,009
Eficiência global	η_G	-	0,8

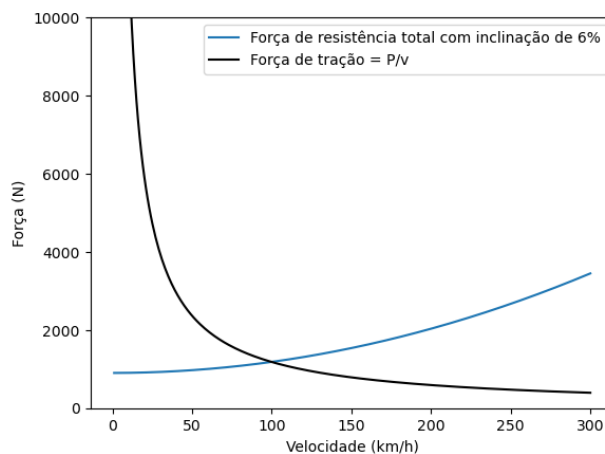


Figura 33 - Forças atuantes vs velocidade

O resultado de potência que satisfaz a condição da Figura 33 é de aproximadamente 36 kW. Observa-se, pela análise da mesma, que a linha da força de tração tende para infinito quando a velocidade se aproxima de 0. Isto acontece pois não foi imposta a condição de tração máxima no programa. No entanto, para o efeito pretendido, não há necessidade de utilização desse limite.

Tabela 5 - Resumo dos resultados do critério 1

Critério	Parâmetro	Símbolo	Unidades	Resultado
1	Potência de pico	P	kW	36

3.1.3. Gradeability

O conceito *Gradeability* está relacionado com a capacidade de o veículo superar inclinações elevadas no arranque e está relacionada com a primeira relação de transmissão.

Quanto maior for a primeira relação, maior será essa capacidade. Embora a bibliografia fale bastante neste conceito, não é fácil encontrar um valor de referência a ser utilizado devendo ser utilizado um valor adequado com o estudo proposto. Algumas fontes como [43], dizem que os veículos elétricos urbanos devem ser capazes de superar inclinações de 25% partindo do repouso com dois passageiros de 75 kg. Uma vez que este estudo pretende a análise de um veículo para a zona urbana do porto, foi realizada pesquisa sobre as inclinações da estrada nesta zona, Figura 34.

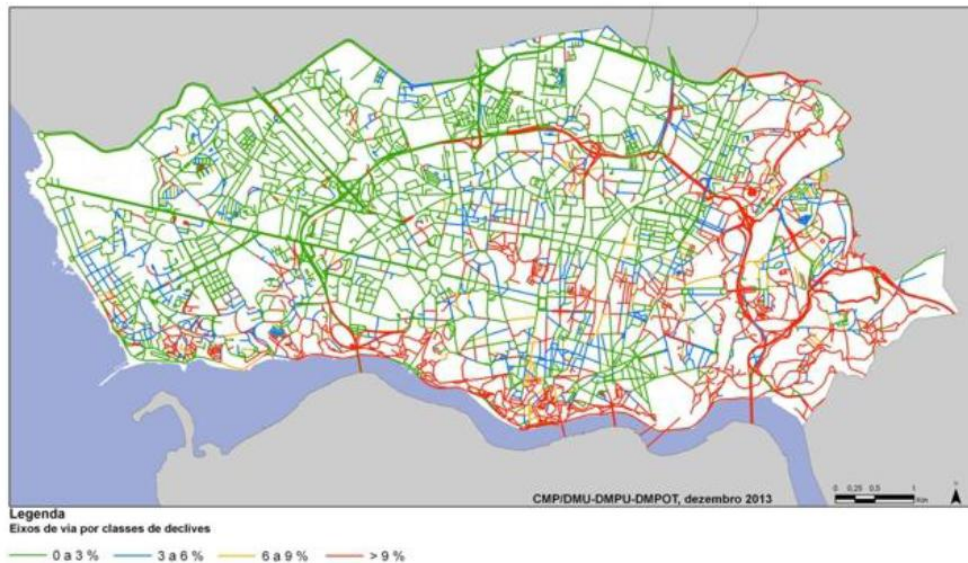


Figura 34 - Carta de eixos de via por classes de declives [44]

A Figura 34, retirada de um estudo efetuado para obtenção de circuitos cicláveis no grande Porto [44], mostra a existência estradas com inclinações superiores a 9% (linhas a vermelho), estando, portanto, abrangidas pelos 25% mencionados anteriormente neste parágrafo. Nesta fase, definiu-se que a relação não deve ser superior a 3 nas engrenagens e entre 3 e 4 no diferencial, totalizando uma relação total máxima, i_G de 9 a 12 para a primeira velocidade. Como ainda não se sabem os dados para pesquisa do motor, fixamos a relação global para 9 e procura-se saber o binário que juntamente com a potência, nos vão permitir selecionar o motor. Como o veículo é para entrega de encomendas, optou-se por definir dois critérios a fim de verificar qual dos dois seria o mais conservador.

Os critérios são os seguintes:

- **Critério 2** - Superar inclinações de 9% com capacidade de carga máxima;
- **Critério 3** - Superar inclinações de 25% com dois passageiros.

Para obter o binário necessário, foi novamente manipulada a equação (3.1), obtendo-se a equação (3.9). O cálculo utiliza os parâmetros descritos na Tabela 6 e os resultados apresentam-se na Tabela 7.

$$\frac{T_m \cdot \eta_G \cdot i_G}{r_r} = (F_{rg}(\alpha(t)) + F_{rr}(\alpha(t))) \quad (3.9)$$

Tabela 6 - Resumo de dados utilizados - critério 2 e 3

Designação	Critério	Símbolo	Unidades	Valor
Massa	2	$M_{v,T2}$	kg	2150
	3	M_{v3}	kg	1115
Área frontal	-	A_f	m ²	2,1384
Inclinação	2	α	%	9
	3	α	%	25
Aceleração gravítica	-	g	m/s ²	9,81
Razão de transmissão	-	i_G	-	9
Raio da roda	-	r_r	m	0,292
Massa volúmica do ar	-	ρ_{ar}	kg/m ³	1,225
Coeficiente de arrasto	-	C_D	-	0,28
Coeficiente de rolamento	-	c_{rr}	-	0,009
Eficiência global	-	η_G	-	0,8

Tabela 7 - Resumo dos resultados dos critérios 2 e 3

Critério	Parâmetro	Símbolo	Unidades	Resultado
2	Binário	T_m	Nm	77,4
3	Binário	T_m	Nm	108,6

A partir destes valores, é possível fazer a pesquisa do motor a ser selecionado para o veículo.

3.1.4. Motor elétrico

Ao longo do capítulo 2.3., foram mencionados vários tipos de motores, não devendo nenhum ser descartado em primeira instância. De acordo com os dados recolhidos, o motor de indução de 14 kW do ALKÉ, não será suficiente para a tipologia de veículo pretendida. O motor de indução traz vantagens ao nível do custo, e manutenção enquanto o motor síncrono de ímanes permanentes traz vantagens no binário a ser introduzido e na eficiência. Por outro lado, uma vez que o dimensionamento será para um veículo com uma caixa de duas velocidades, haverá maior necessidade de controlo eletrónico. Deve ser, portanto, considerado este aspeto na seleção do motor. O motor de indução, implica um elevado nível de complexidade para este requisito face ao motor síncrono de ímanes permanentes. Após estas considerações, foram analisados alguns fabricantes de motores.

O fabricante de motores *WEG*, oferece uma elevada quantidade de soluções para motores síncronos de ímanes permanentes. No entanto, para a potência procurada, o binário de pico é demasiado elevado. Estes terão uma aplicação mais industrial também perceptível pela sua linha de design [45].

A *BORGWARNER*, oferece uma boa solução para a aplicação pretendida, o motor *Platform 152*. No entanto, a brochura disponível encontra-se demasiado direcionada ao consumidor, não sendo possível obter informações com elevada precisão do modelo [46].

A *TM4 MOTIVE*[®], oferece o *TM4 MOTIVE MV275* já selecionado para um estudo semelhante realizado por [14]. No entanto, este motor tem um binário de pico que seria sobredimensionado para a aplicação pretendida (cerca de 275 Nm). Os restantes modelos apresentados são exemplos de motores de indução que têm o problema de ter uma potência de pico de cerca de 20 kW ou binários demasiado elevados (>200 Nm) [47].

O modelo selecionado, é o GVM210-100-P-AR1-W da *Parker*. Este motor é um motor síncrono de imanes permanentes cujas características se encontram presentes na Tabela 8 e podem ser consultadas em no Anexo C [48].

Tabela 8 - Especificações do motor escolhido

Designação	Unidades	Valor
Voltagem	VDC	350
Binário nominal	Nm	102,4
Potência nominal	kW	46,03
Velocidade de rotação nominal	rpm	5850
Binário de pico	Nm	172
Potência de pico	kW	58,5
Velocidade de rotação máxima	rpm	5990

3.2. Resultados da análise de performance

Tendo sido recolhidos os dados do motor, é possível fazer uma avaliação mais concreta da performance do veículo. Ao longo deste subcapítulo serão ainda escolhidas as relações de transmissão globais da caixa de velocidades.

3.2.1. Determinação das relações de transmissão

A determinação das relações de transmissão é muito importante nos veículos elétricos, afetando a sua performance dinâmica e de consumo de energia. As relações mais elevadas estão relacionadas com os critérios de *gradeability* enquanto as mais baixas estão relacionadas com os critérios de velocidade máxima. A escolha, no entanto, não está apenas dependente dos critérios de velocidade e capacidade do veículo de começar o seu movimento numa estrada inclinada. Para diminuirmos os consumos, é necessário trabalharmos numa zona de elevada eficiência de um motor.

Na Figura 21 conseguimos verificar a mudança nos pontos de funcionamento do motor para uma caixa reductora de uma velocidade e para uma caixa de duas velocidades. Para obtermos resultados semelhantes, é necessário fazer uma seleção acertada das relações de transmissão. Para além disso, é possível otimizar essa seleção. De acordo com [49], as formas de otimização geralmente seguem o “*particle swarm optimization*” (PSO) e a “*genetic algorithm*” (GA). No entanto, estes métodos não serão utilizados para o estudo em particular.

Comparando os resultados obtidos e o motor selecionado, percebe-se que os parâmetros do motor são ligeiramente sobredimensionados para a aplicação

Para obter a primeira relação de transmissão, utiliza-se o critério 3. Manipulando a equação (3.9), obtém-se a equação (3.10), resolvendo-se em função da primeira relação de transmissão.

- Primeira relação de transmissão i_{G1} .

$$i_{G1} \geq \frac{(F_{rg}(\alpha(t)) + F_{rr}(\alpha(t))) \cdot r_r}{T_m \cdot \eta_G} \quad (3.10)$$

O resultado obtido é visível na Tabela 9.

Tabela 9 - Primeira relação de transmissão

Relação de transmissão	Símbolo	Unidades	Resultado
1	i_{G1}	-	5,833

Obtém-se um valor inferior ao utilizado numa primeira iteração (9,00), comprovando a validade do motor escolhido. Percebe-se assim que é possível melhorar a capacidade de carga, ajustando a relação de transmissão.

Assim sendo, verificou-se saber quanto seria a relação de transmissão para poder superar a inclinação de 25 % com a carga máxima do veículo, aplicando a mesma equação (3.10). O resultado obtido encontra-se na Tabela 10.

Tabela 10 - Primeira relação de transmissão

Relação de transmissão	Símbolo	Unidades	Resultado
1	i_{G1}	-	11,249

De acordo com este resultado, demonstra-se que é possível superar a carga máxima para a inclinação de 25%, estando a relação do diferencial entre os valores aceitáveis anteriormente mencionados (3 a 4). Por esse motivo, será adotada a razão de transmissão, $i_{G1} = 11,249$.

Dado o sobredimensionamento do motor, como a potência do motor é superior à efetivamente necessária, de modo a não limitar a capacidade do motor foi determinada uma nova velocidade máxima atingível pelo veículo de acordo com as restantes condições do critério 1. Utilizando a mesma equação, 3.8, o resultado obtido foi de $V_{máx2} = 133,78$ km/h. A segunda relação de transmissão pode ser obtida segundo o critério 1, pela equação (3.11). O resultado obtido encontra-se na Tabela 11.

- Segunda relação de transmissão i_{G2}

$$i_{G2} \leq \frac{w_r \cdot r_r}{V_{máx2}} \quad (3.11)$$

Tabela 11 - Segunda relação de transmissão

Relação de transmissão	Símbolo	Unidades	Resultado
2	i_{G2}	-	4,958

Estes resultados demonstram-se adequados, e superiores ao inicialmente previsto. Estando definidas as relações, consegue-se verificar os parâmetros de performance mencionados ao longo deste capítulo. A Tabela 12 sumariza as relações de transmissão globais adotadas.

Tabela 12 - Relações de transmissão selecionadas

Relação de transmissão	Símbolo	Unidades	Resultado
1	i_{G1}		11,249
2	i_{G2}		4,958

3.2.2. Resumo dos parâmetros de performance

A velocidade máxima para a capacidade de carga máxima pode ser obtida a partir da equação (3.8). Após obter os dados da motorização, pode-se manipular a equação procurando a velocidade. Com o mesmo programa em Python utilizado no capítulo 3.1.2, foi possível obter o resultado na Tabela 13.

Tabela 13 - Resultados dos parâmetros de performance (A)

Parâmetro	Unidades	Resultado
Velocidade máxima com inclinação de 6% e carga máxima	km/h	97,8

Com este cálculo, verifica-se que mesmo com a carga máxima, é possível atingir um valor próximo dos 100km/h. Os resultados sumarizados da performance podem ser verificados na Tabela 14.

Tabela 14 - Resultados dos parâmetros de performance avaliados

Parâmetro	Unidades	Resultado
Velocidade máxima com inclinação de 6% e dois passageiros de 75 kg	km/h	133,8
<i>Gradeability</i> (capacidade de deslocamento partindo do repouso com carga máxima)	%	25
Velocidade máxima com inclinação de 6% e carga máxima	km/h	97,8

4. Dimensionamento – Engrenagens

4.1.1. Relações de transmissão

Anteriormente foram definidas as relações de transmissão globais (i_G). Estas incluem a relação total da caixa de velocidades mais o diferencial. No início do projeto da caixa, estes parâmetros devem estar bem definidos pois serão decisivos para a velocidade e binário disponíveis posteriormente nas rodas. Múltipla bibliografia, leva-nos à conclusão de que as soluções mais simples e maioritariamente adotadas são engrenagens paralelas [18, 23,14,50].

As engrenagens paralelas podem ir até razões elevadas. Para valores superiores a 3:1, é razoável utilizar estágios de redução. Assim, são uma boa solução para caixas reductoras de uma velocidade. Como descrito em 3.1.3 , ficou definido que razões próximas a 3:1 seriam viáveis. Para além disso, de acordo com [50] relações superiores a 4:1, levantam problemas no fabrico e operação.

A razão de transmissão global de i_G é resultado da multiplicação das relações de transmissão entre as engrenagens i_c da caixa de velocidades pela relação do diferencial i_d . Alguns estudos também falam sobre a utilização de números inteiros no dimensionamento das engrenagens. Dependendo do tratamento superficial, a utilização de relações inteiras pode ser benéfica. No entanto, para os tipos de tratamentos superficiais mais comuns, a utilização de relações não inteiras promove a diminuição do ruído a baixas velocidades e que de uma forma geral, promove a qualidade da transmissão [51]. Para além disso, o contacto entre dentes modifica em todas as rotações, provocando menor desgaste localizado e melhorando o tempo de vida da engrenagem. Este tipo de efeito pode ser muitas vezes criado utilizando o “*hunting tooth*” que pode ser explicado pela adição de apenas mais um dente na engrenagem, obtendo relações por exemplo de 30:11 [51].

O desenvolvimento será realizado utilizando o *KISSsoft*[®]. Este software permitirá realizar os cálculos das engrenagens e veios de acordo com as normas aplicáveis.

Os valores típicos de razões de transmissão do diferencial encontram-se entre 1:3 e 1:4. Numa primeira iteração, será apontado para o valor que limita a razão da primeira velocidade da caixa para 1:3. Esse valor é de aproximadamente 3,75. As relações de transmissão iniciais das engrenagens e diferencial são os presentes na Tabela 15.

Tabela 15 - Razões de transmissão iniciais

Velocidade	Razão global	Razão do diferencial	Razão da caixa
Primeira	$i_{G1} = 11,249$	$i_d = 3,75$	$i_{c1} = 2,999$
Segunda	$i_{G2} = 4,958$		$i_{c2} = 1,322$

Observando os valores apresentados na Tabela 15, percebe-se que será necessário apenas um estágio de redução. Em caixas de velocidade de veículos com motores com velocidade de rotação elevada, são geralmente necessários dois estágios de redução. Para apenas um estágio de redução, são utilizados dois veios paralelos e duas engrenagens em cada veio. A Figura 35, apresenta um esquema da solução a ser implementada.

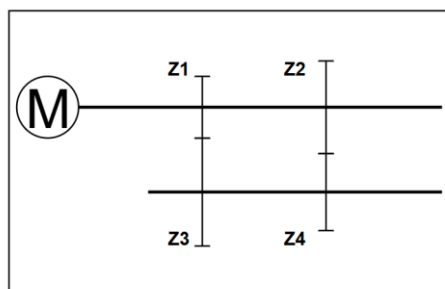


Figura 35 – Esquema de cadeia cinemática proposta.

O resultado das relações de transmissão apresenta-se na Tabela 16.

Tabela 16 - Relações de transmissão a considerar no dimensionamento

Par de engrenagens	Relação de transmissão
Z1/Z3	2,999
Z2/Z4	1,322
Diferencial	3,75

4.1.2. Application factor

O fator (K_A) contabiliza as oscilações nas vibrações e binário resultantes de fatores externos e que provocam variações de carga sobre o elemento atuador e o elemento atuante. Para o respectivo caso, o elemento atuador é o motor elétrico e o elemento atuante é a restante transmissão. São necessários estudos das vibrações pois se a frequência de vibração do motor for próxima da caixa, isto pode provocar sobrecargas que não estão contempladas por este fator. O motor tem uma característica de funcionamento uniforme e a restante transmissão classifica-se dentro da categoria de choques leves. A Tabela 17, retirada da ISO 6336-6[52], mostra-nos que o valor de K_A a ser utilizado é de 1,25.

Tabela 17 - *Application factor* de acordo com as características de funcionamento.

Característica de funcionamento do elemento atuador	Característica de funcionamento do elemento atuante			
	Uniforme	Choques leves	Choques moderados	Choques elevados
Uniforme	1	1,25	1,5	1,75
Choques leves	1,1	1,35	1,6	1,85
Choques moderados	1,25	1,5	1,75	2
Choques elevados	1,5	1,75	2	>=2,25

4.1.3. Tempo de vida

O tempo de vida de uma engrenagem deve ser estimado de acordo com o veículo e a transmissão desenvolvidos. A durabilidade da transmissão tem em conta vários fatores como o modo de operação/ condução do veículo, as condições externas como humidade, temperatura, tipo de pavimento, etc. Por este motivo, a estimativa terá em conta apenas a estimativa de quilómetros espectáveis. Em [50, 14] é assumido que uma transmissão deve durar entre 300 e 400 mil quilómetros. Quando utilizada de acordo com as recomendações. Outra referência utilizou uma estimativa de 300 mil quilómetros para um veículo urbano de 50 kW de potência [53]. O ciclo WLTP é constituído pelo anteriormente utilizado, NDEC e uma nova porção onde são atingidas velocidades superiores a 120 km/h. Para o efeito pretendido, condução na zona urbana do Porto com possibilidade de ir à autoestrada, foi considerando o ciclo WLTP, Figura 36, adequado para calcular o tempo espectável.

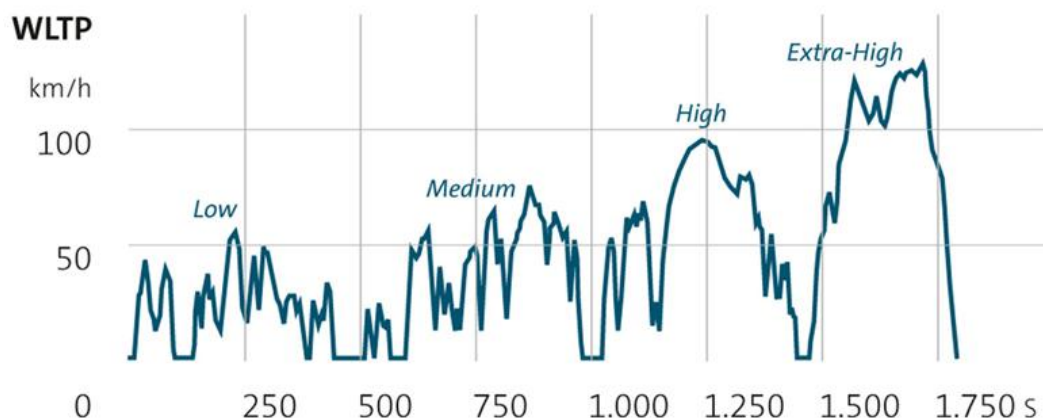


Figura 36 - Ciclo WLTP [54] .

Em [40] são definidos três regimes de funcionamento, urbano (0-60 km/h), rural (60-90 km/h) e autoestrada (> 90 km/h). No entanto, dado a lei portuguesa, nas zonas urbanas, apenas se podem atingir velocidades até aos 50 km/h. Por esse motivo, nesta dissertação, os regimes considerados são urbano (0-50 km/h), rural (50-90 km/h) e autoestrada (> 90 km/h).

Para efeitos de cálculo, foram extraídas as percentagens para os diferentes regimes de funcionamento e posteriormente o tempo de vida espectável. Esta informação encontra-se resumida na Tabela 18.

Tabela 18 - Tempo de vida espectável para uma distância percorrida de 300000 km

Regime de funcionamento	Fator	Velocidade	Distância percorrida	Tempo espectável (h)
Baixa velocidade <50km/h	52%	Primeira	156000	3120
50-90 km/h	31%	Segunda	93000	1033
>90 km/h	17%	Segunda	51000	425
Total	100%		300000	4578

Para uma durabilidade espectável de 300 000 km, obtém-se um tempo de vida previsto de 3120 horas para o primeiro par de engrenagens e 1458 horas para o segundo par de engrenagens. Embora a caixa tenha duas velocidades e o valor para cada par de engrenagens seja diferente, para efeitos de dimensionamento, foi considerado que todos os pares de engrenagens deviam ter um tempo de vida estimado superior ao total, 4580 horas.

4.1.4. Material das engrenagens

As engrenagens utilizadas em veículos elétricos são tipicamente diferentes das utilizadas em veículos convencionais. Em veículos convencionais, são utilizadas mais engrenagens e o número de velocidades da caixa é tipicamente superior. Isto implica que a utilização de engrenagens não é tão elevada como nos veículos elétricos. Por este motivo, o material escolhido é de acordo com a maior durabilidade. Por outro lado, procura-se maior eficiência do sistema fazendo o acabamento utilizado um fator muito estudado na escolha do material das engrenagens.

Normalmente para automóveis, são utilizadas rodas dentadas temperadas. A dureza superficial deve ser superior a 58 HRC (Rockwell-C hardness) [55]. Valores muito superiores dificultam a maquinagem da superfície, mas aumentam a resistência ao desgaste. Por outro lado, a dureza do núcleo é tipicamente 30 HRC. Na Tabela 19 é apresentada uma lista de materiais mais comuns de acordo com o país onde são utilizados.

Tabela 19 - Materiais utilizados em engrenagens por região/país (valores de acordo com [55]).

Material	Composição química								País/Região
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	
20MnCr5	0,17- 0,22	<0,4	1,1- 1,4	<0,035	<0,035	1,0- 1,3	-	-	Ocidente europeu
18CrNiMo7-6	0,15- 0,21	<0,4	0,5- 0,9	<0,025	<0,032	1,5- 1,8	0,25- 0,35	1,4- 1,7	Ocidente europeu
15CrNi6	0,14- 0,19	<0,4	0,4- 0,6	<0,035	<0,035	1,4- 1,7	-	1,4- 1,7	França, Alemanha
17NiCrMo6-5	0,14- 0,2	<0,4	0,6- 0,9	<0,025	<0,035	0,8- 1,1	0,15- 0,25	1,2- 1,5	Itália, França

De acordo com a Tabela 19, os materiais utilizados partem todos de uma composição química próxima. No entanto, alguns materiais utilizam adições de molibdénio e níquel com o objetivo de aumentar a sua dureza, rigidez e a resistência mecânica. O material escolhido é o 18CrNiMo7-6. Este material tem sido muito utilizado para aplicações semelhantes e ainda foi

alvo de escolha para dissertações consultadas [14, 37, 50, 53]. As propriedades podem ser vistas no Anexo A

4.1.5. Módulo

Dá-se o nome de módulo à razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes da engrenagem. Esse valor é medido em milímetros. As rodas dentadas podem ser fabricadas para qualquer valor de módulo. No entanto, existem alguns valores habituais aplicados. O módulo escolhido para as engrenagens tem em conta a norma DIN 780 Part 1 [56]. Os módulos escolhidos devem ser preferencialmente da série 1. Os passos finos, embora sejam mais eficientes, condicionam o processo de fabrico [57].

4.1.6. Ângulo de hélice e de pressão

Habitualmente, nas caixas reductoras de uma velocidade, são aplicadas engrenagens helicoidais uma esquerda e outra direita. A utilização de dentados helicoidais em detrimento de dentado reto prende-se com a necessidade de aumentar a capacidade de carga das engrenagens e permite ainda reduzir o ruído. Valores muito elevados deste ângulo, provocam elevada carga no eixo axial, podendo haver necessidade de utilização de rolamentos de rolos cónicos.

As engrenagens ainda podem ser de dupla hélice. Este tipo de engrenagens permite maior redução do ruído e não provocam cargas axiais elevadas nos rolamentos. No entanto, os ângulos são tipicamente entre 30 e 45 graus. Este tipo de solução não é habitual pois reduz significativamente a resistência do dentado e implica larguras mais elevadas.

As engrenagens helicoidais têm tipicamente ângulos de 15 a 23 graus. Já o ângulo de pressão habitualmente utilizado é de 20, 22,5 ou 25 graus. Valores superiores a 20 aumentam a capacidade de carga, mas comprometem o ruído. Por esse motivo, foi considerado o ângulo de pressão, $\alpha_n = 20^\circ$ [57].

4.1.7. Largura do dentado

A largura do dentado, b , está geralmente relacionada com a capacidade de carga que se pretende para a engrenagem. Para engrenagens helicoidais, [57] indica que a largura do dentado deve ser superior a duas vezes o passo axial. Para além disso, o quociente entre a largura do dentado e o módulo, deve ser inferior a 15.

4.1.8. Correção de dentado

O software *KISSsoft*[®], tem vários critérios para calcular a correção de dentado. Para este sistema de engrenagens, foi definido o critério de equilíbrio de escorregamentos específicos.

4.1.9. Razão de condução

A razão de condução pode ser traduzida como o número de dentes das engrenagens em contacto durante o engrenamento.

Para engrenagens helicoidais, a razão de condução, ε_γ pode-se dividir em dois parâmetros, a razão de condução aparente, ε_α e a razão de condução suplementar ε_β relativa à existência do ângulo de hélice. Nestas engrenagens, a razão de condução aparente tende a ser mais baixa. Por esse motivo, a razão de condução suplementar deve ser suficiente para manter a razão de condução total elevada. Para operar corretamente, a razão de condução aparente deve ser superior a 1 e está limitado a 2 para o ângulo de pressão de $\alpha_n = 20^\circ$.

De forma convencional, quando são utilizadas engrenagens helicoidais, a razão de condução suplementar é superior à razão de condução aparente. Por este motivo, foi considerado $\varepsilon_\alpha > 1$; $\varepsilon_\beta > 1$ e $\varepsilon_\gamma > 2,5$. Obtendo uma razão de condução elevada, aumentamos a capacidade de carga e diminuimos o ruído, resultando num melhor engrenamento [57].

4.1.10. Resistência à pressão superficial e fadiga no pé do dente

Quando são definidos os pares de engrenagens, um fator importante a ser considerado são os coeficientes de segurança associados aos modos de falha pela ocorrência de fadiga no pé do dente ou a danificação da superfície dos dentes provocada pela pressão superficial. A norma DIN 3990 – 11, [58] utilizada para engrenagens industriais, faz referência aos valores mínimos que devem ser considerados. Relativamente à resistência à pressão superficial, $S_H = 1,0$ e relativamente à fadiga no pé do dente, $S_F = 1,4$

4.1.11. Qualidade de fabrico e acabamento superficial

Tal como referido em 2.5.1, a norma ISO 1328:2013 [33] dita as classes de qualidade das engrenagens. Estas podem variar entre 1 e 12 sendo a classe 1, a mais alta. A classe de qualidade recomendada por [32] para veículos elétricos é a classe 6. No entanto, [14, 50] utilizam classe 5 para o primeiro andar de redução, uma vez que a velocidade de entrada é relativamente alta. Para os restantes pares, foi utilizada a classe 6. Para além disso, [53] também utiliza classe 6 para todos os pares de engrenagens para um veículo com 50 kW de potência.

Para o estudo em vigor, uma vez que a velocidade de entrada na engrenagem não é muito elevada, foi adotada a classe 6.

O acabamento superficial é um fator que afeta o desempenho das engrenagens nomeadamente, o coeficiente de atrito entre ambas as superfícies e o coeficiente de desgaste por escorregamento. Os parâmetros a definir são a altura máxima média da rugosidade, R_z , na raiz e no flanco dos dentes Rz_F/Rz_H e a rugosidade média aritmética, R_a , na raiz e no flanco dos dentes Ra_F/Ra_H . De forma geral, a raiz do dente está menos sujeita a esforços, tendo tendencialmente uma rugosidade mais elevada. A norma ISO 10064-4 [59], recomenda os

valores a adotar para as rugosidades de acordo com a classe de engrenagens da ISO 1328:2013 [33]. No entanto, esta norma não faz distinção entre a rugosidade média e desvio médio aritmético entre o flanco e a raiz do dente. Por esse motivo e como a rugosidade do flanco é a mais crítica, foi considerado o valor de rugosidade da classe 5 para o flanco. Os valores considerados são os presentes na Tabela 20.

Tabela 20 - Acabamento superficial nas engrenagens

Zona	R_z	R_a
Flanco	3,2	0,5
Raiz do dente	5	0,8

4.1.12. Comutação de velocidades

As embraiagens são um elemento importante e condicionante para o design da transmissão. São as responsáveis por fazer o engrenamento e desengrenamento entre o motor e a caixa, permitindo nesse momento, a troca de velocidade com o menor número de perdas possível. Existem algumas possibilidades de sistemas que podem ser utilizados para o design da caixa de velocidades. O mais simples é a utilização do sistema igual a uma caixa manual robotizada com um sincronizador e um garfo que juntamente com um atuador faz a comutação entre as duas rodas. Neste estudo pretende-se um sistema mais eletrificado e eficiente na troca de velocidade. Embora não seja a aplicação mais comum, este estudo propõe a utilização do mesmo conceito abordado por [14], utilizando duas embraiagens eletromagnéticas. Este conceito, permite eliminar a existência de embraiagem entre o motor e a caixa, funcionando como dois sincronizadores separados que podem ser controlados para ativar e desativar quando necessária a troca de marcha.

Para a seleção, é necessário verificar as condições de funcionamento do veio de saída aproximadas, Tabela 21. Para esta fase, foram definidas condições aproximadas.

Tabela 21 - Condições de serviço do veio de saída

Velocidade selecionada	Binário máximo aproximado	Velocidade máxima aproximada
1ª Z1/Z3	301 Nm	1462 rpm
2ª Z2/Z4	134 Nm	3282 rpm

A *Ortlinghaus* oferece produtos que podem ser considerados para a aplicação. Modelos deste fabricante foram utilizados num estudo semelhante [14].

A *Warner Electric Europe SAS* também oferece uma elevada quantidade de soluções possíveis de aplicar. No entanto, este fornecedor oferece soluções com intervalos de funcionamento relativamente elevados passando de uma solução com binário máximo 200 Nm e rotação máxima de 3000 rpm para uma solução de 400 Nm com 2000 rpm.

A embraiagem a ser utilizada na primeira velocidade, terá maiores dimensões pois ela necessita de transferir um binário mais elevado para o veio de saída. Quando se compara os modelos possíveis, obtém-se os resultados presentes na Tabela 22.

Tabela 22 - Comparação de soluções de embraiagens de diferentes fornecedores

Fornecedor	Modelo	Binário máximo	Velocidade máxima	Massa	Diâmetro exterior
Ortlinghaus	0010-057-32-004000	360 Nm	3300 rpm	11,18 kg	165 mm
Warner Electric Europe SAS	E140 VAR 00	400 Nm	2200 rpm	15 kg	182 mm

Também é possível observar ambos os modelos na Figura 37.

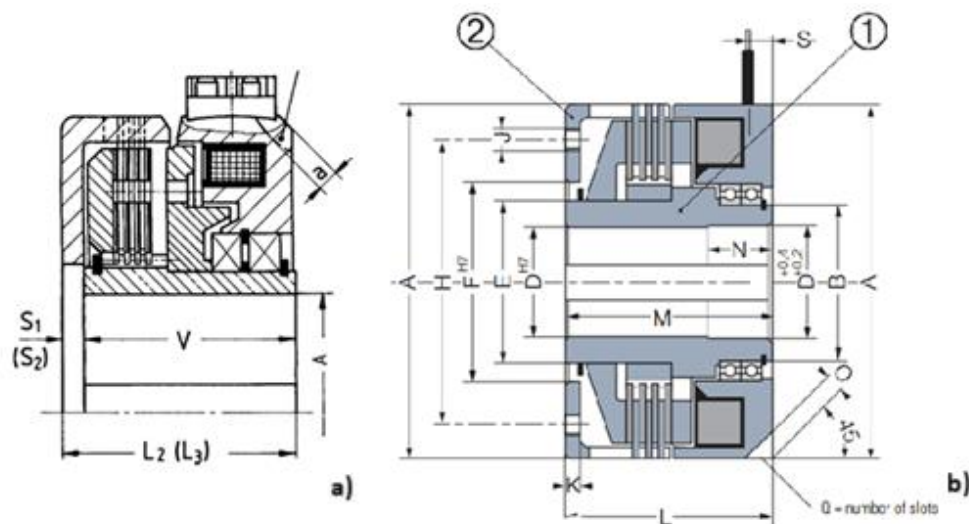


Figura 37 - *Ortlinghaus* 0010-057-32-004000 (a) [60] vs *Warner Electric Europe SAS* E140 VAR 00 (b) [61].

Observando a Figura 37, percebe-se que os modelos são relativamente semelhantes e que a montagem também ela seria semelhante. No entanto, modelo da *Ortlinghaus* demonstra ser mais compacto já que o diâmetro exterior é inferior.

Considerando os modelos possíveis para a segunda velocidade, verificou-se que a *Warner Electric* não oferece nenhum modelo com velocidade de rotação superior a 3000 rpm, requisito estabelecido pelo sistema. Por esse motivo, ambos os modelos selecionados foram da *Ortlinghaus*. Os modelos escolhidos para ambas as velocidades têm os parâmetros presentes na Tabela 23 e podem ser analisadas no Anexo D.

Tabela 23 - Modelos de embraiagens eletromagnéticas escolhidos

Fornecedor	Modelo	Binário máximo	Velocidade máxima	Massa	Diâmetro exterior
Ortlinghaus	0010-057-32-004000	360 N.m	3300 rpm	11,18 kg	165 mm
Ortlinghaus	0010-057-27-004000	200 N.m	3700 rpm	6,83 kg	147 mm

Durante uma fase preliminar do desenvolvimento, foi necessário tomar uma decisão sobre a disposição das embraiagens no veio de saída.

As opções encontram-se visíveis na Figura 38.

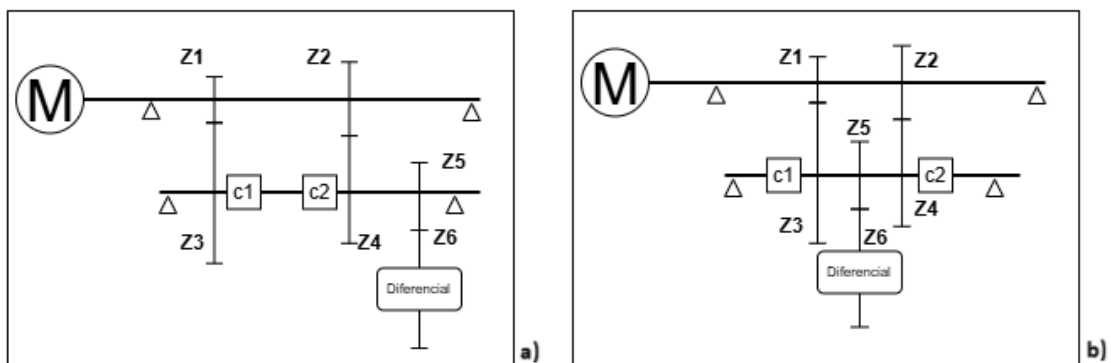


Figura 38 – Esquema com diferencial montado na ponta, a) e esquema com diferencial centrado, b).

Como se pode observar, a opção a), parece uma opção viável. No entanto, devido ao comprimento das embraiagens, isto iria obrigar a um afastamento elevado entre as rodas Z3 e Z4 e conseqüentemente Z1 e Z2. Assim sendo, esta opção conduz a um elevado atravancamento e obrigaria a utilizar suportes de veio com maior capacidade de carga no veio de entrada. Esta opção conduz ainda a uma pior disposição do diferencial que obrigaria a uma caixa de maior volume. Por outro lado, a opção b) parece mais viável. Em termos de dimensionamento geométrico torna possível uma caixa com menores dimensões.

4.1.13. Resultado

Durante a fase de tratamento de dados e a tomada de decisões, foram utilizadas ferramentas do *KISSsoft*[®] para dimensionar a caixa. Vários resultados são passíveis e possíveis de serem realizados. A determinação da solução ideal passa por obter várias iterações em busca dos melhores parâmetros possíveis.

Garantindo todos os parâmetros abordados durante o atual capítulo, a toma de decisão teve em conta os seguintes parâmetros:

- Maior eficiência;
- Menor ruído;

- Menor variação da rigidez de contacto (Δc_γ);
- Menor massa.

A distância entre veios escolhida toma em consideração a menor distância possível permitida. Esta opção torna a caixa de velocidades mais compacta. Considerando o diâmetro menor permitido pelas embraiagens eletromagnéticas tem-se que a distância entre veios mínima a considerar é de 82,5 mm mais o raio ocupado pelo veio de entrada e os elementos que o conjugam. Este processo foi iterativo uma vez que ainda não estavam definidos os rolamentos dos veios. Para diminuir o atravancamento foi conseguida uma distância entre veios de 140 mm.

Dada a seleção de um motor sobredimensionado, foi considerado que o binário máximo e a potência máxima correspondem aos valores nominais. Isto é possível fazendo o controlo no inversor, limitando o motor. No entanto, utiliza-se os fatores de serviço, de forma a garantir que o dimensionamento das engrenagens é resistente às condições impostas no sistema. As condições de dimensionamento correspondem então ao valor máximo de binário e potência do motor (no caso, iguais ao nominal).

A título de exemplo é demonstrado o processo iterativo e escolha das engrenagens para a primeira velocidade na Tabela 24.

Tabela 24 - Iterações para escolha da primeira velocidade

	Iteração I	Iteração II	Iteração III	Iteração IV
Entre-eixo (mm)	150	140	140	140
Módulo	1,25	1,25	1,25	1,5
Largura (mm)	20	20	20	20
Ângulo de hélice – β (°)	20	20	18	18
Massa(kg)	5,46	4,59	4,57	4,61
Razão de condução total ε_γ	3,364	3,367	3,194	2,941
Escorregamento específico máximo	0,353	0,438	0,374	0,324
Variação da rigidez de contacto Δc_γ	0,222	0,219	0,362	0,379
Nível de som (dB)	74,56	73,65	74,43	73,81
Eficiência	0,9978	0,9976	0,9976	0,9970

Analisando comparativamente as iterações na Tabela 24 conclui-se o seguinte:

1. Baixando o entre-eixo, é possível obter engrenagens com massa inferior. Apesar dos restantes parâmetros serem bons, deve-se procurar a solução que torne a caixa mais compacta;
2. Ao baixar o ângulo de hélice, baixamos a razão de condução suplementar. Este fator é importante porque as razões de condução elevadas vão conduzir a forças axiais superiores o que dificultará a escolha dos rolamentos que serão dimensionados posteriormente.

3. A razão entre o módulo e a largura não deve ser superior a 15. Por esse motivo, foi necessário aumentar o módulo ainda que ele faça diminuir a eficiência pois este condicionaria o processo de fabrico.

As soluções obtidas para as os pinhões Z1 e Z2 e as rodas Z3 e Z4 estão presentes na Tabela 25 e podem ser consultados em maior detalhe nos Apêndices B e C, respetivamente.

Tabela 25 - Síntese das engrenagens

Engrenagens	Z1/Z3	Z2/Z4
Material	EN18CrNiMo7-6	
Dureza superficial [HRC]	61	
Dureza do núcleo [HRC]	30	
Qualidade (ISO 1328:2013)	6	
KA	1,25	
Tempo de vida esperado [h]	4580	4580
Número de dentes - Z	45 132	92 120
Módulo normal - m_n [mm]	1,5	1,25
Razão de transmissão - Z_i	1:2,933	1:1,304
Ângulo de pressão de corte - α	20°	
Ângulo de hélice - β	18°	
Entre eixo - a [mm]	140	
Largura - b [mm]	20	13
Massa [kg]	0,506 4,093	1,072 1,199
Razão entre largura e módulo - b/m_n	13,333	10,4
Razão de condução aparente - ϵ_α	1,630	1,660
Razão de condução suplementar - ϵ_β	1,312	1,023
Razão de condução total - ϵ_γ	2,941	2,683
Correção de dentado - x_i	+0,2096 +0,0722	+0,2649 +0,2890
Soma das correções de dentado - $\sum x_i$	+0,2818	+0,5540
Escorregamento específico máximo	0,324	0,224
Coef. De segurança à pressão superficial - S_H	1,434 1,482	1,665 1,678
Coef. De segurança à fadiga no pé - S_F	2,250 2,144	1,794 1,739
Força axial em funcionamento [N]	939,4	551,4
Coefficiente de desgaste de Neyman	0,527	0,372
Potência dissipada [kW]	0,141	0,074
Eficiência [%]	99,689	99,840
Velocidade de rotação [rpm]	4284 1460	4284 3284
Potência máxima adm. - P_{adm} [kW]	46,03	46,03
Binário [N.m]	102,6 301	102,6 133,8

Um fator muito importante e apresentado na Tabela 25 é a força axial. No caso de aplicação de embraiagens eletromagnéticas, as engrenagens ficam acopladas à mesma. Nesse sentido, a força axial provocada pelo contacto da roda e pinhão, levariam a uma carga imposta nas embraiagens. Estas embraiagens não têm capacidade de suportar cargas axiais. Para isso, devem-se deixar os elementos fixos axialmente ao eixo, utilizando casquilhos para transmitir o esforço axial até aos rolamentos.

Tomando em consideração os mesmos fatores explicados ao longo do capítulo, foi realizado o mesmo estudo para o pinhão e roda do diferencial. O resultado apresenta-se na Tabela 26. Este dimensionamento foi realizado para a condição mais crítica, sendo esta a condição de funcionamento da primeira velocidade pela imposição de maior carga. O relatório do *KISSsoft*[®] encontra-se presente no Apêndice D

Tabela 26 - Síntese das engrenagens do pinhão e roda do diferencial

Engrenagens	Z5/Z6
Material	EN18CrNiMo7-6
Dureza superficial [HRC]	61
Dureza do núcleo [HRC]	30
Qualidade (ISO 1328:2013)	6
KA	1,25
Tempo de vida esperado [h]	4580
Número de dentes - Z	41 154
Módulo normal - m_n [mm]	1,75
Razão de transmissão - Z_i	1:3,756
Ângulo de pressão de corte - α	20°
Ângulo de hélice - β	18°
Entre eixo - a [mm]	180
Largura - b [mm]	20
Massa [kg]	0,497 7,841
Razão entre largura e módulo - b/m_n	11,428
Razão de condução aparente - ε_α	1,642
Razão de condução suplementar - ε_β	1,124
Razão de condução total - ε_γ	2,766
Correção de dentado - x_i	+0,3050 +0,0383
Soma das correções de dentado - $\sum x_i$	+0,3434
Escorregamento específico máximo	0,349
Coef. De segurança à pressão superficial - S_H	1,156 1,204
Coef. De segurança à fadiga no pé - S_F	1,529 1,446
Força axial em funcionamento [N]	2592,5
Coefficiente de desgaste Neyman	0,572
Potência dissipada [kW]	0,203
Eficiência [%]	99,56
Velocidade de rotação [rpm]	1460,5 388,8
Potência máxima adm. - P_{adm} [kW]	46,03
Binário [N.m]	301 1130,4

5. Dimensionamento - Veios

Com as engrenagens da cadeia cinemática da caixa definidas, segue-se o dimensionamento dos veios realizando os cálculos de resistência e rigidez devidamente necessários. Com recurso ao módulo *Shaft Calculation* do *KISSsoft*[®], serão realizados esses cálculos assim como análise à fadiga e à deflexão máxima. É feita também uma análise da disposição dos veios no sistema global tal como o ângulo associado ao entre-eixo.

5.1.1. Escolha do material

Não havendo necessidade de maquinar pinhões diretamente no veio, a seleção do material deve ser realizada de acordo com os seguintes requisitos:

- Resistência mecânica;
- Resistência à fadiga;
- Maquinabilidade;
- Resistência ao desgaste;
- Custo.

Considerando estas características, foram selecionadas as propriedades e alguns materiais comuns no fabrico de veios.

Os materiais propostos inicialmente são:

- 34CrNiMo6;
- 18CrNiMo7-6;
- 42CrMo4.

O aço 34CrNiMo6 é o melhor no que toca à resistência mecânica e à fadiga, ficando atrás do 18CrNiMo7-6 no que toca à resistência ao desgaste. Por outro lado, em termos de custo torna-se melhor.

O 42CrMo4 é o que apresenta menor custo, no entanto, em termos de resistência mecânica, é inferior ao 34CrNiMo6, mas superior ao 18CrNiMo7-6. Já no que toca à resistência à fadiga, é inferior a ambos.

Neste sentido, devido à importância da resistência mecânica e à fadiga, o material escolhido é o 34CrNiMo6 cujas propriedades podem ser consultadas no Anexo B.

5.1.2. Posição relativa dos veios

O software *KISSsoft*® apresenta uma configuração horizontal, como o seu standard, Figura 39.

Como princípios, o objetivo será estudar uma solução compacta, que favoreça os suportes dos veios (rolamentos). Assim, faz sentido colocá-los numa posição mais elevada relativamente ao veio do diferencial. A folga mínima utilizada deverá ser superior a 5 mm entre os elementos dos 3 veios. Por outro lado, faz sentido o diferencial estar o mais baixo possível para que se possa fazer uma ligação diretamente no eixo de direção frontal do veículo.

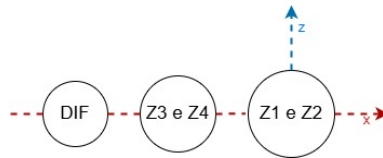


Figura 39 - Disposição inicial dos veios.

Considerando os pressupostos anteriormente mencionados, a disposição final, foi realizada mediante de um estudo feito em Autocad.

Para efeitos de dimensionamento, considerou-se um diferencial exemplo apresentado pelo *KISSsoft*® dimensionado o pinhão e roda pertencentes ao mesmo. Assim, obtendo os diâmetros das rodas, foi possível realizar o estudo no software anteriormente mencionado.

Quanto ao sentido de rotação, escolhe-se de modo que a rotação das engrenagens do diferencial, promova o deslocamento do veículo na direção de avanço do veículo. O resultado preliminar apresenta-se na Figura 40 onde se verifica que o sentido de rotação que coincide com o sentido de avanço é o contrário aos ponteiros do relógio.

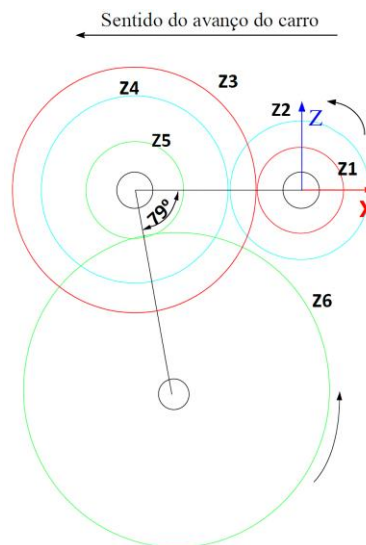


Figura 40 - Disposição geométrica preliminar dos veios.

Para processo de lubrificação da caixa, foi considerado nesta fase, o banho de óleo. Este processo torna o sistema mais simples e mais barato e é um processo muito comum. Quando observamos o tipo de veículo no qual esta caixa será inserida, este método torna-se o mais indicado. Apesar disso, observando a Figura 40, percebe-se que a solução que torna a caixa mais compacta não é a solução correta para este processo uma vez que teríamos a roda do diferencial toda submersa o que aumentaria as perdas por arrastamento do lubrificante. Assim, prosseguiu-se para um novo estudo, desta vez considerando o nível de óleo nas engrenagens. O segundo resultado preliminar da disposição geométrica é encontrado na Figura 41

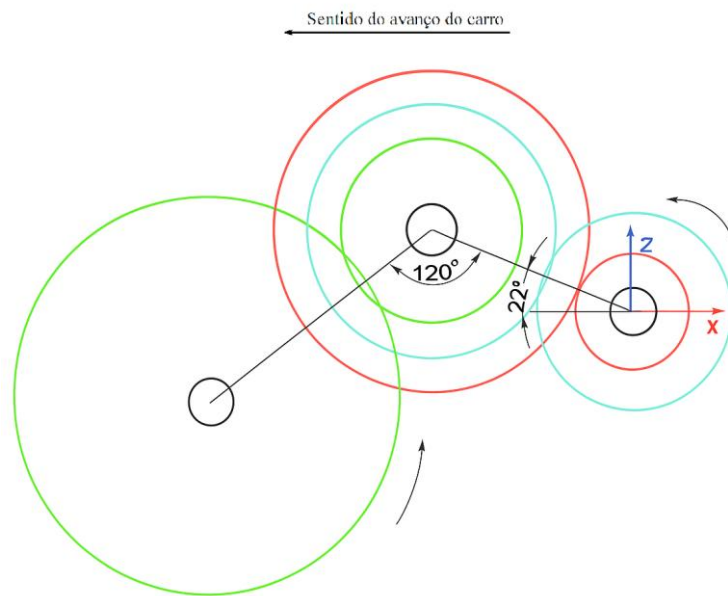


Figura 41 – Segunda disposição geométrica preliminar.

Esta nova disposição, torna-se viável. No entanto, para estabelecer um nível de óleo, obrigaria ao eixo do diferencial a ficar com um nível de óleo bastante elevado, ficando mais de 50% do seu volume abaixo do nível de óleo. Este efeito levaria a perdas. Por outro lado, esta disposição dificulta a lubrificação das embraiagens. Assim sendo, foi feita uma nova revisão visível na Figura 42.

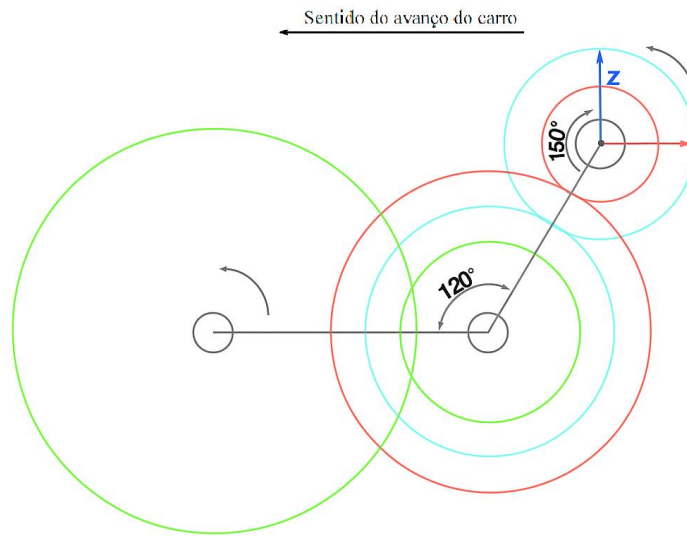


Figura 42 - Disposição geométrica final

Nesta nova disposição, as rodas do veio de entrada lubrificam por arrastamento do lubrificante do banho de óleo do segundo eixo.

5.1.3. Raios de concordância e ressaltos de veio

De modo a garantir o contacto entre os rolamentos e os ressaltos existentes nos veios, definem-se as geometrias e raios de concordância. O software *KISSsoft*[®], apresenta a norma DIN 509 para a sua definição.

Nessa norma, estão presentes quatro tipos de raios de concordância (Tipo E, F, G e H). Para os veios definidos, foram escolhidas as geometrias tipo E, Figura 43.

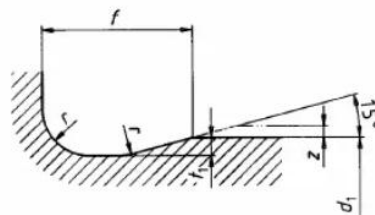


Figura 43 - Raio de concordância tipo E para superfícies cilíndricas com maquinagem subsequente [62].

5.1.4. Critérios de dimensionamento aplicados

Os critérios de dimensionamento visam definir coeficientes de segurança estáticos, à fadiga e ainda a deflexão máxima.

Para verificar um veio à fadiga, é necessário conhecer os esforços a que o veio está sujeito. No entanto, a análise estática não é suficiente para a verificação do veio. Os aspetos geométricos influenciam a vida útil do veio devido a fatores de concentração de tensões

provocados pelas irregularidades dos veios tais como: escatéis do veio; estrias; ressaltos; entre outros. Estas mudanças de secção, provocam tensões elevadas e localizadas ao longo do veio indicando possíveis locais onde a falha irá ocorrer em primeiro lugar.

Tendo a geometria e as solicitações impostas nos veios completamente definidas, é possível utilizar o software *KISSsoft*[®] para simular e obter resultados dos coeficientes de segurança estáticos e à fadiga. Para tal, o software tem como base a norma DIN 743:2012 que tem em conta a vida útil de 4580 horas, definida no capítulo 4.1.3.

O dimensionamento do veio também deve ter em conta a deflexão máxima do mesmo assim como a deflexão na localização das rodas dentadas. De facto, quando duas rodas estão bem dimensionadas, o engrenamento suave pode ser garantido em condições estáticas e não dinâmicas. Uma deflexão elevada irá piorar o engrenamento. Por esse motivo, é necessário estipular critérios.

O valor máximo para a deflexão de um veio é $0,001 \times L$, onde L é a distância entre apoios (que no presente caso são os rolamentos). Já para as rodas dentadas, a deflexão máxima é dada por $0,01 m_n$, onde m_n corresponde ao módulo da roda em questão [14, 50, 53].

Estes critérios são resumidos pelas Equações (5.13); (5.14); (5.15):

$$\text{Tempo de vida} \geq 4580 \text{ h} \quad (5.13)$$

$$\delta < 0,001L \quad (5.14)$$

$$\delta < 0,01m_n \quad (5.15)$$

Outra variável relevante no dimensionamento dos veios prende-se com o funcionamento das embraiagens eletromagnéticas. Os graus de liberdade que estas embraiagens restringem, tanto em estado ativado como desativado, condicionam de forma significativa o comportamento e os resultados do sistema.

Observando o desenho apresentado na Figura 37, entende-se que a sua forma de acoplamento é somente por chaveta, sem apoios adicionais. Isto implica que o travamento axial não fica garantido pela embraiagem em nenhum dos estados de funcionamento devendo usar casquilhos e outros acessórios para assegurar essa função. Já considerando a sua fixação radial, esta deve ter em conta as tolerâncias de montagem. Para facilitar a manutenção, o mais indicado seria escolher uma tolerância do tipo deslizante ou deslizante justo.

5.1.5. Resultados veio de entrada

O veio de entrada deste sistema necessita de cuidados no seu dimensionamento. Como é possível verificar na Figura 42, não é possível definir um nível de óleo que esteja em contacto direto com os rolamentos ou as rodas dentadas do mesmo, o que levanta dificuldades no estudo do intervalo térmico seguro de operação. A sua lubrificação ocorre pelo arrastamento e chapiscos de óleo das rodas dentadas presentes no segundo veio da cadeia cinemática.

Propõe-se a utilização de rodas dentadas helicoidais opostas, como forma de equilibrar os esforços axiais no veio. Ao colocar a roda Z1 como roda esquerda, obtêm-se momentos fletores demasiado elevados e que provocam uma deflexão superior a $30 \mu\text{m}$. Já quando

colocamos a roda Z2 como roda esquerda, verificaram-se melhores distribuições da carga, melhorando a deflexão.

A Figura 44 e Figura 45 mostram o formato final do veio de entrada juntamente com as secções críticas quando a primeira e segunda velocidades, respetivamente, estão engrenadas.

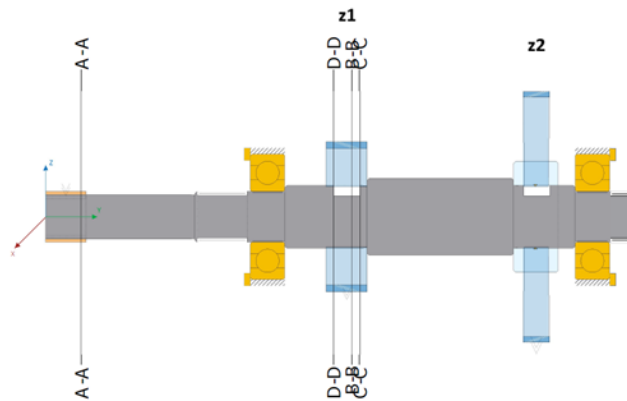


Figura 44 - Geometria do veio de entrada e secções críticas (primeira velocidade)

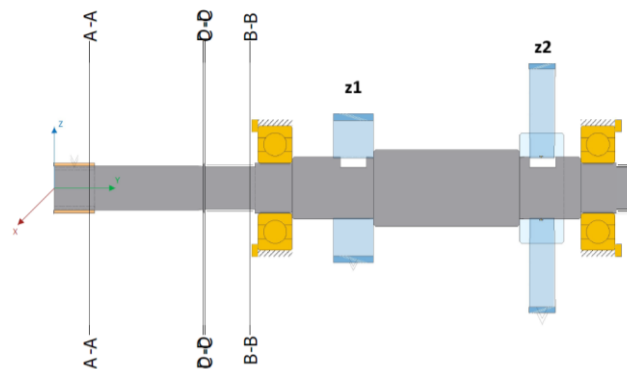


Figura 45 - Geometria do veio de entrada e secções críticas (segunda velocidade)

Estando presentes as rodas Z1 e Z2, o veio deve ser analisado para ambas as velocidades. Naturalmente, como a primeira velocidade envolve uma razão de transmissão mais elevada, isto torna as cargas no eixo mais elevadas. Com isto, prevê-se uma deflexão superior e menores coeficientes estáticos e à fadiga quando a primeira velocidade está engrenada. A Figura 46 e Figura 47 mostram a deflexão para a primeira e segunda velocidade, respetivamente.

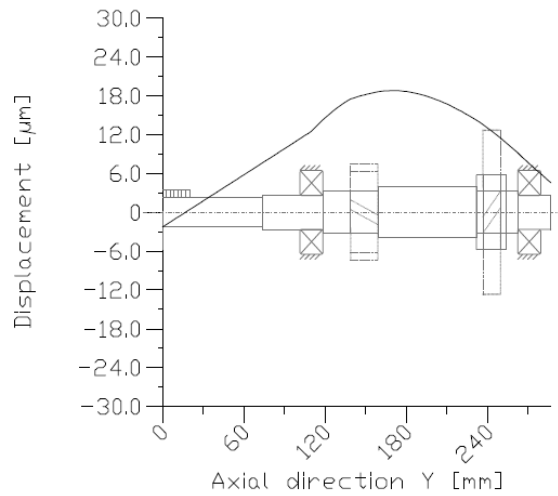


Figura 46 - Deflexão veio de entrada para a primeira velocidade

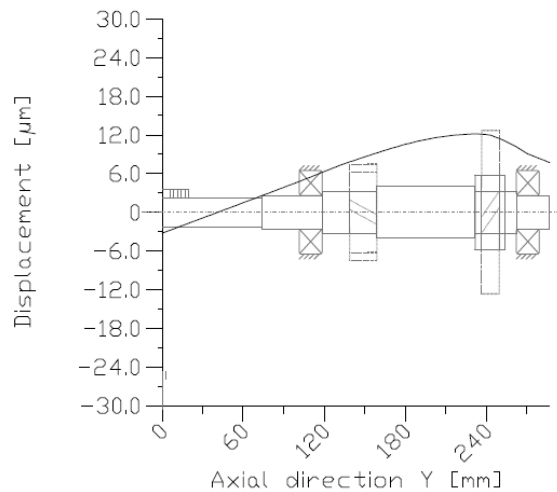


Figura 47 - Deflexão veio de entrada para a segunda velocidade

A Tabela 27, mostra os resultados obtidos para o veio de entrada para a primeira e segunda velocidade engrenada

Tabela 27 - Resultados do veio de entrada

Designação	Resultado	
	Primeira velocidade	Segunda velocidade
Coefficiente de segurança estático	5,06 (A-A)	5,06 (A-A)
Coefficiente de segurança à fadiga	5,28 (A-A)	5,28 (A-A)
Deflexão máxima permitida [μm]	160,75	
Deflexão máxima verificada [μm]	18,82	12,37
Deflexão máxima permitida em Z1 [μm]	15	
Deflexão verificada em Z1 [μm]	18,60	9,41
Deflexão máxima permitida em Z2 [μm]	12,5	
Deflexão verificada em Z2 [μm]	13,62	12,37

Tabela 27 - Resultados do veio de entrada (continuação)

Velocidade crítica (flexão) [rpm]	60030	51364
Velocidade de referência [rpm]	4284	

Verifica-se a existência de coeficientes de segurança estáticos e à fadiga elevados. No que toca às deflexões, estas verificam-se baixas no veio, mas ligeiramente superiores ao recomendado nas rodas. Após consulta, verifica-se que é um resultado que pode acontecer devido ao requisito de deflexão ser bastante exigente, tornando difícil o dimensionamento para deflexões muito baixas. Considera-se que os valores são aceitáveis. Para além disso, é natural haver deflexão nos apoios resultante de folgas na geometria interna dos rolamentos.

No que toca às frequências naturais, o veio apresenta uma velocidade crítica muito elevada em relação à velocidade de rotação. Isto significa que não haverá qualquer problema de danos por vibrações. Esta velocidade crítica é para o modo de flexão.

5.1.6. Resultados veio de saída

O veio de saída tem uma complexidade mais elevada, obrigando a um dimensionamento mais cauteloso. Tal como discutido previamente, as embraiagens eletromagnéticas, não suportam esforços axiais, transmitindo apenas binário. Por outro lado, a utilização das mesmas obriga a um afastamento dos apoios do veio, obrigando à utilização de mais um apoio intermédio. Anteriormente ao esboço do veio, é necessário ter em consideração a configuração de montagem das embraiagens. A Figura 48 mostra um exemplo retirado do catálogo da *Ortlinghaus* [60].

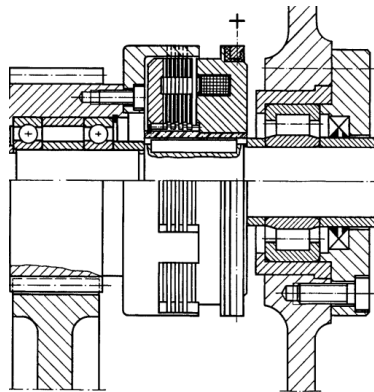


Figura 48 - Exemplo de montagem da embraiagem

Para combater os esforços axiais e momentos fletores, foram utilizadas rodas dentadas com cubo e dois rolamentos rígidos de esferas fixos no seu interior. Deste modo, podem-se suportar os esforços em velocidades positivas e negativas. Para além disso, foi verificado que o rolamento central deve ser posto entre a primeira roda e a roda do diferencial. A Figura 49, apresenta o diagrama de forças aplicadas durante o funcionamento da primeira velocidade e a Figura 50 apresenta o diagrama de esforços a) e o diagrama de momentos, b).

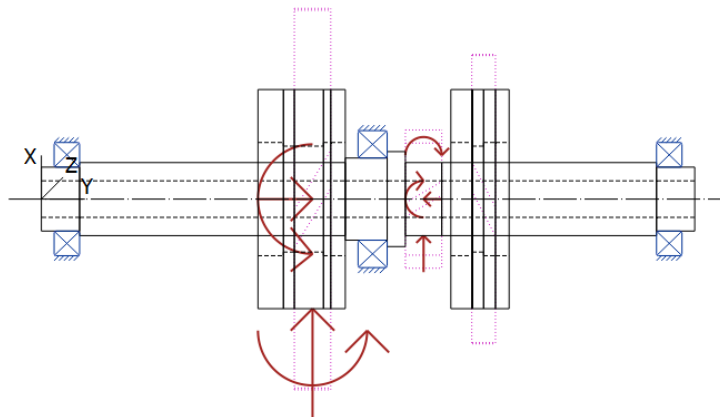


Figura 49 - Diagrama de forças aplicadas durante o funcionamento da primeira velocidade.

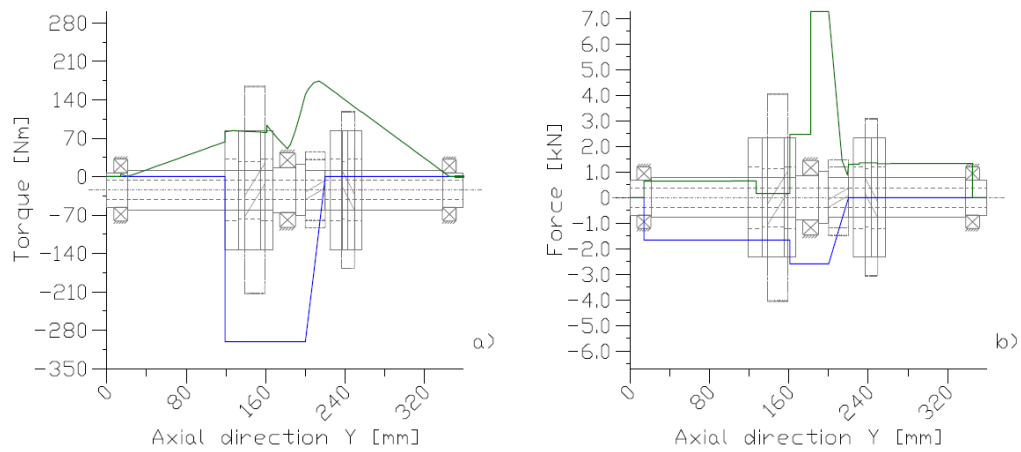


Figura 50 - Diagrama de momento fletor (verde) e torsor (azul) a) e diagrama de esforços normais (azul) e de corte (verde) b).

A Figura 51 mostra o veio de saída e as secções críticas para a primeira velocidade. Neste veio, as secções críticas entre a primeira velocidade e segunda coincidem com a localização do pinhão do diferencial.

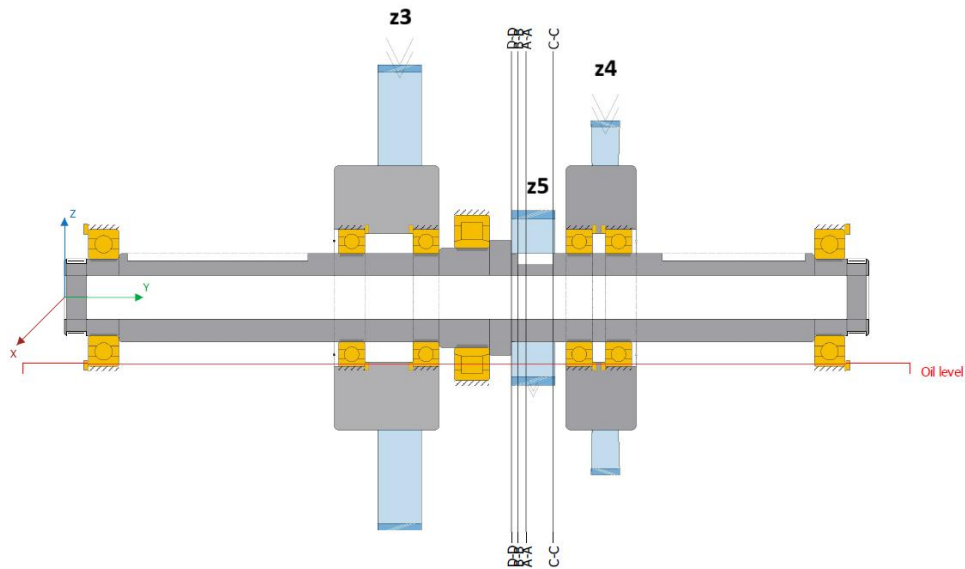


Figura 51 - Geometria do veio de saída com secções críticas para a primeira velocidade

Tal como realizado para o veio de entrada, deve-se considerar a análise para as duas velocidades. O nível de óleo deve ser escolhido de forma que a quantidade de óleo não provoque aumentos da temperatura dos rolamentos nem provoque perdas por atrito. Segundo o site oficial da SKF [63], o nível de óleo deve atingir aproximadamente o centro do rolamento mais pequeno quando este está estacionário. A linha de óleo encontra-se visível na Figura 51 a vermelho.

No dimensionamento deste veio, verificou-se um afastamento relativamente elevado entre os dois apoios provocado pelas dimensões das embraiagens eletromagnéticas. Por este motivo, verifica-se que haverá dificuldade em manter a deflexão baixa, obrigando à utilização de um apoio central. A Figura 52 e Figura 53 mostram as deflexões para a primeira e segunda velocidade respetivamente.

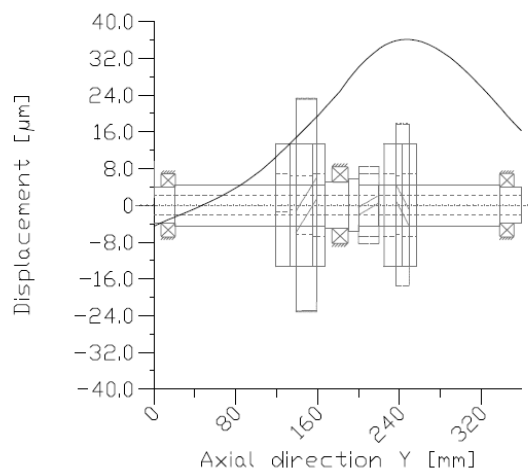


Figura 52 - Deflexão veio de saída para a primeira velocidade

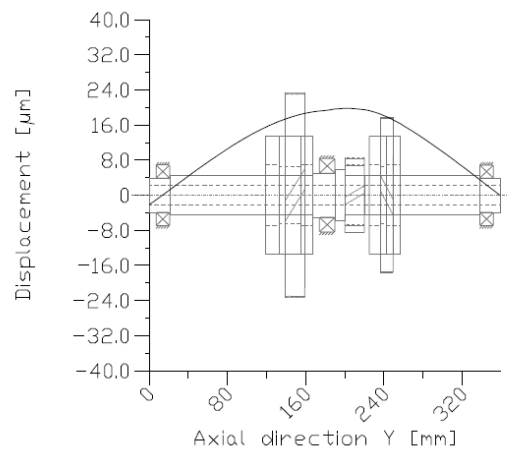


Figura 53 - Deflexão do veio de saída para a segunda velocidade

Tabela 28 - Resultados do veio de saída

Designação	Resultado	
	Primeira	Segunda
Coefficiente de segurança estático	9,27 (D-D)	15,93 (H-H)
Coefficiente de segurança à fadiga	4,15 (A-A)	8,00 (A-A)
Deflexão máxima permitida [μm]		331
Deflexão máxima verificada [μm]	35,43	20,21
Deflexão máxima permitida em Z3 [μm]		15
Deflexão verificada em Z3 [μm]	19,19	18,59
Deflexão máxima permitida em Z4 [μm]		12,5
Deflexão verificada em Z4 [μm]	34,60	18,42
Deflexão máxima permitida em Z5 [μm]		17,5
Deflexão verificada em Z5 [μm]	33,47	19,84
Velocidade crítica (flexão) [rpm]	36641	29020
Velocidade de referência [rpm]	1460	3284

Analisando os resultados da Tabela 28, é possível afirmar que os coeficientes estáticos e à fadiga são elevados. A deformação do veio encontra-se nos limites admissíveis para a distância entre apoios. Já as deformações verificadas nas rodas superam os valores admissíveis. Embora as margens para este critério sejam conservadoras, o valor da deformação em Z5 durante o funcionamento da primeira velocidade, deve ser testado, possivelmente alterando o sistema com um apoio adicional.

As velocidades críticas, têm uma margem elevada. De acordo com [38], este valor deve ser pelo menos o dobro tornando o resultado seguro.

Os resultados de todos os veios podem ainda ser consultados em maior detalhe no Apêndice E, F, G e H.

5.2. Seleção de rolamentos

A escolha de rolamentos é efetuada por método iterativo pretendendo-se arranjar um compromisso entre o tipo de rolamento e o tempo de vida útil que o mesmo oferece. Os tipos de rolamentos mais frequentemente utilizados são rolamentos de esferas pois permitem suportar esforços axiais e radiais a elevadas velocidades. Para além disso são os menos dispendiosos. Considerando estes fatores, serão utilizados estes rolamentos sempre que as condições do veio o permitirem.

O dimensionamento deve ter em conta a duração dos rolamentos quando sujeitos às condições de funcionamento do sistema. Para isso é utilizado o critério da vida normal básica, L_{nh} , que está definido pela norma ISO 281:2007. Esta norma calcula o tempo de vida associado a 90% de fiabilidade e ainda, especifica métodos de cálculo da vida útil modificada, L_{nmh} , que toma em consideração a condição do lubrificante, a contaminação do mesmo e a fadiga do rolamento. No entanto, esta norma não cobre outros efeitos tal como o desgaste, a corrosão e ainda a corrosão elétrica [64].

O software *KISSsoft*[®], permite efetuar este cálculo de forma viável, possuindo uma vasta biblioteca de rolamentos de vários fabricantes como SKF, FAG e Koyo. Como forma de simplificação, optou-se por utilizar rolamentos somente de um fabricante. Escolheu-se a SKF pela vasta gama de rolamentos que oferece dos vários tipos, assim como fácil acesso às fichas técnicas de cada produto. Estas podem ser consultadas no Anexo G.

Com as condições de funcionamento definidas, o software calculou o tempo de vida segundo a norma ISO 281:2007. Como limite mínimo, o tempo de vida considerado foi o do sistema global, 4580 horas.

O dimensionamento foi efetuado para a obtenção da vida útil modificada, L_{nmh} superior ao valor estipulado. A contaminação do lubrificante foi selecionada de acordo com a norma ISO 4406:2021 [65] para a condição de lubrificação sem filtro com o código de limpeza 15/12.

5.2.1. Rolamentos do veio de entrada

No veio de entrada, foram utilizados rolamentos de esferas. Uma configuração possível seria a utilização de rolamentos de esferas de contacto angular. No entanto, os esforços radiais mostraram-se elevados, e os rolamentos de contacto angular são menos eficientes em manter a rigidez que garantisse níveis de deflexão viáveis. Assim, ao fim de algumas iterações, os rolamentos de esferas foram os selecionados. No que toca à lubrificação dos elementos deste veio, a mesma ocorre por escorrimento direcionado. O tipo de lubrificação selecionado foi o banho de óleo. Os resultados de velocidade segura de operação foram obtidos de acordo com esta seleção no software.

As propriedades dos rolamentos podem divergir consoante a velocidade selecionada. As condições são menos favoráveis para o rolamento da esquerda quando a roda Z1 está em carga

e menos favoráveis para o rolamento direito quando a roda Z2 está em carga. Nesta etapa é importante realçar que o tempo de serviço apontado é de 4580 horas. A Tabela 29 e

Tabela 30 apresentam a síntese de resultados dos rolamentos utilizados no veio de entrada para a primeira e segunda velocidade, respetivamente.

Tabela 29 - Síntese de resultados dos rolamentos utilizados no veio de entrada para a primeira velocidade

Propriedades	Resultado	
	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Designação	SKF 6305	SKF 6305
Tipo	Esferas	Esferas
Diâmetro interno [mm]	25	25
Diâmetro externo [mm]	62	62
Largura [mm]	17	17
Coefficiente de segurança estático	4,60	18,07
Vida modificada – L _{nmh} [h]	7717	>10 ⁶
Vida básica – L ₁₀ [h]	2050	188413
Velocidade de rotação [rpm]	4284	
Carga radial [kN]	2,524	0,642
Carga axial [kN]	0,934	0
Velocidade segura de operação térmica [rpm]	7500	8924
Perda de potência [W]	82,033	23,542

Tabela 30 - Síntese de resultados dos rolamentos utilizados no veio de entrada para a segunda velocidade

Propriedades	Resultado	
	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Designação	SKF 6305	SKF 6305
Tipo	Esferas	Esferas
Diâmetro interno [mm]	25	25
Diâmetro externo [mm]	62	62
Largura [mm]	17	17
Coefficiente de segurança estático	39,67	7,04
Vida modificada – L _{nmh} [h]	>10 ⁶	55360
Vida básica – L ₁₀ [h]	>10 ⁶	7311
Velocidade de rotação [rpm]	4284	
Carga radial [kN]	0,292	1,648
Carga axial [kN]	0	-0,551
Velocidade segura de operação térmica [rpm]	9115	8355
Perda de potência [W]	18,374	62,505

5.2.2. Rolamentos do veio de saída

Tal como mencionado anteriormente, o veio de saída tem maior complexidade. As rodas Z3 e Z4 não podem estar em contacto direto com o veio pois essa condição obrigaria a

estarem simultaneamente em carga. Por outro lado, o facto das embraiagens eletromagnéticas não suportarem esforços axiais, obriga à utilização de dois rolamentos em cada roda, assegurando assim os esforços axiais e de momento fletor provocados quando a roda está em carga. Para assegurar esta condição, foi possível utilizar rolamentos de esferas com dimensões relativamente reduzidas. Para combater a elevada carga radial deste veio, havia a opção de escolha entre a utilização de rolamento de esferas ou rolamento de rolos cilíndricos. Estando a carga axial controlada, optou-se inicialmente pelo rolamento de rolos cilíndricos pois oferece maior capacidade de carga radial. No entanto, este rolamento mostrou-se demasiado sobredimensionado, oferecendo coeficientes estáticos superiores a 50 na segunda velocidade. Assim, o rolamento de esferas acabou por ser a melhor opção, resultando em menores perdas de potência, garantindo assim maior eficiência.

A Tabela 31, Tabela 32 e Tabela 33 mostram a síntese de resultados dos rolamentos do veio de saída para a primeira velocidade.

Tabela 31 - Síntese de rolamentos utilizados no veio de saída para a primeira velocidade

Propriedades	Resultado		
	Rolamento esquerdo	Rolamento central	Rolamento direito
Designação	SKF 6007	SKF NJ 1009 ECP	SKF 6007
Tipo	Esferas	Rolos cilíndricos	Esferas
Diâmetro interno [mm]	35	45	35
Diâmetro externo [mm]	62	75	62
Largura [mm]	14	16	14
Coefficiente de segurança estático	8,64	8,67	7,35
Vida modificada – Lnmh [h]	17110	93743	268217
Vida básica – L10 [h]	3685	15288	20262
Velocidade de rotação [rpm]	1461	1461	1461
Carga radial [kN]	0,591	5,996	1,387
Carga axial [kN]	1,653	0	0
Velocidade segura de operação térmica [rpm]	6935	3926	8180
Perda de potência [W]	24,7	46,5	7,3

Tabela 32 – Síntese de rolamentos utilizados na roda Z3 para a primeira velocidade

Propriedades	Resultado	
	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Designação	SKF 61908	SKF 61908
Tipo	Esferas	Esferas
Diâmetro interno [mm]	40	40
Diâmetro externo [mm]	62	62
Largura [mm]	12	12
Coefficiente de segurança estático	15,20	4,17
Vida modificada – Lnmh [h]	>10 ⁶	>10 ⁶
Vida básica – L10 [h]	>10 ⁶	>10 ⁶

Tabela 32 – Síntese de rolamentos utilizados na roda Z3 para a primeira velocidade (continuação)

Velocidade de rotação [rpm]	Rolamento bloqueado	
Carga radial [kN]	0,657	2,400
Carga axial [kN]	0	0,939
Velocidade segura de operação térmica [rpm]	7631	6486
Perda de potência [W]	≈0	≈0

Tabela 33 - Síntese de rolamentos utilizados na roda Z4 para a primeira velocidade

Propriedades	Resultado	
	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Designação	SKF 61908	SKF 61908
Tipo	Esferas	Esferas
Diâmetro interno [mm]	40	40
Diâmetro externo [mm]	62	62
Largura [mm]	12	12
Coefficiente de segurança estático	165,59	312,70
Vida modificada – L _{nh} [h]	>10 ⁶	>10 ⁶
Vida básica – L ₁₀ [h]	>10 ⁶	>10 ⁶
Velocidade de rotação [rpm]	1824	
Carga radial [kN]	0,06	0,03
Carga axial [kN]	-0,0003	0,0003
Velocidade segura de operação térmica [rpm]	7784	7784
Perda de potência [W]	2,9	2,9

Fazendo uma breve análise para os resultados apresentados para a primeira velocidade, é possível observar que os rolamentos de suporte do veio têm coeficientes estáticos elevados assim como a vida útil. Quanto à vida útil, não irão provocar falhas para o tempo estimado para esta caixa. Para além disso, a velocidade segura de operação é elevada relativamente à velocidade de rotação dos veios indicando segurança térmica.

Na primeira velocidade, a roda Z3 está em carga e a roda Z4 está sem carga. Devido ao mecanismo e condições impostas, os rolamentos presentes em Z3 estão em carga, mas com velocidade de rotação relativa nula, dizendo-se bloqueado ou rolamento “louco” justificando também as perdas praticamente nulas. Esta condição provoca maior desgaste por fricção entre as esferas e as pistas do rolamento (não é possível verificar no software).

Já os rolamentos presentes em Z4, apresentam carga nula, verificado pelos coeficientes estáticos elevados. Por outro lado, apresentam perdas pois a velocidade relativa não é zero.

Numa análise à segunda velocidade, espera-se que os resultados dos rolamentos das rodas, invertam. Isto é, os rolamentos de Z4 fiquem bloqueados e com coeficientes estáticos baixos e que os rolamentos de Z3 fiquem com coeficientes estáticos altos, mas que apresentem pequenas perdas.

A Tabela 34, Tabela 35 e Tabela 36 mostram a síntese de resultados dos rolamentos do veio de saída para a primeira velocidade.

Tabela 34 - Síntese de rolamentos utilizados no veio de saída para a segunda velocidade

Propriedades	Resultado		
	Rolamento esquerdo	Rolamento central	Rolamento direito
Designação	SKF 6007	SKF NJ 1009 ECP	SKF 6007
Tipo	Esferas	Rolos cilíndricos	Esferas
Diâmetro interno [mm]	35	45	35
Diâmetro externo [mm]	62	75	62
Largura [mm]	14	16	14
Coefficiente de segurança estático	9,82	22,67	40,97
Vida modificada – Lnmh [h]	9399	>10 ⁶	>10 ⁶
Vida básica – L10 [h]	1880	167282	>10 ⁶
Velocidade de rotação [rpm]	3285	3285	3285
Carga radial [kN]	0,310	2,294	0,248
Carga axial [kN]	1,704	0	0
Velocidade segura de operação térmica [rpm]	6935	4404	8713
Perda de potência [W]	62,1	29,6	6,6

Tabela 35 - Síntese de rolamentos utilizados na roda Z3 para a segunda velocidade

Propriedades	Resultado	
	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Designação	SKF 61908	SKF 61908
Tipo	Esferas	Esferas
Diâmetro interno [mm]	40	40
Diâmetro externo [mm]	62	62
Largura [mm]	12	12
Coefficiente de segurança estático	374,79	160,31
Vida modificada – Lnmh [h]	>10 ⁶	>10 ⁶
Vida básica – L10 [h]	>10 ⁶	>10 ⁶
Velocidade de rotação [rpm]		1824
Carga radial [kN]	0,03	0,06
Carga axial [kN]	-0,0002	0,0002
Velocidade segura de operação térmica [rpm]	7784	7784
Perda de potência [W]	2,9	2,9

Tabela 36 - Síntese de rolamentos utilizados na roda Z4 para a segunda velocidade

Propriedades	Resultado	
	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Designação	SKF 61908	SKF 61908
Tipo	Esferas	Esferas
Diâmetro interno [mm]	40	40
Diâmetro externo [mm]	62	62
Largura [mm]	12	12
Coefficiente de segurança estático	8,36	16,65
Vida modificada – Lnmh [h]	>10 ⁶	>10 ⁶
Vida básica – L10 [h]	>10 ⁶	>10 ⁶
Velocidade de rotação [rpm]	Rolamento bloqueado	
Carga radial [kN]	1,196	0,601
Carga axial [kN]	-0,0551	0
Velocidade segura de operação térmica [rpm]	7250	7631
Perda de potência [W]	≈0	≈0

Em primeira análise, verifica-se o esperado. Os rolamentos de Z4 bloqueados e os rolamentos de Z3 com coeficientes elevados e pequenas perdas.

Os rolamentos do veio, apresentam coeficientes bastante elevados, justificado pela diminuição da carga na aplicação da segunda velocidade. Percebe-se que talvez fosse possível reduzir o diâmetro do veio. No entanto, dado que as embraiagens definem a dimensão para o veio de 40 mm, obrigou à utilização dos SKF 6007, evitando a existência de ressalto elevados.

5.3. Seleção das chavetas

A utilização de chavetas nas rodas dentadas é responsável pela rotação solidária das mesmas com o veio. A sua seleção teve por base o módulo de dimensionamento do *KISSsoft*®. O cálculo no software é feito de acordo com o método B da norma DIN 6892, calculando os coeficientes de segurança do veio, do cubo da roda e da chaveta, de acordo com os dados geométricos fornecidos. Assim, de forma iterativa é possível chegar a um comprimento efetivo da chaveta cujos coeficientes de segurança nos satisfaçam. Para efeitos de cálculo, foi considerado que este coeficiente tem de ser maior do que 2. Os aços estruturais não atingiam este coeficiente para a chaveta necessária na roda Z5. Por esse motivo, foi necessário selecionar o aço temperado C45 que fornece maior resistência tanto ao corte como ao esmagamento.

A Tabela 37 apresenta as chavetas dimensionadas para as rodas dentadas e a Tabela 38 apresenta as chavetas com dimensões recomendadas para as embraiagens e a ponta estriada do veio de entrada.

Tabela 37 – Chavetas e ponta de veio dimensionadas para as rodas dentadas e para as embraiações

Roda	Designação	Coeficiente de segurança		
		Veio	Cubo	Chaveta
Z1	Chaveta paralela, A DIN 6885 10x8x14 mm	4,98	5,27	2,89
Z2	Chaveta paralela, A DIN 6885 10x8x14 mm	4,99	3,93	2,89
Z5	2x Chaveta paralela, A DIN 6885 12x8x16 mm	2,98	2,93	2,15

Tabela 38 - Chavetas e pontas de veio

Localização	Designação
Embraiagem esquerda	Chaveta paralela, A DIN 6885 12x8x60 mm
Embraiagem direita	Chaveta paralela, A DIN6885 12x8x80 mm
Veio de entrada	DIN 5480 – W 20,75 x 1,5 x 15 x 20

6. Lubrificação

6.1.1. Lubrificante

Um dos parâmetros a ser definido para a caixa de velocidades é o lubrificante a utilizar. O modo de falha devido ao a lubrificação inadequada é comum. A escolha do sistema de lubrificação, juntamente com o lubrificante e o projeto das engrenagens são de elevada sensibilidade para o funcionamento correto da caixa. Durante o tempo de vida da caixa, geralmente, não são substituídos os lubrificantes do sistema de transmissão. Por esse motivo, a definição e conhecimento das condições de funcionamento do sistema tais como as cargas aplicadas e velocidade de rotação são de elevada importância.

A função do lubrificante é minimizar o desgaste, promover a dissipação de calor, remover as partículas do local de contacto e evitar corrosão [66]. Para além disso, outros tipos de propriedades podem ser obtidos com a adição de aditivos (resistência à oxidação e a condutividade elétrica). A propriedade mais importante na seleção do lubrificante é a sua viscosidade.

A viscosidade pode ser definida como a resistência do fluido ao deslizamento das suas moléculas. A viscosidade do lubrificante tem de ser suficiente para manter um filme contínuo no contacto. Por outro lado, esta deve permitir a dissipação de calor minimizando as perdas [66]. Tal como referido em 2.5, a viscosidade dos lubrificantes utilizados em veículos elétricos está recorrentemente entre os 3,5 e os 4,5 cSt (a 100 graus) [32]. Geralmente são utilizados óleos de base sintética como Poli-Olefinas-Alfa (PAO). Por outro lado, óleos com Polialquileno-glicóis (PAG) têm ganho mercado para veículos elétricos. No entanto, estes dados, apenas têm valor para veículos com caixas reductoras de uma velocidade e com velocidades de rotação no veio de entrada muito elevadas. Para a aplicação em concreto, com velocidades de entrada médias, optou-se por escolher um lubrificante base com viscosidade recomendada pelo software. Neste ponto de estudo, o *KISSsoft*[®] recomenda um óleo ISO VG 220. Uma opção que tinha sido considerada inicialmente, seria um óleo comum para caixas de velocidade como o 75W90 utilizado em [53] e que se encontra em alguns veículos elétricos. Com base na recomendação do software, foi escolhido o lubrificante Shell Omala S4 WE 220, com algumas aplicações em redutores industriais e cujas características podem ser consultadas no Anexo E.

6.1.2. Método de lubrificação

Um dos métodos mais utilizados na indústria automóvel é a lubrificação por chapinagem ou salpico. A lubrificação por salpico é um dos métodos mais amplamente utilizados em redutores, devido à sua simplicidade, fiabilidade e baixo custo. Este método baseia-se imersão parcial das rodas dentadas num banho de óleo. Durante o funcionamento, a rotação das rodas provoca a projeção do lubrificante para a zona de engrenamento. O óleo projetado escorre pelas paredes internas do cárter, podendo ser redirecionado por canais de retorno para rolamentos ou devolvido diretamente ao cárter. Com base nesse princípio, é possível utilizar defletores para fazer chegar o óleo às rodas do primeiro veio ou veio de entrada do sistema que estamos a trabalhar. Para provar que este método é eficaz, é necessário, verificar as velocidades tangenciais de cada engrenamento. As velocidades tangenciais máximas por engrenamento estão apresentadas na Tabela 39.

Tabela 39 - Velocidade tangencial por engrenamento

Engrenamento	Velocidade tangencial [m/s]
Z1/Z3	15,9
Z2/Z4	27,1

De acordo com [67,68] este método é adequado para velocidades tangenciais das engrenagens até 60 m/s com a utilização de defletores, provando-se um bom método para o sistema.

6.1.3. Seleção dos vedantes

É importante fazer a correta seleção dos vedantes. Durante o desenvolvimento do cárter, a vedação só é concluída com os vedantes no veio de entrada e nas saídas do diferencial, já que o acoplamento destes no restante sistema (motor e eixos) são realizados fora do cárter.

A escolha do material e tipo de vedante são importantes de modo a não comprometerem a vida útil do sistema, assegurando de forma eficiente a vedação contra agentes contaminantes que podem afetar o desempenho do conjunto.

Para a seleção dos vedantes, é importante ter em conta as propriedades apresentadas na Tabela 40.

Tabela 40 - Propriedades consideradas na seleção dos vedantes

Propriedade	Limites considerados
Velocidade do eixo [rpm]	0-4284
Velocidade tangencial máxima (veio de entrada) [m/s]	4,93
Diâmetro (veio de entrada) [mm]	22
Temperatura máxima de operação [°C]	<100

Para simplificar, a seleção dos vedantes foi realizada a partir do catálogo de vedantes da SKF. Quanto ao material do vedante, é oferecido borracha nitrílica e fluorelastómero.

Embora seja um produto mais económico, para as condições presentes no veio de entrada, não é possível escolher borracha nitrílica pois a SKF, mediante as condições geométricas impostas, apenas recomenda para velocidade máxima de 3900 rpm, inferior ao necessário. Assim, o modelo escolhido foi o 22X38X8 HMSA10 V e as suas propriedades podem ser consultadas na Tabela 41 assim como no Anexo H.

Tabela 41 - Propriedades do vedante

Propriedade	Valor
Velocidade limite [rpm]	13860
Velocidade tangencial máxima [m/s]	16
Diâmetro (veio de entrada) [mm]	22
Temperatura máxima de operação [°C]	200
Material	fluorelastómero

7. Cárter

O cárter é parte fundamental da caixa de velocidades, servindo como invólucro para os componentes internos e como reservatório para o lubrificante. Para além de acomodar os eixos e engrenagens, desempenha uma função estrutural relevante, assegurando o suporte dos rolamentos, através dos quais são transmitidas as cargas e vibrações associadas ao funcionamento.

O processo produtivo para as caixas, dado as formas irregulares da mesma são maioritariamente por fundição seguida de maquinagem. As ligas de alumínio são uma opção que combina boa relação resistência-peso, boa resistência à corrosão e boa condutividade térmica e maquinabilidade. Para evitar espessuras superiores a um cárter de aço, os cárteres de alumínio são produzidos com nervuras, permitindo atingir valores de resistência e rigidez que satisfaçam os requisitos [69]. A liga G-ALSi9Cu3, cuja ficha técnica se encontra no Anexo F, é uma liga muito utilizada e com grande disponibilidade no mercado. Para uma pequena série ou protótipo, torna-se eficiente por ter um custo baixo/moderado. É ainda de fácil processamento e tem boa resistência ao desgaste e boas propriedades mecânicas.

A Figura 54, apresenta as tipologias de cárter mais comuns.

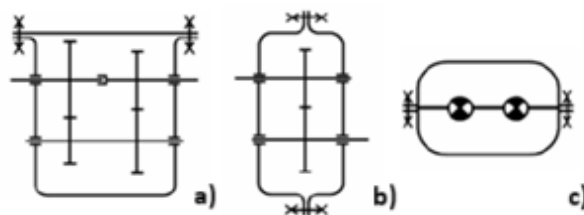


Figura 54 - Tipologias de cárter. Adaptado de [69].

Considerando estas tipologias e a distribuição dos eixos do sistema, Figura 41, optou-se pela configuração dividida b). Nesta etapa é importante salientar que o arranjo dos rolamentos é do tipo flutuante, Figura 55. Nesta configuração, há necessidade de uma folga axial, s , cuja função é compensar os efeitos da expansão térmica. Caso contrário, são criadas pré-cargas excessivas que podem levar ao fim de vida precoce do rolamento.

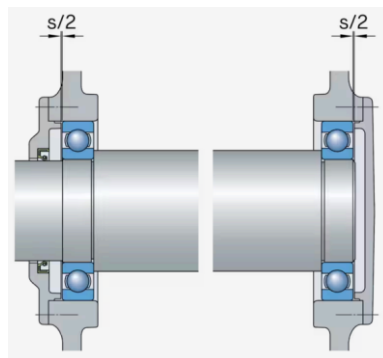


Figura 55 - Configuração de rolamentos[70]

Tendo em consideração esta configuração, foi definido que a folga axial, deveria ser de 0,1 mm. Outra ideia considerada foi a necessidade de inspeção das embraiagens. Idealizou-se que a sua inspeção visual possa ser realizada através de tampas de dimensões maiores. A Figura 56, mostra a metade esquerda do cárter. De notar as nervuras em fuga dos locais de posicionamento dos veios. O local de posicionamento dos veios é o que sofre mais termicamente e o local onde são transmitidas as cargas para o cárter. Assim, as nervuras funcionam também como reforço e aumento da rigidez.

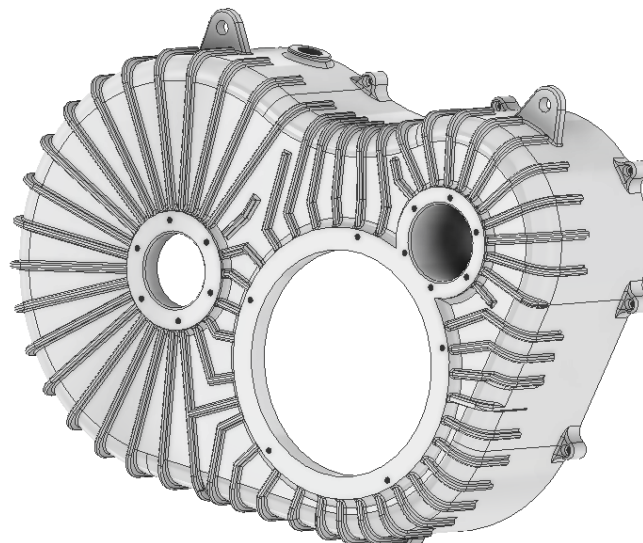


Figura 56 - Metade esquerda do cárter

Com o modelo desenhado, é necessário escolher os bujões para abastecimento de óleo e dreno. Para isso, foram ambos escolhidos a partir do fornecedor *Elesa+Ganter*[®]. Definiu-se que para efeitos de enchimento e drenagem, podem ter a mesma dimensão. O modelo escolhido trata-se de um bujão normalizado DIN 908-A4-M16x1,5-AC. Esta designação corresponde ao modelo de aço inoxidável M16 com anel de cobre, Figura 57.

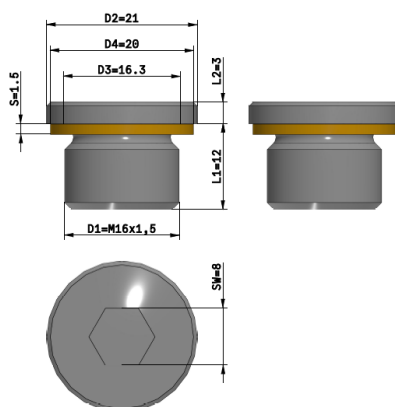


Figura 57 – Bujão DIN 908-A4-M16x1,5-AC

No que toca aos respiros, escolheu-se uma válvula de ventilação, Figura 58, do mesmo fornecedor que permite ajustar a pressão interna da caixa quando há aumentos de temperatura. Vem com anel de vedação de borracha nitrílica tal como os vedantes e mostra-se uma solução compacta.

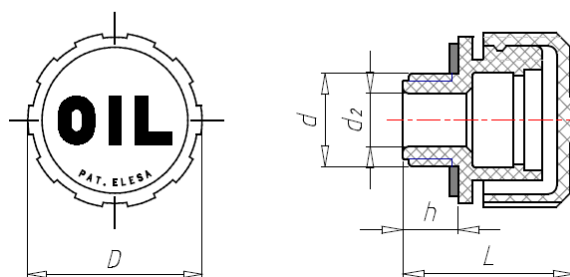


Figura 58 - Tampa de respiro SFN.30-12x1.5-C9-N

A Figura 59 mostra os locais onde se inserem estes elementos. O bujão de enchimento fica na parte superior enquanto o dreno na zona mais inferior possível de modo a promover a completa drenagem do cárter. De notar na figura também as fixações das duas metades do cárter compostas por parafusos e por pinos de guiamento. As fichas técnicas podem ser consultadas no Anexo I.

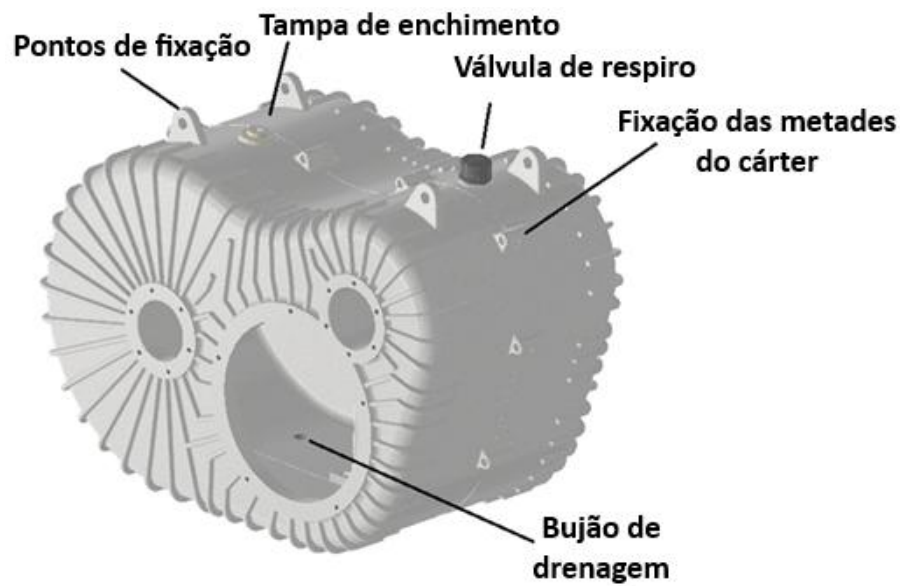


Figura 59 - Localizações dos elementos do cárter

7.1. Montagem

Neste subcapítulo pretende-se demonstrar a sequência de montagem do cárter. A forma como foi moldado, visa a montagem dos veios de forma separada, montando-se os conjuntos na metade esquerda do cárter e fechando-se com a metade direita juntamente com as tampas necessárias. Para isso, são descritas as etapas e apresentadas as Figura 60 a 67 para auxiliar no seu entendimento.

- **Primeira etapa**

Na metade esquerda do cárter, montam-se os rolamentos esquerdos referentes ao veio de entrada e saída. Para isso, deve ser colocada a tampa da embraiagem esquerda. O ajuste destes será com anel interior rotativo e anel exterior fixo.

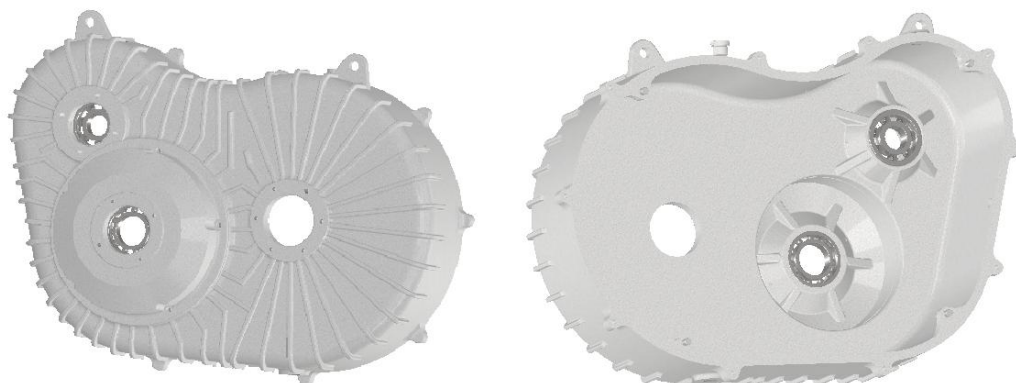


Figura 60 - Montagem da tampa de embraiagem na metade esquerda do cárter e montagem dos rolamentos

- **Segunda etapa**

Na segunda etapa, é montado o veio de entrada. Montam-se todos os elementos no veio. Neste caso, o rolamento direito já vai fixo no veio e seguro axialmente no veio através de uma porca de fixação.



Figura 61 - Montagem do veio de entrada

- **Terceira etapa**

Colocam-se os rolamentos nas rodas e faz-se a montagem juntamente com as embraiagens. Devem ser ainda colocados os casquilhos espaçadores que se situam entre as duas.

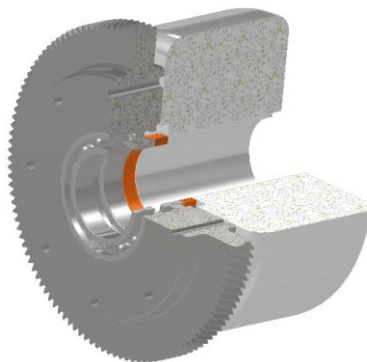


Figura 62 - Montagem das rodas nas embraiagens juntamente com os rolamentos e casquilhos espaçadores

- **Quarta etapa**

A quarta etapa é feita com a montagem do veio de saída. De notar que o apoio central já vai montado numa peça adicional, permitindo a montagem total do veio de uma só vez no cárter.

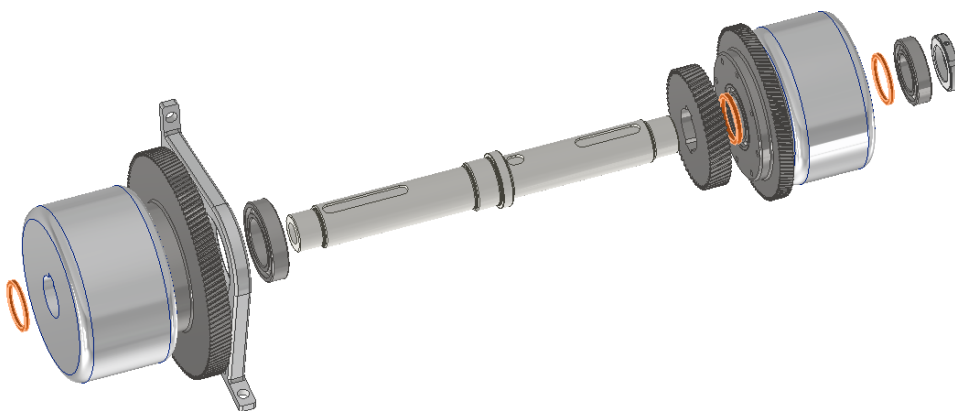


Figura 63 - Montagem do veio de saída

- **Quinta etapa**

Uma vez montados os veios, deve-se realizar os engrenamentos entre as rodas dentadas e montar o conjunto de uma só vez no cárter.

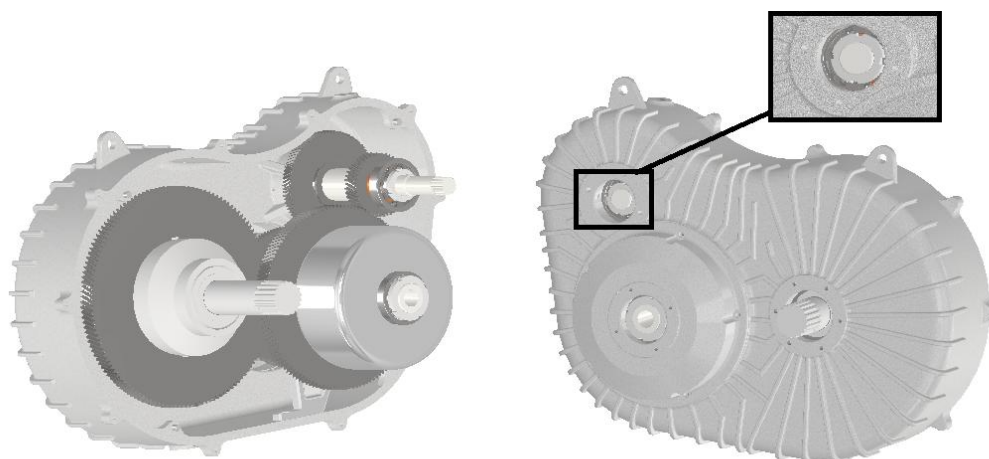


Figura 64 - Montagem do conjunto no cárter e aperto das porcas de fixação

- **Sexta etapa**

A última etapa da montagem é o fecho do cárter. Para isso é ainda necessário a montagem do vedante na tampa, Figura 65.

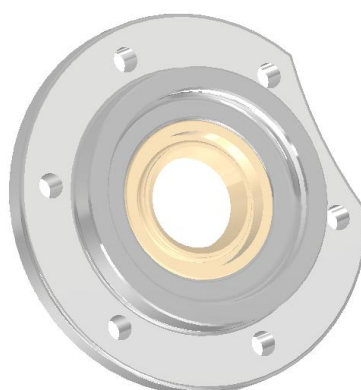


Figura 65 - Montagem do vedante na tampa do veio de entrada

Para concluir, fecha-se o cárter com os casquilhos, bujões e tampas necessárias. A Figura 66 representa o conjunto final montado. É ainda possível ver com mais detalhe no desenho de conjunto presente no Apêndice A.

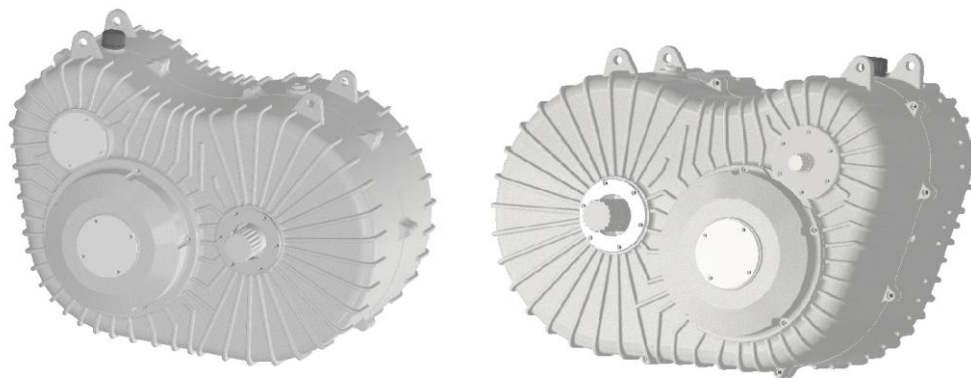


Figura 66 - Conjunto final do modelo

8. Conclusão e trabalhos futuros

Com vista em completar o trabalho, seguem-se as principais conclusões por capítulo.

8.1. Conclusões finais

- **Capítulo 2 – Revisão bibliográfica**

Em resumo, a introdução evidencia a relevância do desenvolvimento de transmissões específicas para veículos elétricos, justificando a escolha de uma caixa de duas velocidades como solução capaz de melhorar a eficiência energética e a adaptabilidade do veículo em diferentes condições de funcionamento. Esta base estabelece o enquadramento necessário para o trabalho de dimensionamento e conceção apresentado nos capítulos seguintes.

- **Capítulo 3 – Caracterização do sistema**

A definição dos requisitos de desempenho constituiu um passo essencial para enquadrar as necessidades do veículo de referência. A análise da dinâmica longitudinal, da velocidade máxima e da capacidade de arranque em subidas permitiu validar as condições de operação esperadas. Este processo resultou na determinação das relações globais de transmissão, que serviram de base para todas as fases seguintes do projeto.

- **Capítulo 4 – Dimensionamento das engrenagens**

O estudo das engrenagens possibilitou a seleção das razões de transmissão adequadas e a avaliação da sua durabilidade. Foram realizadas várias iterações até se atingir uma configuração que assegurasse tanto a resistência à fadiga superficial como à fadiga nos pés dos dentes. A escolha dos materiais, módulo e ângulo de hélice demonstrou ser determinante para compatibilizar eficiência com robustez. A análise comparativa das embraiagens eletromagnéticas evidenciou limitações de mercado, mas permitiu a integração de modelos compatíveis com as necessidades definidas.

- **Capítulo 5 – Dimensionamento dos veios e seleção de rolamentos**

Com as engrenagens definidas, o dimensionamento dos veios teve como foco o controlo da deflexão e a verificação dos coeficientes de segurança estáticos e à fadiga. Os resultados demonstraram que as geometrias propostas garantem desempenho adequado em ambas as velocidades de operação. A seleção de rolamentos e chavetas foi conduzida de forma

a equilibrar compacidade com durabilidade, assegurando o funcionamento do conjunto sem comprometer a vida útil prevista.

- **Capítulo 6 – Lubrificação**

A escolha do lubrificante e do método de aplicação revelou-se fundamental para garantir a eficiência da transmissão, tendo em conta os elevados regimes de rotação característicos dos motores elétricos. Foram também definidos vedantes e acessórios que asseguram a estanquidade e a correta manutenção do sistema, minimizando riscos de desgaste prematuro.

- **Capítulo 7 – Cárter e montagem**

O desenvolvimento do cárter em software CAD permitiu validar a integração dos componentes dimensionados. O processo de montagem foi descrito de forma sistemática, garantindo a coerência e entendimento do conjunto. Apesar das dimensões relativamente elevadas das embraiagens, a solução final apresenta proporções adequadas e viáveis para aplicação em veículos elétricos comerciais.

Em síntese, o trabalho alcançou o objetivo de projetar uma caixa de duas velocidades para veículos elétricos comerciais, garantindo eficiência e fiabilidade. Apesar das limitações encontradas na seleção de alguns componentes, a solução obtida demonstra viabilidade técnica e constitui uma base sólida para futuros desenvolvimentos e otimizações.

8.2. Limitações e trabalhos futuros

Embora se considere os resultados de dimensionamento satisfatórios, para tornar viável a produção de um modelo protótipo, seria necessário validar os seguintes pontos:

- Elaboração e desenvolvimento de um diferencial funcional adaptado às características necessárias do veículo
- Validar a adoção das embraiagens eletromagnéticas em detrimento de outras soluções. Verificar os custos e eficiência comparados com sistema manual robotizado.
- Análise estrutural do cárter, estabelecendo condições fronteira e simulando em software adotando o método de elementos finitos.
- Verificação da litragem necessária de lubrificante e teste para validação da solução adotada para o veio de entrada já que este se encontra numa localização mais elevada assim como análise térmica ao cárter em condições de funcionamento limite.
- Seria necessário o estudo de modificações do perfil do dentado de forma a melhorar o engrenamento.
- Verificar a deflexão máxima ocorrida em alguns veios validando ou não a solução adotada.
- Dimensionamento com espectro de carga, dando uma visão da utilização comum da caixa.

Referências

- [1] “MAKING THE TRANSITION TO ZERO-EMISSION MOBILITY,” Mar. 2022. [Online]. Disponível: <https://www.acea.auto/files/Research-Whitepaper-A-European-EV-Charging-Infrastructure-Masterplan.pdf>
- [2] IEA, “Global EV Outlook 2023: Catching up with climate ambitions,” Paris, Apr. 2023. [Online]. Disponível: www.iea.org
- [3] “Veículos rodoviários motorizados em circulação: total e por tipo de veículos.” Consultado: Nov. 04, 2024. [Online]. Disponível: <https://www.pordata.pt/portugal/veiculos+rodoviaros+motorizados+em+circulacao+total+e+por+tipo+de+veiculos-3100>
- [4] I. Veza, M. Z. Asy’ari, M. Idris, V. Epin, I. M. Rizwanul Fattah, and M. Spraggon, “Electric vehicle (EV) and driving towards sustainability: Comparison between EV, HEV, PHEV, and ICE vehicles to achieve net zero emissions by 2050 from EV,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 82, pp. 459–467, Nov. 2023, doi: 10.1016/j.aej.2023.10.020.
- [5] EEA, “Electric vehicles in Europe,” p. 74, Nov. . doi: <https://doi.org/10.2800/100230>.
- [6] B. Mashadi and D. Crolla, “VEHICLE POWERTRAIN SYSTEMS,” 2012.
- [7] E. V database, “Range of full electric vehicles,” *Database, Electric Vehicle*. 2022.
- [8] ACP - Automóvel Clube de Portugal, “CARRO ELÉTRICO OU HÍBRIDO CONHEÇA AS CARACTERÍSTICAS QUE OS DIFERENCIAM.” Consultado: Oct. 29, 2024. [Online]. Disponível: <https://www.acp.pt/eletricos/comprar-carro-eletrico/carro-eletrico-ou-hibrido>
- [9] K. Turoń, “Hydrogen-powered vehicles in urban transport systems-current state and development,” in *Transportation Research Procedia*, Elsevier B.V., 2020, pp. 835–841. doi: 10.1016/j.trpro.2020.02.086.
- [10] A. Albatayneh, M. N. Assaf, D. Alterman, and M. Jaradat, “Comparison of the Overall Energy Efficiency for Internal Combustion Engine Vehicles and Electric Vehicles,” *Environ. Clim. Technol.*, vol. 24, no. 1, pp. 669–680, Jan. 2020, doi: 10.2478/rtuect-2020-0041.
- [11] W. Zhao, T. Zhang, H. Kildahl, and Y. Ding, “Mobile energy recovery and storage: Multiple energy-powered EVs and refuelling stations,” *Energy*, vol. 257, Oct. 2022, doi: 10.1016/j.energy.2022.124697.
- [12] Z. Cao, A. Mahmoudi, S. Kahourzade, and W. L. Soong, “An Overview of Electric Motors for Electric Vehicles,” *Proc. 2021 31st Australas. Univ. Power Eng. Conf. AUPEC 2021*, pp. 1–6, 2021, doi: 10.1109/AUPEC52110.2021.9597739.
- [13] F. Honda, “Motores de corrente contínua: Guia rápido para uma especificação

- precisa,” *Siemens Ltda*, vol. Edição 01, p. 36, 2006, [Online]. Disponível: www.siemens.com.br/motores
- [14] J. Miguel and A. Pires, “Dissertação High-speed Automatic/Manual Gearbox for an Electrical Vehicle,” 2021.
- [15] N. Hashemnia and B. Asaei, “Comparative study of using different electric motors in the electric vehicles,” *Proc. 2008 Int. Conf. Electr. Mach. IECM’08*, no. c, pp. 10–14, 2008, doi: 10.1109/ICELMACH.2008.4800157.
- [16] B. Zhang, T. Epskamp, M. Doppelbauer, and M. Gregor, “A comparison of the transverse, axial and radial flux PM synchronous motors for electric vehicle,” *2014 IEEE Int. Electr. Veh. Conf. IEVC 2014*, pp. 1–6, 2014, doi: 10.1109/IEVC.2014.7056197.
- [17] H. J. Stadtfeld, “Introduction to Electric Vehicle Transmissions,” *Gear Technol.*, no. September-October, pp. 42–50, 2020, [Online]. Disponível: www.geartechology.com
- [18] M. R. Ahssan, M. M. Ektesabi, and S. A. Gorji, “Electric Vehicle with Multi-Speed Transmission: A Review on Performances and Complexities,” *SAE Int. J. Altern. Powertrains*, vol. 7, no. 2, pp. 169–181, 2018, doi: 10.4271/08-07-02-0011.
- [19] S. He, X. Fan, Q. Wang, X. Chen, and S. Zhu, “Review on Torque Distribution Scheme of Four-Wheel In-Wheel Motor Electric Vehicle,” *Machines*, vol. 10, no. 8, p. 619, Jul. 2022, doi: 10.3390/machines10080619.
- [20] B. Gao, Q. Liang, Y. Xiang, L. Guo, and H. Chen, “Gear ratio optimization and shift control of 2-speed I-AMT in electric vehicle,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 50–51, pp. 615–631, Jan. 2015, doi: 10.1016/J.YMSSP.2014.05.045.
- [21] J. Hu, C. Sun, J. Xiao, and J. Li, “A torque compensation strategy in two-speed automated mechanical transmission shift process for pure electric vehicles,” *Adv. Mech. Eng.*, vol. 7, no. 11, pp. 1–11, 2015, doi: 10.1177/1687814015616915.
- [22] J. Ruan, P. Walker, and N. Zhang, “A comparative study energy consumption and costs of battery electric vehicle transmissions,” *Appl. Energy*, vol. 165, pp. 119–134, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.12.081.
- [23] X. Xu, P. Dong, Y. Liu, and H. Zhang, “Progress in Automotive Transmission Technology,” *Automot. Innov.*, vol. 1, no. 3, pp. 187–210, 2018, doi: 10.1007/s42154-018-0031-y.
- [24] B. Gao *et al.*, “Topology optimization and the evolution trends of two-speed transmission of EVs,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 161, p. 112390, Jun. 2022. doi: 10.1016/j.rser.2022.112390.
- [25] B. Zhu *et al.*, “Two motor two speed power-train system research of pure electric vehicle,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 2, 2013, doi: 10.4271/2013-01-1480.
- [26] J. Ruan, P. D. Walker, N. Zhang, and J. Wu, “An investigation of hybrid energy storage system in multi-speed electric vehicle,” *Energy*, vol. 140, pp. 291–306, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.08.119.
- [27] C. Kannan, B. Ashok, R. Thirumalaivasan, L. N. S. Reddy, R. S. Rangan, and S. Eashwar, “Evaluation of Transmission Types and Control Strategies for Electric Vehicles,” *3rd IEEE Int. Virtual Conf. Innov. Power Adv. Comput. Technol. i-PACT 2021*, no. i, 2021, doi: 10.1109/i-PACT52855.2021.9697062.
- [28] P. D. Walker, H. Roser, N. Zhang, and Y. Fang, “Comparison of Powertrain System

- Configurations for Electric Passenger Vehicles,” Mar. 2015. doi: 10.4271/2015-01-0052.
- [29] G. Dong, F. Wang, D. Meng, H. Chu, J. Hong, and B. Gao, “Modeling and control of ball-ramp electromechanical clutch actuator for in-wheel AMT of electric vehicles,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 180, p. 105129, Feb. 2023, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2022.105129.
- [30] J. Kim and S. B. Choi, “Design and modeling of a clutch actuator system with self-energizing mechanism,” *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*, vol. 16, no. 5, pp. 953–966, 2011, doi: 10.1109/TMECH.2010.2059034.
- [31] Y. Liu *et al.*, “Design, Control, and Validation of Two-Speed Clutchless Automatic Transmission for Electric Vehicle,” *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*, vol. 27, no. 3, pp. 1299–1310, 2022, doi: 10.1109/TMECH.2021.3086678.
- [32] B. Zhmud, M. Najjari, B. Brodmann, and L. Everlid, “Gear Design and Tribology of EV Transmissions,” in *Proc. 64th German Tribology Conference, September 25-27, 2023, Göttingen, Germany*, Göttingen, 2023. [Online]. Disponível: <https://www.gft-ev.de/en/german-tribology-conference-2023/>
- [33] “ISO 1328-1:2013. Cylindrical gears — ISO system of flank tolerance classification Part 1:”
- [34] M. V. Khaire, “Electrical vehicles’ bearings: Technological impact, applications and requirements,” *Int. J. Electr. Hybrid Veh.*, vol. 10, no. 4, pp. 310–318, 2018, doi: 10.1504/ijehv.2018.10019572.
- [35] “NEW CITROËN Ë-BERLINGO VAN ELECTRIC.” Consultado: Dec. 02, 2024. [Online]. Disponível: https://www.citroen.co.uk/content/dam/citroen/uk/b2c/tools/brochure/pdf/brochure_s/Citroen-Berlingo-Van-Brochure-January-2023.pdf
- [36] “Veículos elétricos ALKE’.” Consultado: Dec. 02, 2024. [Online]. Disponível: <https://www.alke.pt/doc/alke-atx-veiculos-electricos-catalogo-pt.pdf>
- [37] I. Mazin, H. Jorge, and S. Oliveira, “Dissertação High-speed Ravigneaux Planetary Gearbox for an Electric Vehicle,” 2022.
- [38] R. G. . J. K. N. Budynas, “SHIGLEY’S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, NINTH EDITION,” *SHIGLEY’S Mech. Eng. Des. NINTH Ed.*, vol. 44, no. 8, 2011.
- [39] E. Mehrdad, G. Yimin, S. Longo, and K. Ebrahimi, *Modern Electric, Hybrid Electric*, THIRD EDIT. Taylor & Francis, 2018.
- [40] EMMA ARFA GRUNDITZ, “Dissertação Design and Assessment of Battery Electric Vehicle Powertrain, with Respect to Performance, Energy Consumption and Electric Motor Thermal Capability,” CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, 2016.
- [41] “Dados técnicos ALKÉ vehicles.” Consultado: Nov. 15, 2024. [Online]. Disponível: <https://www.alke.pt/veiculos-eletricos-atx340e>
- [42] U.S. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), “Technical Support Document : Final Rulemaking for Model Years 2024-2026 Light- Duty Vehicle Corporate Average Fuel Economy Standards March 2022 Table of Contents,” no. March, 2022.
- [43] Applications Electric Transportation, “1999 EV America Specifications,” pp. 1–28, 1999.
- [44] Câmara Municipal do Porto, “Estratégia para uma rede de circuitos cicláveis para o

- Grande Porto,” pp. 1–17, 2014, [Online]. Disponível: http://www.cm-porto.pt/assets/misc/img/PDM/Revisao_PDM/Estudos_base/Rede_de_circuitos_ciclav eis_Caso_do_Porto_2014.pdf
- [45] “Wmagnet Drive System.” Consultado: Oct. 23, 2024. [Online]. Disponível: <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h9f/hdc/WEG-WMO-w22-magnet-european-market-50020762-brochure-english-web.pdf>
- [46] “Electric Drive Motors - BorgWarner.” Consultado: Mar. 23, 2025. [Online]. Disponível: <https://www.borgwarner.com/technologies/electric-drive-motors#:~:text=180 Permanent Magnet Synchronous Drive Motor&text=The operating voltage range is,maximum working speed is 18000rpm>
- [47] “TM4 Electric motors.” Consultado: Mar. 23, 2025. [Online]. Disponível: <https://www.danatm4.com/products/electric-motors/>
- [48] “GVM Global Vehicle Motors - for mobile applications.”
- [49] Y. Liang and H. Du, “Multi-Objective Optimization of Gear Ratios in Two-Speed Dual Clutch Transmissions for Electric Vehicles,” *Transp. Res. Procedia*, vol. 70, pp. 146–153, 2023, doi: 10.1016/j.trpro.2023.11.013.
- [50] C. D. P. Rodrigues, “Dissertação Design of a high-speed transmission for an electric vehicle,” 2018.
- [51] H. J. Stadtfeld, “The Hunting Tooth & its Effect on Break-In,” *Gear Technol.*, no. February, pp. 54–57, 2021, [Online]. Disponível: <https://www.geartechnology.com/ext/resources/issues/0121x/Hunting-Tooth.pdf>
- [52] “ISO 6336-6:2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears – part 6: Calculation of service life under variable load.”
- [53] T. V. Vidinha, “Dissertação Concepção de um Sistema de Transmissão de Alta Velocidade para um Veículo Eléctrico com 50 kW de Potência,” 2017.
- [54] “Novas normas para valores de consumo.” Consultado: Apr. 21, 2025. [Online]. Disponível: <https://www.volkswagen-comerciais.pt/apos-venda/informacao-aocliente/o-que-e-o-wltp>
- [55] T. Tobie, F. Hippenstiel, and H. Mohrbacher, “Optimizing gear performance by alloy modification of carburizing steels,” *Metals (Basel)*, vol. 7, no. 10, 2017, doi: 10.3390/met7100415.
- [56] “DIN 780 Part 1. Modules for Spur Gears.”
- [57] Dudley, *Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*. Taylor & Francis, 2012.
- [58] “DIN-3990-11. Application Standard for Industrial Gears; Detailed Method.”
- [59] “ISO 10064-4. Cylindrical gears — Code of inspection practice.”
- [60] Ortlinghaus, “Electromagnetically actuated clutches and brakes.” Consultado: Apr. 25, 2025. [Online]. Disponível: <http://ortlinghaus.at>
- [61] “WARNER ELECTRIC.” Consultado: Apr. 25, 2025. [Online]. Disponível: <https://www.warnerelectric.com/warner-ecatalog>
- [62] “DIN 509:2022-12. Technical product documentation - Relief grooves - Types,

- dimensions and tolerances.” DIN Media GmbH, Berlin, Dec. 2022. doi: 10.31030/3386433.
- [63] SKF, “Selecting a suitable oil.” Consultado: Mar. 31, 2025. [Online]. Disponível: <https://www.skf.com/sg/products/super-precision-bearings/principles/bearing-selection-process/lubrication/suitable-oil>
- [64] “ISO 281:2007. Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life.” [Online]. Disponível: <https://www.iso.org/standard/38102.html>
- [65] “ISO 4406:2021. Hydraulic fluid power — Fluids — Method for coding the level of contamination by solid particles.”
- [66] C. J. Goncalves and Ribas, “Dissertação Influence of geometry, surface roughness, operating conditions on mild wear in lubricated gear transmissions,” 2016.
- [67] M. Correia, “Dissertação Power Loss Modelling of a Rear Axle Transmission with Experimental Study of No-Load Losses,” 2017.
- [68] L. Hildebrand, S. Genuin, T. Lohner, and K. Stahl, “Numerical analysis of the heat transfer of gears under oil dip lubrication,” *Tribol. Int.*, vol. 195, no. February, 2024, doi: 10.1016/j.triboint.2024.109652.
- [69] W. N. Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, *Automotive Transmissions Fundamentals, Selection, Design and Application*. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16214-5>.
- [70] SKF, “Arrangements and their bearing types.” Consultado: Jul. 29, 2025. [Online]. Disponível: <https://www.skf.com/ng/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-type-and-arrangement/arrangements-and-their-bearing-types>

Declaração de Integridade

Declaro ter conduzido este trabalho académico com integridade. Não plagiei ou apliquei qualquer forma de uso indevido de informações ou falsificação de resultados ao longo do processo que levou à sua elaboração.

Declaro que o trabalho apresentado neste documento é original e de minha autoria, não tendo sido utilizado anteriormente para nenhum outro fim.

Declaro ainda que tenho pleno conhecimento do Código de Conduta Ética do P.PORTO.

NOME: André Caprichoso Carvalho

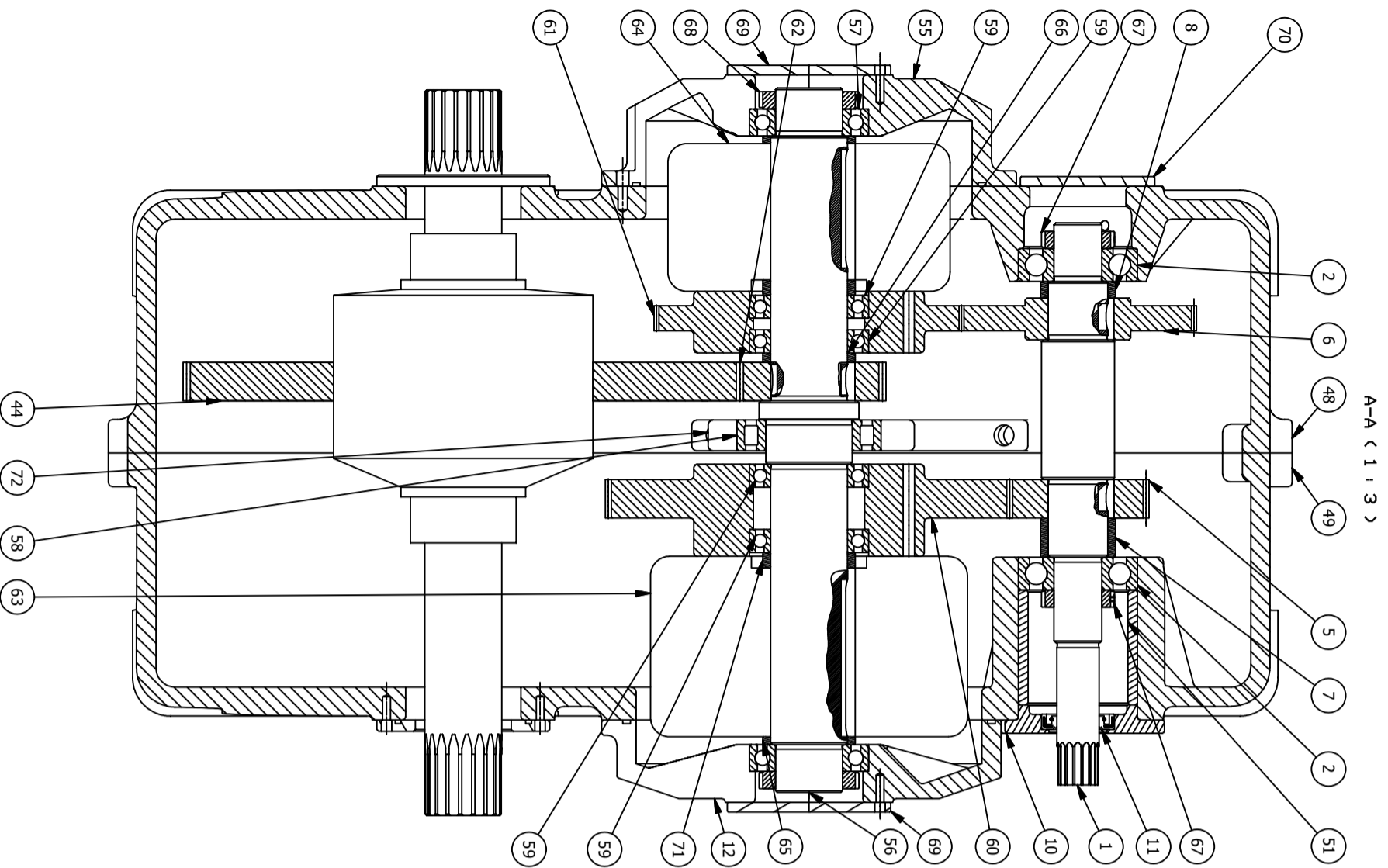
ISEP, Porto, 13 de setembro de 2025

APÊNDICES

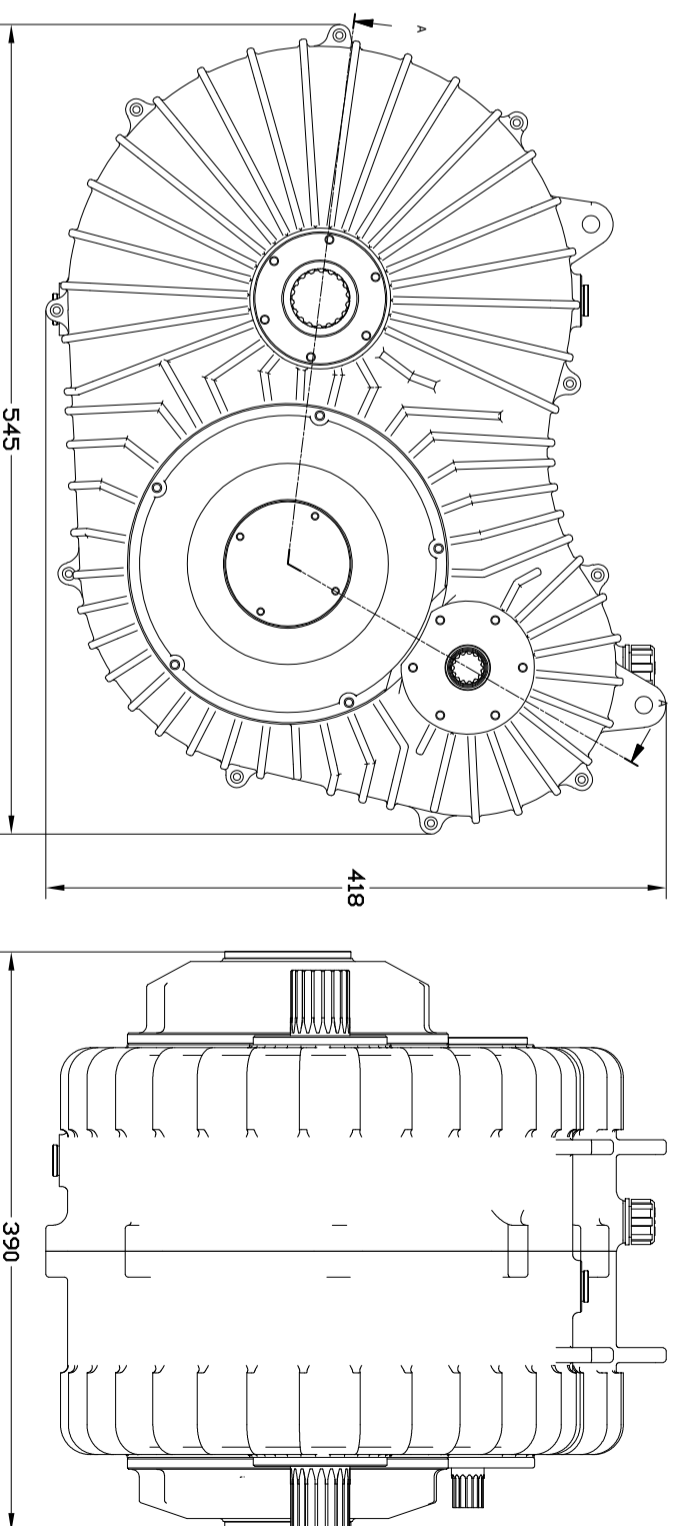
Os apêndices presentes nesta dissertação são compostos por:

- Apêndice A - Desenho de conjunto da caixa de velocidades;
- Apêndice B - Relatório de cálculo da engrenagem Z1/Z3, do *KISSsoft*®;
- Apêndice C - Relatório de cálculo da engrenagem Z2/Z4, do *KISSsoft*®;
- Apêndice D - Relatório de cálculo da engrenagem Z5/Z6, do *KISSsoft*®;
- Apêndice E - Relatório de cálculo do veio de entrada para a primeira velocidade, do *KISSsoft*®;
- Apêndice F - Relatório de cálculo do veio de entrada para a segunda velocidade, do *KISSsoft*®;
- Apêndice G - Relatório de cálculo do veio de saída para a primeira velocidade, do *KISSsoft*®;
- Apêndice H - Relatório de cálculo do veio de saída para a segunda velocidade, do *KISSsoft*®;

Apêndice A Desenho de conjunto da caixa de velocidades



A-A (1 : 3)



72	1	1190374_023	APÍDIO CENTRAR DO CARTER	G-AISI9CU3
71	2	1190374_022	CASQUILHO ESPAÇADOR	C45
70	1	1190374_021	TAMPA DE INSPEÇÃO DO VEIO DE ENTRADA	G-AISI9CU3
69	2	1190374_020	TAMPA DE INSPEÇÃO DO VEIO DE SAÍDA	G-AISI9CU3
68	2	SKF KMK 7	PORCA DE FIXAÇÃO	
67	2	SKF KMK 5	PORCA DE FIXAÇÃO	
66	1	1190374_018	CASQUILHO ESPAÇADOR	C45
65	2	1190374_017	CASQUILHO ESPAÇADOR	C45
64	1	0010-057-27-004000	EMBRALAGEM ELETROMAGNÉTICA	
63	1	0010-057-32-004000	EMBRALAGEM ELETROMAGNÉTICA	
62	1	1190374_016	RDDA Z5	18CrNiMo7-6
61	1	1190374_015	RDDA Z4	18CrNiMo7-6
60	1	1190374_014	RDDA Z3	18CrNiMo7-6
59	4	SKF 61908	ROLAMENTO RÍGIDO DE ESFERAS	
58	1	SKF NJ 1009 BCP	ROLAMENTO DE RÓLOS CILÍNDRICOS	
57	2	SKF 6007	ROLAMENTO RÍGIDO DE ESFERAS	
56	1	1190374_013	VEIO DE SAÍDA	34CrNiMo6
55	1	1190374_012	TAMPA VEIO SAÍDA DIREITA	G-AISI9CU3
51	1	1190374_011	CASQUILHO ESPAÇADOR	C45
49	1	1190374_010	Metade esquerda do cárter	G-AISI9CU3
48	1	1190374_009	Metade direita do cárter	G-AISI9CU3
44	1	1190374_008	RDDA Z6	18CrNiMo7-6
12	1	1190374_007	TAMPA VEIO SAÍDA ESQUERDA	G-AISI9CU3
11	1	SKF 22X38X8 HMSA10 V	VEDANTE DE VEIO	
10	1	1190374_006	TAMPA VEIO DE ENTRADA	G-AISI9CU3
8	1	1190374_005	CASQUILHO ESPAÇADOR	C45
7	1	1190374_004	CASQUILHO ESPAÇADOR	C45
6	1	1190374_003	RDDA Z2	18CrNiMo7-6
5	1	1190374_002	RDDA Z1	18CrNiMo7-6
2	2	SKF 6305	ROLAMENTO RÍGIDO DE ESFERAS	
1	1	1190374_001	VEIO DE ENTRADA	34CrNiMo6
ITEM	QTD	REFERÊNCIA	DESIGNAÇÃO	MATERIAL

LISTA DE PEÇAS

Referência/doc	Designação	Revisão
1190374/PROJ01	CADIA DE DUAS VELOCIDADES PARA VEÍCULO ELÉTRICO	0
Material		
Tratamento		
Massa		
Tolerâncias Dimensionais Gerais ISO 2768 - mK		
Tolerâncias de Construção Soldada ISO 15920 - c		
Autor	Data	Verificado
André Carvalho	28/08/2025	
Data		
Aprovado		
Data		
Escala	Formato	Nº Folha
1:5	A3	1/1
Un. Medida Norm		
mm		

Apêndice B - Relatório de cálculo da engrenagem Z1/Z3, do *KISSsoft*[®]

Cylindrical gear pair, helical

z1z3


Changed on	11.09.2025, 11:32:45
Changed by	andre

Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto
(4752)
KISSsoft Release 2023 -SP1

Contents

1	Messages	3
2	Overview	3
3	Tooth geometry	3
4	Materials	3
4.1	Gear roughness	4
4.2	Lubrication	4
5	Geometry	4
5.1	Reference profiles	4
5.2	Basic data	4
5.3	Diameters and their allowances	5
5.4	Tip clearances and tooth heights	5
5.5	Roll angle	5
5.6	Tooth thickness and pitch	6
5.7	Sliding	6
5.8	Contact ratios	6
6	General influence factors	6
6.1	Forces and circumferential speed	7
6.2	Contact stiffness	7
6.3	Calculation of K factors	7
6.4	K factors	7
7	Calculation of tooth root strength (fracture)	8
7.1	Safety factors	8
8	Calculation of flank strength (pitting)	8
8.1	Safety factors	9
9	Micropitting	9
10	Scuffing load capacity	9
10.1	Flash temperature-criteria	9
10.2	Integral temperature-criteria	9
11	Measurements for tooth thickness	10
11.1	Tooth thickness tolerances	10
11.2	Base tangent lengths	10
11.3	Measurement over balls and pins	10
11.4	Tooth thickness	10
11.5	Backlash	10
12	Toothing tolerances	11
13	Modifications and determination of the tooth form	11
13.1	Data for the tooth form calculation	11
14	Supplementary data	11
14.1	Masses, stiffnesses and moments of inertia	11
14.2	Wear, power loss, sound pressure level	11
14.3	Indications for the manufacturing by wire cutting	12
15	Service life, damage	12
15.1	Damage	12
16	Reliability calculation	12
16.1	Calculation method	12
16.2	Factors	12
16.3	Resulting reliabilities and service lives	12
17	Remarks	13
17.1	Conventions	13
17.2	Calculations and factors	13

1 Messages

 Calculation is consistent.

2 Overview

Calculation method	ISO 6336:2019		
Drawing or article number:			
Gear 1:	0.000.0		
Gear 2:	0.000.0		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Power (kW)	[P]	46.030	
Speed (1/min)	[n]	4284.2	1460.5
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	1177.285	401.347
Torque (Nm)	[T]	102.6	301.0
Application factor	[KA]	1.25	
Required service life (h)	[H]	4580.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank Gear 1:	Left flank		
Gear 1 direction of rotation:	Counterclockwise		

3 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Center distance (mm)	[a]	140.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	1.5000	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	18.0000	
Number of teeth	[z]	45	132
Facewidth (mm)	[b]	20.00	20.00
Hand of gear		right	left
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A6	A6
Inner diameter (mm)	[di]	31.00	62.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

4 Materials

Gear 1

Own input, 18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 30\text{HRC}$

Gear 2

Own input, 18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 30\text{HRC}$

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, Life factors Z_{NT} and $Y_{NT} \geq 0.85$			
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	500.00	500.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00

4.1 Gear roughness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Arithmetic mean roughness value R_a , flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Arithmetic mean roughness value R_a , root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean peak-to-valley roughness R_z , flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean peak-to-valley roughness R_z , root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

4.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication		
Type of oil	ISO-VG 220		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm^2/s)	[v40]	220.00	
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm^2/s)	[v100]	17.50	
Specific density at 15°C (kg/dm^3)	[ρ]	0.895	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	

5 Geometry

5.1 Reference profiles

Gear reference profile 1

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[pfP*]	0.380
	[pfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[α prP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[α KP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.602 / 0.606

Gear reference profile 2

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[pfP*]	0.380
	[pfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[α prP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[α KP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.587 / 0.589

5.1.1 Information on final machining

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius reference profile	[pfP*]	0.380	0.380
Addendum reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[α prP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[α KP]	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief by running in (μm)	[Ca L/R]	2.0 / 2.0	2.0 / 2.0

5.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	-2.933
Gear ratio	[u]	2.933
Transverse module (mm)	[mt]	1.577
Transverse pressure angle (°)	[α t]	20.942

Working pressure angle (°)	[awt]	21.385
(°)	[awt.e/i]	21.406 /21.364
Working pressure angle at normal section (°)	[awn]	20.421
Base helix angle (°)	[βb]	16.881
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	18.050
Reference center distance (mm)	[ad]	139.582
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.2818

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Profile shift coefficient	[x]	0.2096	0.0722
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.1455/0.1089	-0.0148/-0.0606
Virtual gear no. of teeth	[zn]	51.673	151.574
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	3.091	3.143

5.3 Diameters and their allowances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Reference diameter (mm)	[d]	70.974	208.190
Base diameter (mm)	[db]	66.285	194.437
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.004	-0.004
Tip diameter (mm)	[da]	74.594	211.398
(mm)	[da.e/i]	74.594 /74.564	211.398 /211.352
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.030	0.000 /-0.046
Tip form diameter (mm)	[dFa]	74.594	211.398
(mm)	[dFa.e/i]	74.594 /74.564	211.398 /211.352
Active tip diameter (mm)	[dNa]	74.594	211.398
(mm)	[dNa.e/i]	74.594 /74.564	211.398 /211.352
V-Circle diameter (mm)	[dv]	71.602	208.406
(mm)	[dv.e/i]	71.410 /71.300	208.145 /208.008
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	71.186	208.814
(mm)	[dw.e/i]	71.197 /71.176	208.843 /208.784
Root diameter (mm)	[df]	67.852	204.656
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	67.660 /67.550	204.395 /204.258
Active root diameter (mm)	[dNf]	68.991	205.946
(mm)	[dNf.e/i]	69.054 /68.961	206.004 /205.910
Root form diameter (mm)	[dFf]	68.882	205.535
(mm)	[dFf.e/i]	68.737 /68.657	205.299 /205.176

5.4 Tip clearances and tooth heights

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.375	0.375
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.609 /0.485	0.569 /0.451
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.199 /0.112	0.414 /0.305
Addendum, $m_n(h_{ap}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	1.810	1.604
(mm)	[ha.e/i]	1.810 /1.795	1.604 /1.581
Dedendum, $m_n(h_{fp}^*-x)$ (mm)	[hf]	1.561	1.767
(mm)	[hf.e/i]	1.657 /1.712	1.897 /1.966
Tooth height (mm)	[h]	3.371	3.371

5.5 Roll angle

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	29.574 /29.517	24.448 /24.413
Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	16.733 /16.442	20.055 /19.971
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	15.728 /15.462	19.417 /19.304

5.6 Tooth thickness and pitch

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.7234	1.6233
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.117	1.225
(mm)	[san.e/i]	1.058 /1.002	1.148 /1.078
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	1.117	1.225
(mm)	[sFan.e/i]	1.058 /1.002	1.148 /1.078
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	1.148	1.054
(mm)	[efn.e/i]	1.173 /1.188	1.065 /1.071
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	4.955	4.955
Base pitch (mm)	[pbt]	4.628	4.628
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	4.628	4.628
Lead height (mm)	[pz]	686.232	2012.949
Axial pitch (mm)	[px]	15.250	15.250

5.7 Sliding

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	2.484	2.053
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.324	0.324
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.478	-0.478
Mean specific sliding	[ζm]		0.324
Sliding factor on tip	[Kga]	0.156	0.129
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.129	-0.156

5.8 Contact ratios

		----- Pair -----	
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	30.935	
Transverse contact ratio	[εα]	1.630	
	[εα.e/m/i]	1.642 /1.620/ 1.598	
Overlap ratio	[εβ]	1.312	
Total contact ratio	[εγ]	2.941	
	[εγ.e/m/i]	2.953 /2.931/ 2.910	
Length of path of contact (mm)	[ga]	7.541	
(mm)	[ga.e/i]	7.596 /7.395	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Addendum contact ratio	[ε]	0.892	0.738
	[ε.e/i]	0.895 /0.882	0.746 /0.716
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	9.566	41.483
(mm)	[.e/i]	9.511 / 9.679	41.483 /41.424
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	12.479	38.569
(mm)	[.e/i]	12.479 /12.447	38.514 /38.657
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	12.978	38.070
(mm)	[.e/i]	12.964 /12.992	38.029 /38.111
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	14.193	36.855
(mm)	[.e/i]	14.138 /14.307	36.855 /36.797
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	17.107	33.941
(mm)	[.e/i]	17.107 /17.074	33.887 /34.029
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	51.048	
(mm)	[.e/i]	50.993 /51.103	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	70.829	209.180
(mm)	[d-B.e/i]	70.829 /70.806	209.139 /209.244
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	72.108	207.940
(mm)	[d-D.e/i]	72.065 /72.197	207.940 /207.898

6 General influence factors

6.1 Forces and circumferential speed

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	2891.2	
Axial force (N)	[Fa]	939.4	939.4
Radial force (N)	[Fr]	1106.5	1106.5
Normal force (N)	[Fnorm]	3235.1	3235.1
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	144.56	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	2882.6	
Axial force (N)	[Faw]	939.4	939.4
Radial force (N)	[Frw]	1128.8	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	15.92	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	15.97	

6.2 Contact stiffness

Running-in value (μm)	[yp]	0.6
Running-in value (μm)	[yf]	0.6
Correction factor	[CM]	0.800
Gear blank factor	[CR]	1.000
Basic rack factor	[CBS]	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/ μm)	[c']	14.800
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cy α]	21.788
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cy β]	18.520
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.01557
Resonance speed (min ⁻¹)	[nE1]	7938
Resonance ratio (-)	[N]	0.540
Subcritical range		

6.3 Calculation of K factors

Running-in value (μm)	[y α]	0.6
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	40.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	4.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	20.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	4
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']	-1.00
Without stiffening		
Tooth trace deviation (active) (μm)	[F β y]	3.83
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	1.85
fsh (μm)	[fsh]	1.85
B1	[B1]	1.00
fH β 5 (μm)	[fH β 5]	6.50
Tooth without flank line modification		
Position of contact pattern:	favorable	
from production tolerances (μm)	[fma*B2]	12.38
B ₂ =1.00		
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[F β x]	4.50
Running-in value (μm)	[y β]	0.67

6.4 K factors

Dynamic factor	[Kv]	1.206
Width factors		
- Flank	[KH β]	1.163
- Tooth root	[KF β]	1.133
- Scuffing	[KB β]	1.163
Transverse load factors		
- Flank	[KH α]	1.193
- Tooth root	[KF α]	1.193
- Scuffing	[KB α]	1.193
Application factor	[KA]	1.250
Mesh load factor	[Kv]	1.000

7 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	0.1089	-0.0606
Tooth form factor	[YF]	0.90	0.95
Stress correction factor	[YS]	2.17	2.19
Load application angle (°)	[αFen]	20.00	19.97
Load distribution influence factor	[fε]		0.750
Load application diameter, virtual spur gear (mm)	[d _{en}]	78.334	228.063
Load application diameter (mm)	[d _{en}]	71.798	208.891
Bending moment arm (mm)	[hF]	1.45	1.66
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	3.31	3.42
Tooth root radius (mm)	[ρF]	0.73	0.68
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	0.969	1.105
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.206	2.282
Tooth root radius (-)	[ρF/mn]	0.484	0.452
Calculation cross section diameter (mm)	[d _{sFn}]	68.145	204.856
Tangents on calculation cross section (°)	[d _{sFn}]	30.000	30.000
Notch parameter	[q _s]	2.279	2.524
Helix angle factor	[Yβ]		0.988
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	20.00	20.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σF0]	184.94	198.75
Tooth root stress (N/mm ²)	[σF]	376.60	404.72
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.998	1.000
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000
Life factor	[YNT]	0.887	0.907
Y _{drelT} *Y _{RrelT} *Y _X *Y _{NT}		0.847	0.868
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[YST]		2.00
Y _{ST} *σ _{Flim} (N/mm ²)	[σFE]	1000.00	1000.00
Permissible tooth root stress σ _{FG} /SF _{min} (N/mm ²)	[σFP]	605.03	619.67
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]	847.04	867.54

7.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	2.25	2.14
Transmittable power (kW)	[kWRating]	73.95	70.48

8 Calculation of flank strength (pitting)

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Zone factor	[ZH]		2.367
Elasticity factor (√N/mm ²)	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Zε]		0.783
Helix angle factor	[Zβ]		1.025
Effective facewidth (mm)	[beff]	20.00	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σH0]	596.43	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σHw]	862.19	
Coefficient [ZCa] 1.20 (Helical gear sets without flank modifications)			
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.10	1.10
Contact stress (N/mm ²)	[σHB, σHD]	944.48	944.48
Lubricant coefficient for N _L	[ZL]	1.020	1.020
Speed factor at N _L	[ZV]	1.014	1.014
Roughness factor for N _L	[ZR]	0.962	0.962
Material hardening factor for N _L	[ZW]	1.000	1.000
Life factor	[ZNT]	0.908	0.938
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.903	0.933
Limited pitting is permissible:	No		

Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress, $\sigma_{HG}/\sigma_{Hmin}$ (N/mm ²)	[σ_{HP}]	1289.87	1333.16
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σ_{HG}]	1354.36	1399.81

8.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SHmin]	1.05	1.05
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	1.57	1.62
Safety against pressure, σ_{HG}/σ_{HBD} Single contact	[SHBD]	1.43	1.48
Safety regarding transmittable torque	[SHBD ²]	2.06	2.20
Transmittable power (kW)	[kWRating]	85.85	91.71

9 Micropitting

Calculation method according to ISO/TS 6336-22:2018
 Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

10 Scuffing load capacity

Calculation method according to ISO/TS 6336-20/21:2022

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Thermal contact coefficient (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]	8.29	
C_a taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0

		----- Pair -----
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.278
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000
Scuffing test, load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1), 12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	20.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	302.087
$K_{By} = 1.278$, $w_{Bt} \cdot K_{By} = 386.189$		
Angle factor	[X $\alpha\beta$]	0.988
$\epsilon_1 = 0.892$, $\epsilon_2 = 0.738$		

10.1 Flash temperature-criteria

		----- Pair -----
Lubricant factor	[XL]	0.830
Tooth mass temperature (°C)	[θ_{Mi}]	74.99
$\theta_{Mi} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.47 \cdot X_{mp} \cdot \theta_{flm}$		
Average flash temperature (°C)	[θ_{flm}]	10.62
Scuffing temperature (°C)	[θ_S]	348.81
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	0.318
[$\Gamma.A$]= -0.263, [$\Gamma.E$]= 0.318		
Maximum contact temperature (°C)	[θ_B]	100.51
Flash factor (°K ² N ^{-1.75} s ^{0.5} m ^{-1.5} mm)	[XM]	50.058
Approach factor	[XJ]	1.000
Load sharing factor	[X Γ]	0.798
Dynamic viscosity (mPa*s)	[η_M]	41.87 (70.0 °C)
Coefficient of friction	[μ_m]	0.047
Required safety	[SBmin]	2.000
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	9.139

10.2 Integral temperature-criteria

		----- Pair -----
Lubricant factor	[XL]	1.000
Tooth mass temperature (°C)	[θ_{MC}]	75.32
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \theta_{flint}$		
Integral scuffing temperature (°C)	[θ_{Sint}]	360.78
Flash factor (°K ² N ^{-1.75} s ^{0.5} m ^{-1.5} mm)	[XM]	50.058
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000

Contact ratio factor	[Xε]	0.242
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	41.87 (70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[μm]	0.051
Geometry factor	[XBE]	0.151
Meshing factor	[XQ]	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.241
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	7.60
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	86.71
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.161
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]	17.399

11 Measurements for tooth thickness

11.1 Tooth thickness tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070 /-0.110	-0.095 /-0.145

11.2 Base tangent lengths

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Number of teeth spanned	[k]	7.000	17.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	30.089	76.339
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	30.023 /29.986	76.249 /76.202
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.066 /-0.103	-0.089 /-0.136
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	72.237	207.669
> Gear 2: Base tangent length cannot be measured (gear too thin)			

11.3 Measurement over balls and pins

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	2.585	2.522
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	2.750	2.750
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	37.870	106.337
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	37.787 /37.740	106.213 /106.147
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	71.731	208.642
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	75.695	212.675
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	75.530 /75.435	212.426 /212.295
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	75.740	212.675
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	75.575 /75.479	212.426 /212.295
Measurement over 2 pins, free, AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	75.525 /75.430	0.000 /0.000
Measurement over 2 pins, transverse, AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	75.618 /	75.523 0.000 /0.000
Measurement over 3 pins, axial, AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	75.575 /75.479	212.426 /212.295

11.4 Tooth thickness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Reference chordal height from da.m (mm)	[hac]	1.824	1.599
Chordal tooth thickness (mm)	[sc]	2.585	2.435
(mm)	[sc.e/i]	2.515 /2.476	2.340 /2.290
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	2.585	2.435
(mm)	[sn.e/i]	2.515 /2.475	2.340 /2.290

11.5 Backlash

		----- Pair -----
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.016 /-0.016
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.366 /0.203
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.285 /0.158
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	0.253 /0.141
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.020 /-0.020
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	139.777 /139.654
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.223 /-0.346
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	----- Gear 1 ----- Gear 2 ----- 68.485 205.323

Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.126	0.012
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.159	0.125
Torsional angle on input with output fixed:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.4581/0.2549 (0°27'29"/ 0°15'18")	

12 Tothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A6	A6
Single pitch tolerance (µm)	[fpT]	8.00	8.00
Base pitch tolerance (µm)	[fpbT]	7.47	7.47
Sector pitch tolerance (µm)	[Fpz/8T]	17.00	20.00
Profile form tolerance (µm)	[ffαT]	8.00	8.00
Profile slope tolerance (µm)	[fHαT]	6.50	7.00
Profile tolerance, total (µm)	[FαT]	11.00	11.00
Helix form tolerance (µm)	[ffβT]	9.50	10.00
Helix slope tolerance (µm)	[fHβT]	8.50	9.00
Helix tolerance, total (µm)	[FβT]	13.00	13.00
Cumulative pitch tolerance, total (µm)	[FpT]	25.00	30.00
Adjacent pitch difference tolerance (µm)	[fuT]	11.00	12.00
Runout tolerance (µm)	[FrT]	23.00	27.00
Single flank composite tolerance, total (µm)	[FisT]	33.00	38.00
Single flank composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	8.00	8.00
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	27.00	34.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	6.50	6.50
FidT (Fi") and fidT (fi") according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for m _n and d.			
According to ISO 1328-2:2020			
Accuracy grade	[Q]	R38	R39
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	25.00	34.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	10.00	14.00
Axis alignment tolerances recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality 6			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fΣβ]	13.00	(F _β =13.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fΣδ]	26.00	

13 Modifications and determination of the tooth form

13.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.
Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

14 Supplementary data

Maximal possible center distance (eps_a=1.0)	[aMAX]	141.089
--	--------	---------

14.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Mass (kg)	[m]	0.506	4.850
Total mass (kg)	[mGes]	5.356	
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape			
Gears individually ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[J]	0.0003814	0.02856
System (da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	0.003701	

14.2 Wear, power loss, sound pressure level

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:		
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.406
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.014
Average coefficient of friction according to Niemann	[µ _m]	0.045
Wear sliding coef. by Niemann	[ζ _w]	0.527
Loss factor	[HV]	0.069
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.143

Meshing efficiency (%) [ηz] 99.689
 Sound pressure level based on Masuda, without PPTE/δs [dB(A)] 73.812

14.3 Indications for the manufacturing by wire cutting

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Deviation from theoretical tooth trace (μm)	[WireErr]	148.6	50.7
Permissible deviation (μm)	[Fb/2]	6.5	6.5

15 Service life, damage

Required safety for tooth root [S_{Fmin}] 1.4000
 Required safety for tooth flank [S_{Hmin}] 1.0500
 Required service life [H] 4580.0000

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h) [H_{att}] > 1000000

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth root service life (h)	[H _{Fatt}]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[H _{Hatt}]	1e+06	1e+06

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

15.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 4580.0 h)

F ₁ (%)	F ₂ (%)	H ₁ (%)	H ₂ (%)
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

16 Reliability calculation

16.1 Calculation method

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

16.2 Factors

Reliability of material data for σ_{Hlim} (%) [Rσ_{Hlim}] 99.00
 Reliability of material data for σ_{Flim} (%) [Rσ_{Flim}] 99.00

Calculation of coefficients for reliability R(t)

$R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^{\beta})$ (%)

Gear	Type	fac	β	t ₀	T	R(H)
		cycles/h		cycles	cycles	%
1	Tooth root	257049	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
1	Tooth flank	257049	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000
2	Tooth root	87630	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
2	Tooth flank	87630	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000

fac = Number of load cycles per hour

β = Weibull shape parameter

t₀ = Failure-free number of load cycles

T = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability

R(H) = Reliability for required service life

16.3 Resulting reliabilities and service lives

Required service life (h) [H_{min}] 4580.0000
 Reliability R, tooth roots subsystem (%) [R_{subF}] 100.0000
 Reliability R, tooth flanks subsystem (%) [R_{subH}] 100.0000
 Reliability R, gears subsystem (%) [R_{subG}] 100.0000
 Required reliability (%) [R_{min}] 99.0000

Service life H, tooth roots subsystem (h)	[H _{subF}]	> 1'000'000
Service life H, tooth flanks subsystem (h)	[H _{subH}]	> 1'000'000
Service life H, gears subsystem (h)	[H _{subG}]	> 1'000'000

17 Remarks

17.1 Conventions

- Specifications with **.e/i** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.
- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

17.2 Calculations and factors

- Calculation of Z_{β} acc. to Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{\beta} = 1/(\cos(\beta)^{0.5})$
- Details of calculation method:
 - c_v according to Method B
 - K_v according to Method B
 - $K_{H\beta}$ and $K_{F\beta}$ according to Method C
 - f_{ma} according to equation 66, f_{sh} according to 59/60, $F_{\beta x}$ according to 54/55/57
 - K_{Ha} , K_{Fa} according to Method B
- The logarithmically interpolated value must be entered for factors Z_L , Z_V , Z_R , Z_W , Z_X , Y_{drelT} , Y_{RrelT} and Y_X . This value is calculated from the infinite life strength and static strength values, based on the number of load cycles.

End of report (lines: 659)

Apêndice C - Relatório de cálculo da engrenagem Z2/Z4, do *KISSsoft*[®];

Cylindrical gear pair, helical

z2z4


Changed on	11.09.2025, 11:34:49
Changed by	andre

Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto
(4752)
KISSsoft Release 2023 -SP1

Contents

1	Messages	3
2	Overview	3
3	Tooth geometry	3
4	Materials	3
4.1	Gear roughness	4
4.2	Lubrication	4
5	Geometry	4
5.1	Reference profiles	4
5.2	Basic data	5
5.3	Diameters and their allowances	5
5.4	Tip clearances and tooth heights	5
5.5	Roll angle	6
5.6	Tooth thickness and pitch	6
5.7	Sliding	6
5.8	Contact ratios	6
6	General influence factors	7
6.1	Forces and circumferential speed	7
6.2	Contact stiffness	7
6.3	Calculation of K factors	7
6.4	K factors	7
7	Calculation of tooth root strength (fracture)	8
7.1	Safety factors	8
8	Calculation of flank strength (pitting)	8
8.1	Safety factors	9
9	Micropitting	9
10	Scuffing load capacity	9
10.1	Flash temperature-criteria	9
10.2	Integral temperature-criteria	10
11	Measurements for tooth thickness	10
11.1	Tooth thickness tolerances	10
11.2	Base tangent lengths	10
11.3	Measurement over balls and pins	10
11.4	Tooth thickness	10
11.5	Backlash	11
12	Toothing tolerances	11
13	Modifications and determination of the tooth form	11
13.1	Data for the tooth form calculation	11
14	Supplementary data	11
14.1	Masses, stiffnesses and moments of inertia	12
14.2	Wear, power loss, sound pressure level	12
14.3	Indications for the manufacturing by wire cutting	12
15	Service life, damage	12
15.1	Damage	12
16	Reliability calculation	12
16.1	Calculation method	12
16.2	Factors	12
16.3	Resulting reliabilities and service lives	13
17	Remarks	13
17.1	Conventions	13
17.2	Calculations and factors	13

1 Messages

 Calculation is consistent.

2 Overview

Calculation method	ISO 6336:2019		
Drawing or article number:			
Gear 1:	0.000.0		
Gear 2:	0.000.0		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Power (kW)	[P]	46.030	
Speed (1/min)	[n]	4284.2	3284.5
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	1177.285	902.585
Torque (Nm)	[T]	102.6	133.8
Application factor	[KA]	1.25	
Required service life (h)	[H]	4580.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank Gear 1:	Left flank		
Gear 1 direction of rotation:	Counterclockwise		

3 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Center distance (mm)	[a]	140.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	1.2500	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	18.0000	
Number of teeth	[z]	92	120
Facewidth (mm)	[b]	13.00	13.00
Hand of gear		right	left
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A6	A6
Inner diameter (mm)	[di]	36.00	100.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

4 Materials

Gear 1

Own input, 18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

Gear 2

Own input, 18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, Life factors Z_{NT} and $Y_{NT} \geq 0.85$			
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00

Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00
----------------------------------	------	--------	--------

4.1 Gear roughness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Arithmetic mean roughness value R _a , flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Arithmetic mean roughness value R _a , root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean peak-to-valley roughness R _z , flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean peak-to-valley roughness R _z , root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

4.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication		
Type of oil	ISO-VG 220		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm ² /s)	[ν40]	220.00	
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm ² /s)	[ν100]	17.50	
Specific density at 15°C (kg/dm ³)	[ρ]	0.895	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	

5 Geometry

5.1 Reference profiles

Gear reference profile 1

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[pfP*]	0.380
	[pfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.498 /0.500

Gear reference profile 2

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[pfP*]	0.380
	[pfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[αprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.479 /0.479

5.1.1 Information on final machining

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius reference profile	[pfP*]	0.380	0.380
Addendum reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[αprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[αKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief by running in (μm)	[Ca L/R]	2.0 /2.0	2.0 /2.0

5.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	-1.304
Gear ratio	[u]	1.304
Transverse module (mm)	[mt]	1.314
Transverse pressure angle (°)	[αt]	20.942
Working pressure angle (°)	[αwt]	21.659
(°)	[αwt.e/i]	21.679 /21.638
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	20.682
Base helix angle (°)	[βb]	16.881
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	18.082
Reference center distance (mm)	[ad]	139.319
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.5540

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Profile shift coefficient	[x]	0.0000	0.5540
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.0769/-0.1209	0.4496/0.3946
Virtual gear no. of teeth	[zn]	105.642	137.794
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	2.570	2.674

5.3 Diameters and their allowances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Reference diameter (mm)	[d]	120.918	157.719
Base diameter (mm)	[db]	112.931	147.301
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.011	-0.011
Tip diameter (mm)	[da]	123.396	161.582
(mm)	[da.e/i]	123.396 /123.356	161.582 /161.542
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.040	0.000 /-0.040
Tip form diameter (mm)	[dFa]	123.396	161.582
(mm)	[dFa.e/i]	123.396 /123.356	161.582 /161.542
Active tip diameter (mm)	[dNa]	123.396	161.582
(mm)	[dNa.e/i]	123.396 /123.356	161.582 /161.542
V-Circle diameter (mm)	[dv]	120.918	159.104
(mm)	[dv.e/i]	120.726 /120.616	158.843 /158.706
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	121.509	158.491
(mm)	[dw.e/i]	121.527 /121.492	158.513 /158.468
Root diameter (mm)	[df]	117.793	155.979
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	117.601 /117.491	155.718 /155.581
Active root diameter (mm)	[dNf]	118.814	156.753
(mm)	[dNf.e/i]	118.878 /118.780	156.824 /156.716
Root form diameter (mm)	[dFf]	118.598	156.631
(mm)	[dFf.e/i]	118.435 /118.343	156.385 /156.256

5.4 Tip clearances and tooth heights

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.312	0.312
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.551 /0.423	0.503 /0.388
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.268 /0.173	0.284 /0.166
Addendum, $m_n(h_{aP}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	1.239	1.931
(mm)	[ha.e/i]	1.239 /1.219	1.931 /1.911
Dedendum, $m_n(h_{fP}^*-x)$ (mm)	[hf]	1.563	0.870
(mm)	[hf.e/i]	1.659 /1.714	1.001 /1.069
Tooth height (mm)	[h]	2.801	2.801

5.5 Roll angle

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	25.232 /25.181	25.834 /25.797
Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	18.838 /18.679	20.933 /20.810
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	18.106 /17.950	20.430 /20.280

5.6 Tooth thickness and pitch

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.5708	1.9740
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.021	0.973
(mm)	[san.e/i]	0.966 /0.909	0.893 /0.825
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	1.021	0.973
(mm)	[sFan.e/i]	0.966 /0.909	0.893 /0.825
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.914	0.842
(mm)	[efn.e/i]	0.928 /0.935	0.849 /0.853
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	4.129	4.129
Base pitch (mm)	[pbt]	3.856	3.856
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	3.856	3.856
Lead height (mm)	[pZ]	1169.137	1524.961
Axial pitch (mm)	[px]	12.708	12.708

5.7 Sliding

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.936	3.139
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.174	0.275
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.379	-0.210
Mean specific sliding	[ζm]		0.236
Sliding factor on tip	[Kga]	0.071	0.115
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.115	-0.071

5.8 Contact ratios

		----- Pair -----	
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	22.358	
Transverse contact ratio	[εα]	1.661	
	[εα.e/m/i]	1.675 /1.648/ 1.621	
Overlap ratio	[εβ]	1.023	
Total contact ratio	[εγ]	2.684	
	[εγ.e/m/i]	2.698 /2.671/ 2.644	
Length of path of contact (mm)	[ga]	6.404	
(mm)	[ga.e/i]	6.458 /6.251	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Addendum contact ratio	[ε]	0.633	1.027
	[ε.e/i]	0.640 /0.614	1.035 /1.007
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	18.462	33.209
(mm)	[.e/i]	18.408 /18.565	33.209 /33.160
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	21.010	30.661
(mm)	[.e/i]	21.010 /20.960	30.607 /30.765
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	22.423	29.248
(mm)	[.e/i]	22.400 /22.447	29.217 /29.278
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	22.319	29.352
(mm)	[.e/i]	22.264 /22.421	29.352 /29.304
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	24.866	26.805
(mm)	[.e/i]	24.866 /24.816	26.751 /26.909
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	51.671	
(mm)	[.e/i]	51.617 /51.725	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	120.495	159.556
(mm)	[d-B.e/i]	120.495 /120.460	159.514 /159.636
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	121.432	158.568
(mm)	[d-D.e/i]	121.393 /121.508	158.568 /158.532

6 General influence factors

6.1 Forces and circumferential speed

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	1697.0	
Axial force (N)	[Fa]	551.4	551.4
Radial force (N)	[Fr]	649.4	649.4
Normal force (N)	[Fnorm]	1898.9	1898.9
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	130.54	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	1688.8	
Axial force (N)	[Faw]	551.4	551.4
Radial force (N)	[Frw]	670.6	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	27.12	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	27.26	

6.2 Contact stiffness

Running-in value (μm)	[yp]	0.6
Running-in value (μm)	[yf]	0.6
Correction factor	[CM]	0.800
Gear blank factor	[CR]	1.000
Basic rack factor	[CBS]	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/ μm)	[c']	15.111
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[c $\gamma\alpha$]	22.598
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[c $\gamma\beta$]	19.208
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.03036
Resonance speed (min-1)	[nE1]	2832
Resonance ratio (-)	[N]	1.513
Overcritical range		

6.3 Calculation of K factors

Running-in value (μm)	[y α]	0.6
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	26.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	2.600
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	13.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	4
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']	-1.00
Without stiffening		
Tooth trace deviation (active) (μm)	[F β y]	3.61
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	2.06
fsh (μm)	[fsh]	2.06
B1	[B1]	1.00
fH β 5 (μm)	[fH β 5]	6.00
Tooth without flank line modification		
Position of contact pattern: from production tolerances (μm)	favorable [fma*B2]	11.67
B ₂ =1.00		
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[F β x]	4.25
Running-in value (μm)	[y β]	0.64

6.4 K factors

Dynamic factor	[Kv]	1.388
Width factors		
- Flank	[KH β]	1.153
- Tooth root	[KF β]	1.118
- Scuffing	[KB β]	1.153
Transverse load factors		
- Flank	[KH α]	1.187
- Tooth root	[KF α]	1.187

- Scuffing	[KBa]	1.187
Application factor	[KA]	1.250
Mesh load factor	[Kv]	1.000

7 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	-0.1209	0.3946
Tooth form factor	[YF]	0.92	0.86
Stress correction factor	[YS]	2.14	2.39
Load application angle (°)	[αFen]	19.56	20.81
Load distribution influence factor	[fε]		0.743
Load application diameter, virtual spur gear (mm)	[d _{en}]	132.328	173.828
Load application diameter (mm)	[d _{en}]	121.193	159.304
Bending moment arm (mm)	[hF]	1.29	1.30
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	2.80	2.90
Tooth root radius (mm)	[ρF]	0.61	0.50
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	1.035	1.043
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.243	2.323
Tooth root radius (-)	[ρF/mn]	0.486	0.402
Calculation cross section diameter (mm)	[d _{sFn}]	118.003	156.053
Tangents on calculation cross section (°)	[α _{sFn}]	30.000	30.000
Notch parameter	[q _s]	2.308	2.892
Helix angle factor	[Yβ]		0.988
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	13.00	13.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σF0]	203.03	211.31
Tooth root stress (N/mm ²)	[σF]	467.36	486.42
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.998	1.004
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000
Life factor	[YNT]	0.887	0.892
Y _{drelT} *Y _{RrelT} *Y _X *Y _{NT}		0.847	0.856
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[YST]		2.00
Y _{ST} *σ _{Flim} (N/mm ²)	[σFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress σ _{FG} /SF _{min} (N/mm ²)	[σFP]	520.47	526.09
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]	728.66	736.53

7.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	1.56	1.51
Transmittable power (kW)	[kWRating]	51.26	49.78

8 Calculation of flank strength (pitting)

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Zone factor	[ZH]		2.351
Elasticity factor (√N/mm ²)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zε]		0.776
Helix angle factor	[Zβ]		1.025
Effective facewidth (mm)	[beff]		13.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σH0]		490.30
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σHw]		755.55
Coefficient [fZCa] 1.20 (Helical gear sets without flank modifications)			
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.10	1.10
Contact stress (N/mm ²)	[σHB, σHD]	827.66	827.66
Lubricant coefficient for N _L	[ZL]	1.020	1.020
Speed factor at N _L	[ZV]	1.030	1.030
Roughness factor for N _L	[ZR]	0.969	0.969

Material hardening factor for N _L	[ZW]	1.000	1.000
Life factor	[ZNT]	0.908	0.915
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.924	0.931
Limited pitting is permissible:	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress, σ _{HG} /SH _{min} (N/mm ²)	[σHP]	1319.72	1330.52
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σHG]	1385.70	1397.04

8.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SHmin]	1.05	1.05
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	1.83	1.85
Safety against pressure, σ _{HG} /σ _{HBD} Single contact	[SHBD]	1.67	1.69
Safety regarding transmittable torque	[SHBD ²]	2.80	2.85
Transmittable power (kW)	[kWRating]	117.03	118.95

9 Micropitting

Calculation method according to ISO/TS 6336-22:2018
 Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

10 Scuffing load capacity

Calculation method according to ISO/TS 6336-20/21:2022

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Thermal contact coefficient (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]	7.22	
C _a taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0
		----- Pair -----	
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.252	
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000	
Scuffing test, load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1), 12	
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000	
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	13.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	309.986	
K _{By} = 1.252, w _{Bt} *K _{By} = 388.000			
Angle factor	[Xαβ]	0.992	
ε ₁ = 0.633, ε ₂ = 1.027			

10.1 Flash temperature-criteria

		----- Pair -----
Lubricant factor	[XL]	0.830
Tooth mass temperature (°C)	[θMi]	73.51
θ _{Mi} = θ _{oil} + X _S *0.47*X _{mp} *θ _{flm}		
Average flash temperature (°C)	[θflm]	7.47
Scuffing temperature (°C)	[θS]	348.81
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.177
[Γ.A]= -0.177, [Γ.E]= 0.109		
Maximum contact temperature (°C)	[θB]	91.64
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{-0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058
Approach factor	[XJ]	1.025
Load sharing factor	[XΓ]	0.628
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	41.87 (70.0 °C)
Coefficient of friction	[μ _m]	0.040
Required safety	[SBmin]	2.000
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	12.883

10.2 Integral temperature-criteria

		----- Pair -----	
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	73.76	
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S \cdot 0.70 \cdot \theta_{flaint}$			
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	360.78	
Flash factor (°K*N ⁻¹ ·75*s ^{1.5} *m ^{-1.5} *mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xε]	0.375	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	41.87 (70.0 °C)	
Mean coefficient of friction	[μ _m]	0.041	
Geometry factor	[XBE]	0.069	
Meshing factor	[XQ]	0.968	
Tip relief factor	[XCa]	1.336	
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	5.38	
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	81.83	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.409	
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]	24.581	

11 Measurements for tooth thickness

11.1 Tooth thickness tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070 /-0.110	-0.095 /-0.145

11.2 Base tangent lengths

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Number of teeth spanned	[K]	12.000	17.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	44.295	63.785
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	44.229 /44.192	63.696 /63.649
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.066 /-0.103	-0.089 /-0.136
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	120.595	159.405
> Gear 1: Base tangent length cannot be measured (gear too thin)			
> Gear 2: Base tangent length cannot be measured (gear too thin)			

11.3 Measurement over balls and pins

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	2.101	2.147
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	2.500	2.500
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	62.622	81.661
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	62.534 /62.483	81.545 /81.483
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	121.609	159.592
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	125.243	163.323
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	125.067 /124.966	163.089 /162.966
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	125.243	163.323
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	125.067 /124.966	163.089 /162.966
Measurement over 3 pins, axial, AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	125.067 /124.966	163.089 /162.966

11.4 Tooth thickness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Reference chordal height from da.m (mm)	[hac]	1.236	1.930
Chordal tooth thickness (mm)	[sc]	1.963	2.467
(mm)	[sc.e/i]	1.894 /1.854	2.373 /2.323
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	1.963	2.468
(mm)	[sn.e/i]	1.893 /1.853	2.373 /2.323

11.5 Backlash

		----- Pair -----	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.016 /-0.016	
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.362 /0.201	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.285 /0.158	
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	0.253 /0.141	
Center distance allowances (mm)		[Aa.e/i]	0.020 /-0.020
Backlash free center distance (mm)		[aControl.e/i]	139.779 /139.658
Backlash free center distance, allowances (mm)		[jta]	-0.221 /-0.342
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	118.247	156.124
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.094	-0.130
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.101	0.067
Torsional angle on input with output fixed:			
Total torsional angle (°)	[j:tSys]	0.2691/0.1494 (0°16'9"/ 0°8'58")	

12 Toothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A6	A6
Single pitch tolerance (µm)	[fpT]	8.00	8.00
Base pitch tolerance (µm)	[fpbT]	7.47	7.47
Sector pitch tolerance (µm)	[Fpz/8T]	18.00	18.00
Profile form tolerance (µm)	[ffαT]	8.00	8.00
Profile slope tolerance (µm)	[fHαT]	6.50	6.50
Profile tolerance, total (µm)	[FαT]	10.00	10.00
Helix form tolerance (µm)	[ffβT]	9.00	9.00
Helix slope tolerance (µm)	[fHβT]	8.00	8.50
Helix tolerance, total (µm)	[FβT]	12.00	12.00
Cumulative pitch tolerance, total (µm)	[FPt]	27.00	28.00
Adjacent pitch difference tolerance (µm)	[fuT]	11.00	11.00
Runout tolerance (µm)	[FrT]	24.00	26.00
Single flank composite tolerance, total (µm)	[FisT]	35.00	36.00
Single flank composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	7.50	7.50
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	27.00	34.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	6.50	6.50
FidT (Fi") and fidT (fi") according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for m _n and d.			
According to ISO 1328-2:2020			
Accuracy grade	[Q]	R38	R39
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	26.00	32.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	11.00	14.00
Axis alignment tolerances recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality 6			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fΣβ]	12.00	(F _β =12.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fΣδ]	24.00	

13 Modifications and determination of the tooth form

13.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.
Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

14 Supplementary data

Maximal possible center distance (eps_a=1.0)	[aMAX]	140.960
--	--------	---------

14.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Mass (kg)	[m]	1.059	1.216
Total mass (kg)	[mGes]	2.275	
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape			
Gears individually ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[J]	0.00210	0.00535
System (da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	0.00524	

14.2 Wear, power loss, sound pressure level

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:		
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.792
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.007
Average coefficient of friction according to Niemann	[μ _m]	0.035
Wear sliding coef. by Niemann	[ζ _w]	0.392
Loss factor	[HV]	0.050
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.082
Meshing efficiency (%)	[ηz]	99.823
Sound pressure level based on Masuda, without PPTe/δs	[dB(A)]	74.536

14.3 Indications for the manufacturing by wire cutting

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Deviation from theoretical tooth trace (μm)	[WireErr]	36.9	28.3
Permissible deviation (μm)	[Fb/2]	6.0	6.0

15 Service life, damage

Required safety for tooth root	[S _{Fmin}]	1.4000
Required safety for tooth flank	[S _{Hmin}]	1.0500
Required service life	[H]	4580.0000

Service life (calculated with required safeties):
System service life (h) [H_{att}] > 1000000

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth root service life (h)	[H _{Fat}]	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[H _{Hatt}]	1e+06	1e+06

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

15.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 4580.0 h)

F ₁ (%)	F ₂ (%)	H ₁ (%)	H ₂ (%)
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

16 Reliability calculation

16.1 Calculation method

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

16.2 Factors

Reliability of material data for σ _{Hlim} (%)	[Rσ _{Hlim}]	99.00
Reliability of material data for σ _{Flim} (%)	[Rσ _{Flim}]	99.00

Calculation of coefficients for reliability R(t)
R(t) = 100 * Exp(-((t*fac - t₀)/(T - t₀))^β) (%)

Gear	Type	fac	β	t ₀	T	R(H)
		cycles/h		cycles	cycles	%

1	Tooth root	257049	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
1	Tooth flank	257049	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000
2	Tooth root	197071	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
2	Tooth flank	197071	1.500e+00	8.778e+29	3.501e+30	100.0000

fac = Number of load cycles per hour

β = Weibull shape parameter

t_0 = Failure-free number of load cycles

T = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability

R(H) = Reliability for required service life

16.3 Resulting reliabilities and service lives

Required service life (h)	[H _{min}]	4580.0000
Reliability R, tooth roots subsystem (%)	[R _{subF}]	100.0000
Reliability R, tooth flanks subsystem (%)	[R _{subH}]	100.0000
Reliability R, gears subsystem (%)	[R _{subG}]	100.0000

Required reliability (%)	[R _{min}]	99.0000
Service life H, tooth roots subsystem (h)	[H _{subF}]	> 1'000'000
Service life H, tooth flanks subsystem (h)	[H _{subH}]	> 1'000'000
Service life H, gears subsystem (h)	[H _{subG}]	> 1'000'000

17 Remarks

17.1 Conventions

- Specifications with **.e/i** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.

- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

17.2 Calculations and factors

- Calculation of Z_β acc. to Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_\beta = 1/(\cos(\beta))^{0.5}$
- Details of calculation method:
 - c_v according to Method B
 - K_v according to Method B
 - $K_{H\beta}$ and $K_{F\beta}$ according to Method C
 - f_{ma} according to equation 66, f_{sh} according to 59/60, $F_{\beta x}$ according to 54/55/57
 - K_{Ha} , K_{Fa} according to Method B
- The logarithmically interpolated value must be entered for factors Z_L , Z_V , Z_R , Z_W , Z_X , Y_{drelT} , Y_{RrelT} and Y_X . This value is calculated from the infinite life strength and static strength values, based on the number of load cycles.

End of report (lines: 658)

Apêndice D - Relatório de cálculo da engrenagem Z5/Z6, do *KISSsoft*[®]

Cylindrical gear pair, helical

z5z6


Changed on	11.09.2025, 11:35:55
Changed by	andre

Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto
(4752)
KISSsoft Release 2023 -SP1

Contents

1	Messages	3
2	Overview	3
3	Tooth geometry	3
4	Materials	3
4.1	Gear roughness	4
4.2	Lubrication	4
5	Geometry	4
5.1	Reference profiles	4
5.2	Basic data	4
5.3	Diameters and their allowances	5
5.4	Tip clearances and tooth heights	5
5.5	Roll angle	5
5.6	Tooth thickness and pitch	6
5.7	Sliding	6
5.8	Contact ratios	6
6	General influence factors	6
6.1	Forces and circumferential speed	7
6.2	Contact stiffness	7
6.3	Calculation of K factors	7
6.4	K factors	7
7	Calculation of tooth root strength (fracture)	8
7.1	Safety factors	8
8	Calculation of flank strength (pitting)	8
8.1	Safety factors	9
9	Micropitting	9
10	Scuffing load capacity	9
10.1	Flash temperature-criteria	9
10.2	Integral temperature-criteria	9
11	Measurements for tooth thickness	10
11.1	Tooth thickness tolerances	10
11.2	Base tangent lengths	10
11.3	Measurement over balls and pins	10
11.4	Tooth thickness	10
11.5	Backlash	10
12	Toothing tolerances	11
13	Modifications and determination of the tooth form	11
13.1	Data for the tooth form calculation	11
14	Supplementary data	11
14.1	Masses, stiffnesses and moments of inertia	11
14.2	Wear, power loss, sound pressure level	11
14.3	Indications for the manufacturing by wire cutting	12
15	Service life, damage	12
15.1	Damage	12
16	Reliability calculation	12
16.1	Calculation method	12
16.2	Factors	12
16.3	Resulting reliabilities and service lives	13
17	Remarks	13
17.1	Conventions	13
17.2	Calculations and factors	13

1 Messages

 Calculation is consistent.

2 Overview

Calculation method	ISO 6336:2019		
Drawing or article number:			
Gear 1:	0.000.0		
Gear 2:	0.000.0		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Power (kW)	[P]	46.030	
Speed (1/min)	[n]	1460.5	388.8
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	401.347	106.852
Torque (Nm)	[T]	301.0	1130.4
Application factor	[KA]	1.25	
Required service life (h)	[H]	4580.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank Gear 1:	Right flank		
Gear 1 direction of rotation:	Clockwise		

3 Tooth geometry

Geometry calculation according to	ISO 21771:2007		
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Center distance (mm)	[a]	180.000	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	1.7500	
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	18.0000	
Number of teeth	[z]	41	154
Facewidth (mm)	[b]	20.00	20.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:2013]	A6	A6
Inner diameter (mm)	[di]	40.00	130.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

4 Materials

Gear 1

18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=30HRC

Gear 2

18CrNiMo7-6, Case hardening steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness >=30HRC

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal, Life factors Z_{NT} and $Y_{NT} \geq 0.85$			
Infinite life strength for tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	500.00	500.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00

4.1 Gear roughness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Arithmetic mean roughness value R_a , flank (μm)	[RAH]	0.50	0.50
Arithmetic mean roughness value R_a , root (μm)	[RAF]	0.80	0.80
Mean peak-to-valley roughness R_z , flank (μm)	[RZH]	3.20	3.20
Mean peak-to-valley roughness R_z , root (μm)	[RZF]	5.00	5.00

4.2 Lubrication

Lubrication type	Oil bath lubrication		
Type of oil	ISO-VG 220		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm^2/s)	[v40]	220.00	
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm^2/s)	[v100]	17.50	
Specific density at 15°C (kg/dm^3)	[ρ]	0.895	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	

5 Geometry

5.1 Reference profiles

Gear reference profile 1

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[pfP*]	0.380
	[pfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[α prP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[α KP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.727 /0.731

Gear reference profile 2

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[pfP*]	0.380
	[pfPmax*]	0.472
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[α prP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[α KP]	0.000
	not topping	
Smallest radius of curvature, root rounding (mm)	[pmin.e/i]	0.675 /0.676

5.1.1 Information on final machining

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius reference profile	[pfP*]	0.380	0.380
Addendum reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[α prP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[α KP]	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief by running in (μm)	[Ca L/R]	2.0 /2.0	2.0 /2.0

5.2 Basic data

Overall transmission ratio	[itot]	-3.756
Gear ratio	[u]	3.756
Transverse module (mm)	[mt]	1.840
Transverse pressure angle (°)	[α t]	20.942

Working pressure angle (°)	[awt]	21.431	
(°)	[awt.e/i]	21.447 /21.414	
Working pressure angle at normal section (°)	[awn]	20.465	
Base helix angle (°)	[βb]	16.881	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	18.056	
Reference center distance (mm)	[ad]	179.406	
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.3434	

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Profile shift coefficient	[x]	0.0383	0.3050
Generating profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.0166/-0.0480	0.2030/0.1559
Virtual gear no. of teeth	[zn]	47.080	176.836
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	3.472	3.716

5.3 Diameters and their allowances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Reference diameter (mm)	[d]	75.442	283.369
Base diameter (mm)	[db]	70.459	264.651
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.007	-0.007
Tip diameter (mm)	[da]	79.063	287.923
(mm)	[da.e/i]	79.063 /79.033	287.923 /287.871
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /-0.030	0.000 /-0.052
Tip form diameter (mm)	[dFa]	79.063	287.923
(mm)	[dFa.e/i]	79.063 /79.033	287.923 /287.871
Active tip diameter (mm)	[dNa]	79.063	287.923
(mm)	[dNa.e/i]	79.063 /79.033	287.923 /287.871
V-Circle diameter (mm)	[dv]	75.577	284.437
(mm)	[dv.e/i]	75.384 /75.274	284.080 /283.915
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	75.692	284.308
(mm)	[dw.e/i]	75.701 /75.684	284.339 /284.276
Root diameter (mm)	[df]	71.202	280.062
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	71.009 /70.899	279.705 /279.540
Active root diameter (mm)	[dNf]	72.755	281.412
(mm)	[dNf.e/i]	72.816 /72.728	281.471 /281.374
Root form diameter (mm)	[dFf]	72.611	281.009
(mm)	[dFf.e/i]	72.483 /72.412	280.674 /280.521

5.4 Tip clearances and tooth heights

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.438	0.438
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.734 /0.596	0.635 /0.514
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.202 /0.123	0.475 /0.350
Addendum, $m_n(h_{ap}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	1.810	2.277
(mm)	[ha.e/i]	1.810 /1.795	2.277 /2.251
Dedendum, $m_n(h_{fp}^*-x)$ (mm)	[hf]	2.120	1.654
(mm)	[hf.e/i]	2.217 /2.272	1.832 /1.915
Tooth height (mm)	[h]	3.931	3.930

5.5 Roll angle

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Roll angle at dFa (°)	[ξFa.e/i]	29.166 /29.112	24.551 /24.522
Roll angle to dNf (°)	[ξNf.e/i]	14.944 /14.658	20.750 /20.688
Roll angle at dFf (°)	[ξFf.e/i]	13.832 /13.582	20.238 /20.138

5.6 Tooth thickness and pitch

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.5987	1.7929
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.347	1.414
(mm)	[san.e/i]	1.288 /1.232	1.303 /1.221
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	1.347	1.414
(mm)	[sFan.e/i]	1.288 /1.232	1.303 /1.221
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	1.460	1.194
(mm)	[efn.e/i]	1.498 /1.521	1.204 /1.209
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	5.781	5.781
Base pitch (mm)	[pbt]	5.399	5.399
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	5.399	5.399
Lead height (mm)	[pz]	729.440	2739.847
Axial pitch (mm)	[px]	17.791	17.791

5.7 Sliding

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.795	0.922
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.290	0.399
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.665	-0.408
Mean specific sliding	[ζm]		0.349
Sliding factor on tip	[Kga]	0.137	0.159
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.159	-0.137

5.8 Contact ratios

		----- Pair -----	
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	32.839	
Transverse contact ratio	[εα]	1.642	
	[εα.e/m/i]	1.652 /1.633/ 1.614	
Overlap ratio	[εβ]	1.124	
Total contact ratio	[εγ]	2.766	
	[εγ.e/m/i]	2.776 /2.757/ 2.738	
Length of path of contact (mm)	[ga]	8.866	
(mm)	[ga.e/i]	8.920 /8.712	
		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Addendum contact ratio	[ε]	0.760	0.882
	[ε.e/i]	0.763 /0.752	0.890 /0.861
Length T1-A and T2-A (mm)	[T1A,T2A]	9.068	56.700
(mm)	[.e/i]	9.013 /9.189	56.700 /56.634
Length T1-B and T2-B (mm)	[T1B,T2B]	12.535	53.233
(mm)	[.e/i]	12.535 /12.501	53.178 /53.321
Length T1-C and T2-C (mm)	[T1C,T2C]	13.828	51.940
(mm)	[.e/i]	13.817 /13.840	51.896 /51.983
Length T1-D and T2-D (mm)	[T1D,T2D]	14.467	51.301
(mm)	[.e/i]	14.412 /14.587	51.301 /51.235
Length T1-E and T2-E (mm)	[T1E,T2E]	17.933	47.834
(mm)	[.e/i]	17.933 /17.900	47.780 /47.922
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	65.768	
(mm)	[.e/i]	65.713 /65.822	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	74.786	285.263
(mm)	[d-B.e/i]	74.786 /74.764	285.222 /285.329
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	76.168	283.844
(mm)	[d-D.e/i]	76.127 /76.260	283.844 /283.796

6 General influence factors

6.1 Forces and circumferential speed

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	7978.5	
Axial force (N)	[Fa]	2592.4	2592.4
Radial force (N)	[Fr]	3053.4	3053.4
Normal force (N)	[Fnorm]	8927.5	8927.5
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	398.93	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	7952.2	
Axial force (N)	[Faw]	2592.4	2592.4
Radial force (N)	[Frw]	3121.4	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	5.77	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	5.79	

6.2 Contact stiffness

Running-in value (μm)	[yp]	0.6
Running-in value (μm)	[yf]	0.6
Correction factor	[CM]	0.800
Gear blank factor	[CR]	1.000
Basic rack factor	[CBS]	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/ μm)	[c']	14.596
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cy α]	21.625
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cy β]	18.381
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.01702
Resonance speed (min-1)	[nE1]	8302
Resonance ratio (-)	[N]	0.176
Subcritical range		

6.3 Calculation of K factors

Running-in value (μm)	[y α]	0.6
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	40.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	4.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	20.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	4
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']	-1.00
Without stiffening		
Tooth trace deviation (active) (μm)	[F β y]	3.83
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	4.42
fsh (μm)	[fsh]	4.42
B1	[B1]	1.00
fH β 5 (μm)	[fH β 5]	6.50
Tooth without flank line modification		
Position of contact pattern:	favorable	
from production tolerances (μm)	[fma*B2]	12.38
B ₂ =1.00		
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[F β x]	4.50
Running-in value (μm)	[y β]	0.67

6.4 K factors

Dynamic factor	[Kv]	1.035
Width factors		
- Flank	[KH β]	1.068
- Tooth root	[KF β]	1.054
- Scuffing	[KB β]	1.068
Transverse load factors		
- Flank	[KH α]	1.039
- Tooth root	[KF α]	1.039
- Scuffing	[KB α]	1.039
Application factor	[KA]	1.250
Mesh load factor	[Kv]	1.000

7 Calculation of tooth root strength (fracture)

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.i]	-0.0480	0.1559
Tooth form factor	[YF]	0.94	0.92
Stress correction factor	[YS]	2.04	2.29
Load application angle (°)	[αFen]	18.94	20.33
Load distribution influence factor	[fε]		0.747
Load application diameter, virtual spur gear (mm)	[d _{en}]	82.769	311.016
Load application diameter (mm)	[d _{en}]	75.821	284.922
Bending moment arm (mm)	[hF]	1.69	1.92
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	3.76	4.05
Tooth root radius (mm)	[ρF]	0.93	0.73
Bending moment arm (-)	[hF/mn]	0.964	1.098
Tooth thickness at root (-)	[sFn/mn]	2.146	2.312
Tooth root radius (-)	[ρF/mn]	0.532	0.419
Calculation cross section diameter (mm)	[d _{sFn}]	71.628	280.217
Tangents on calculation cross section (°)	[d _{sFn}]	30.000	30.000
Notch parameter	[q _s]	2.019	2.762
Helix angle factor	[Yβ]		0.988
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	20.00	20.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σF0]	433.20	473.91
Tooth root stress (N/mm ²)	[σF]	614.31	672.03
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.995	1.002
Surface factor	[YRrelT]	1.041	1.041
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000
Life factor	[YNT]	0.907	0.931
Y _{drelT} *Y _{RrelT} *Y _X *Y _{NT}		0.939	0.972
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[YST]		2.00
Y _{ST} *σ _{Flim} (N/mm ²)	[σFE]	1000.00	1000.00
Permissible tooth root stress σ _{FG} /SF _{min} (N/mm ²)	[σFP]	671.02	694.01
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]	939.43	971.61

7.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	1.53	1.45
Transmittable power (kW)	[kWRating]	50.28	47.54

8 Calculation of flank strength (pitting)

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Zone factor	[ZH]		2.364
Elasticity factor (√N/mm ²)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zε]		0.780
Helix angle factor	[Zβ]		1.025
Effective facewidth (mm)	[beff]		20.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σH0]		929.21
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σHw]		1113.83
Coefficient [ZCa] 1.20 (Helical gear sets without flank modifications)			
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.10	1.10
Contact stress (N/mm ²)	[σHB, σHD]	1220.14	1220.14
Lubricant coefficient for N _L	[ZL]	1.020	1.020
Speed factor at N _L	[ZV]	0.986	0.986
Roughness factor for N _L	[ZR]	0.997	0.997
Material hardening factor for N _L	[ZW]	1.000	1.000
Life factor	[ZNT]	0.938	0.977
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.940	0.979
Limited pitting is permissible:	No		

Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress, $\sigma_{HG}/\sigma_{Hmin}$ (N/mm ²)	[σ_{HP}]	1343.45	1399.10
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σ_{HG}]	1410.62	1469.06

8.1 Safety factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Required safety	[SHmin]	1.05	1.05
Safety factor for contact stress on operating pitch circle	[SHw]	1.27	1.32
Safety against pressure, σ_{HG}/σ_{HBD} Single contact	[SHBD]	1.16	1.20
Safety regarding transmittable torque	[SHBD ²]	1.34	1.45
Transmittable power (kW)	[kWRating]	55.80	60.52

9 Micropitting

Calculation method according to ISO/TS 6336-22:2018
 Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

10 Scuffing load capacity

Calculation method according to ISO/TS 6336-20/21:2022

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Thermal contact coefficient (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (μ m)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (μ m)	[Ceff]	23.06	
C_a taken as optimal in the calculation. 0=no, 1=yes		0	0

		----- Pair -----
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.262
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000
Scuffing test, load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1), 12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	20.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	573.199
$K_{By} = 1.262$, $w_{Bt} * K_{By} = 723.183$		
Angle factor	[X $\alpha\beta$]	0.989
$\epsilon_1 = 0.760$, $\epsilon_2 = 0.882$		

10.1 Flash temperature-criteria

		----- Pair -----
Lubricant factor	[XL]	0.830
Tooth mass temperature (°C)	[θ_{Mi}]	76.33
$\theta_{Mi} = \theta_{oil} + X_S * 0.47 * X_{mp} * \theta_{flm}$		
Average flash temperature (°C)	[θ_{flm}]	13.47
Scuffing temperature (°C)	[θ_S]	348.81
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.344
[$\Gamma.A$]=-0.344, [$\Gamma.E$]=0.297		
Maximum contact temperature (°C)	[θ_B]	112.08
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058
Approach factor	[XJ]	1.065
Load sharing factor	[X Γ]	0.724
Dynamic viscosity (mPa*s)	[η_M]	41.87 (70.0 °C)
Coefficient of friction	[μ_m]	0.061
Required safety	[SBmin]	2.000
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	6.626

10.2 Integral temperature-criteria

		----- Pair -----
Lubricant factor	[XL]	1.000
Tooth mass temperature (°C)	[θ_{MC}]	77.01
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S * 0.70 * \theta_{flint}$		
Integral scuffing temperature (°C)	[θ_{Sint}]	360.78
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000

Contact ratio factor	[Xε]	0.282
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	41.87 (70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[μ _m]	0.065
Geometry factor	[XBE]	0.137
Meshing factor	[XQ]	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.129
Mean flash temperature (°C)	[θflaint]	10.02
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	92.04
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	3.920
Safety factor for transmitted moment (int.-T.)	[SSL]	13.195

11 Measurements for tooth thickness

11.1 Tooth thickness tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070 /-0.110	-0.130 /-0.190

11.2 Base tangent lengths

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Number of teeth spanned	[k]	6.000	21.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	29.620	110.628
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	29.554 /29.516	110.506 /110.449
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.066 /-0.103	-0.122 /-0.179
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	75.916	284.984
> Gear 2: Base tangent length cannot be measured (gear too thin)			

11.3 Measurement over balls and pins

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	2.972	2.960
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	3.000	3.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	39.862	144.299
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	39.775 /39.725	144.128 /144.049
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	75.428	284.120
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	79.669	288.597
Diametral measurement over two balls (mm)	[MdK.e/i]	79.494 /79.393	288.256 /288.098
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	79.725	288.597
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	79.550 /79.449	288.256 /288.098
Measurement over 2 pins, free, AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	79.487 /79.386	0.000 /0.000
Measurement over 2 pins, transverse, AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	79.606 /	79.505 0.000 /0.000
Measurement over 3 pins, axial, AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	79.550 /79.449	288.256 /288.098

11.4 Tooth thickness

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Reference chordal height from da.m (mm)	[hac]	1.826	2.272
Chordal tooth thickness (mm)	[sc]	2.797	3.137
(mm)	[sc.e/i]	2.728 /2.688	3.008 /2.948
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	2.798	3.137
(mm)	[sn.e/i]	2.728 /2.688	3.007 /2.947

11.5 Backlash

		----- Pair -----
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.016 /-0.016
Radial backlash (mm)	[jrw.e/i]	0.426 /0.250
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.332 /0.195
Normal backlash (mm)	[jrn.e/i]	0.296 /0.174
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.020 /-0.020
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	179.730 /179.594
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.270 /-0.406
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	----- Gear 1 ----- Gear 2 ----- 72.230 280.658

Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.127	-0.008
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.210	0.128
Torsional angle on input with output fixed:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.5029/0.2956 (0°30'10"/ 0°17'44")	

12 Tothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
According to ISO 1328-1:2013, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	A6	A6
Single pitch tolerance (µm)	[fpT]	8.00	8.50
Base pitch tolerance (µm)	[fpbT]	7.47	7.94
Sector pitch tolerance (µm)	[Fpz/8T]	17.00	20.00
Profile form tolerance (µm)	[ffαT]	8.50	8.50
Profile slope tolerance (µm)	[fHαT]	7.00	7.00
Profile tolerance, total (µm)	[FαT]	11.00	11.00
Helix form tolerance (µm)	[ffβT]	9.50	10.00
Helix slope tolerance (µm)	[fHβT]	8.50	9.00
Helix tolerance, total (µm)	[FβT]	13.00	14.00
Cumulative pitch tolerance, total (µm)	[FpT]	26.00	33.00
Adjacent pitch difference tolerance (µm)	[fuT]	12.00	12.00
Runout tolerance (µm)	[FrT]	23.00	29.00
Single flank composite tolerance, total (µm)	[FisT]	34.00	41.00
Single flank composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	8.00	8.00
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	31.00	46.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	9.50	9.50
FidT (Fi") and fidT (fi") according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for m _n and d.			
According to ISO 1328-2:2020			
Accuracy grade	[Q]	R38	R39
Radial composite tolerance, total (µm)	[FidT]	25.00	36.00
Radial composite tolerance, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	11.00	15.00
Axis alignment tolerances recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality 6			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fΣβ]	14.00	(F _β =14.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fΣδ]	28.00	

13 Modifications and determination of the tooth form

13.1 Data for the tooth form calculation

Data not available.
Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

14 Supplementary data

Maximal possible center distance (eps_a=1.0)	[aMAX]	181.295
--	--------	---------

14.1 Masses, stiffnesses and moments of inertia

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Mass (kg)	[m]	0.497	7.841
Total mass (kg)	[mGes]	8.339	
Moment of inertia for system, relative to the input: calculation without consideration of the exact tooth shape			
Gears individually ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[J]	0.0004505	0.09561
System (da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	0.007228	

14.2 Wear, power loss, sound pressure level

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:			
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.455	
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.038	
Average coefficient of friction according to Niemann	[µ _m]	0.061	
Wear sliding coef. by Niemann	[ζ _w]	0.572	
Loss factor	[HV]	0.072	
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.203	

Meshing efficiency (%) [ηz] 99.560
 Sound pressure level based on Masuda, without PPTe/δs [dB(A)] 71.427

14.3 Indications for the manufacturing by wire cutting

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Deviation from theoretical tooth trace (μm)	[WireErr]	139.9	37.3
Permissible deviation (μm)	[Fb/2]	6.5	7.0

15 Service life, damage

Required safety for tooth root [S_{Fmin}] 1.4000
 Required safety for tooth flank [S_{Hmin}] 1.0500
 Required service life [H] 4580.0000

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h) [H_{att}] 22833

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----
Tooth root service life (h)	[H _{Fatt}]	1e+06	2.283e+04
Tooth flank service life (h)	[H _{Hatt}]	1.057e+05	3.969e+05

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

15.1 Damage

Damage relative to the required service life (H, 4580.0 h)

F ₁ (%)	F ₂ (%)	H ₁ (%)	H ₂ (%)
0.0000	20.0591	4.3345	1.1540

Damage relative to the system service life (H_{att}, 22832.5 h)

F ₁ (%)	F ₂ (%)	H ₁ (%)	H ₂ (%)
0.0000	100.0000	21.6085	5.7529

16 Reliability calculation

16.1 Calculation method

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008

16.2 Factors

Reliability of material data for σ_{Hlim} (%) [Rσ_{Hlim}] 99.00
 Reliability of material data for σ_{Flim} (%) [Rσ_{Flim}] 99.00

Calculation of coefficients for reliability R(t)

R(t) = 100 * Exp(-((t*fac - t₀)/(T - t₀))^β) (%)

Gear	Type	fac	β	t ₀	T	R(H)
		cycles/h		cycles	cycles	%
1	Tooth root	87630	1.800e+00	9.627e+29	1.443e+30	100.0000
1	Tooth flank	87630	1.500e+00	8.128e+09	3.242e+10	100.0000
2	Tooth root	23330	1.800e+00	5.128e+08	7.686e+08	100.0000
2	Tooth flank	23330	1.500e+00	8.128e+09	3.242e+10	100.0000

fac = Number of load cycles per hour

β = Weibull shape parameter

t₀ = Failure-free number of load cycles

T = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability

R(H) = Reliability for required service life

16.3 Resulting reliabilities and service lives

Required service life (h)	[H _{min}]	4580.0000
Reliability R, tooth roots subsystem (%)	[R _{subF}]	100.0000
Reliability R, tooth flanks subsystem (%)	[R _{subH}]	100.0000
Reliability R, gears subsystem (%)	[R _{subG}]	100.0000
Required reliability (%)	[R _{min}]	99.0000
Service life H, tooth roots subsystem (h)	[H _{subF}]	22832.5102
Service life H, tooth flanks subsystem (h)	[H _{subH}]	105664.7290
Service life H, gears subsystem (h)	[H _{subG}]	22832.5102

17 Remarks

17.1 Conventions

- Specifications with **.e/i** mean: Maximum value **.e** and Minimum value **.i**, taking all tolerances into account.
- Specifications with **.m** mean: Mean value within tolerance.

- The center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account for the backlash tolerance. The maximum and minimum clearance corresponding to the largest and smallest allowances are shown. The calculation is performed for the operating pitch circle.

17.2 Calculations and factors

- Calculation of Z_{β} acc. to Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{\beta} = 1/(\cos(\beta))^{0.5}$
- Details of calculation method:
 - c_v according to Method B
 - K_v according to Method B
 - $K_{H\beta}$ and $K_{F\beta}$ according to Method C
 - $f_{m\alpha}$ according to equation 66, f_{sh} according to 59/60, $F_{\beta x}$ according to 54/55/57
 - K_{Ha} , K_{Fa} according to Method B
- The logarithmically interpolated value must be entered for factors Z_L , Z_V , Z_R , Z_W , Z_X , Y_{drelT} , Y_{RrelT} and Y_X . This value is calculated from the infinite life strength and static strength values, based on the number of load cycles.

End of report (lines: 669)

Apêndice E - Relatório de cálculo do veio de entrada para a primeira velocidade, do *KISSsoft*®

Shaft

Veio de entrada // 1ª velocidade


Changed on	11.09.2025, 10:50:43
Changed by	andre

Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto
(4752)
KISSsoft Release 2023 -SP1

Contents

1	Messages	3
2	Input data	3
2.1	Shafts	3
2.2	Weight force	3
2.3	Shaft modeling	4
2.4	Shear deformations	4
2.5	Rolling bearings	4
2.6	Housing	4
2.7	Load applications	4
3	Shaft definition (input shaft)	4
3.1	Outer contour	4
3.2	Forces	6
3.3	Bearing	6
4	Shaft definition (Shaft 2)	7
4.1	Outer contour	7
4.2	Inner contour	8
4.3	Forces	8
5	Connections	8
5.1	Joint, general	8
6	Gears	8
6.1	Shaft 'input shaft': Cylindrical gear 'z1'	8
6.2	Shaft 'Shaft 2': Cylindrical gear 'z2'	9
7	Results	10
7.1	Shafts	10
7.2	Bearing	11
7.3	'input shaft' Rolling bearing 'b1'	11
7.4	'input shaft' Rolling bearing 'b2'	12
7.5	Bearing 'Joint, general'	14
7.6	Damage relative to the required service life ($L_{req} = 4580$ h)	14
7.7	Utilization relative to the required service life ($L_{req} = 4580$ h)	14
7.8	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. t in (h)	14
8	Strength calculation according to DIN 743:2012	20
8.1	Summary	20
8.2	Calculation details	21

1 Messages

 Calculation is consistent.

2 Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

2.1 Shafts

2.1.1 Shaft 'input shaft'

Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	292.750
Speed (1/min)	4284.153
Direction of rotation:	counterclockwise

Material	34 CrNiMo 6 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	70.000
Mass of shaft (kg)	1.574
Note: mass stands for the shaft only without considering the gears	
Mass of shaft, including additional masses (kg)	2.079
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	583.464
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.023

2.1.2 Shaft 'Shaft 2'

Drawing	
Initial position (mm)	231.750
Length (mm)	22.000
Speed (1/min)	4284.153
Direction of rotation:	counterclockwise

Material	18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	70.000
Mass of shaft (kg)	0.279
Note: mass stands for the shaft only without considering the gears	
Mass of shaft, including additional masses (kg)	1.218
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	2226.126
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.087

2.2 Weight force

Position in space (°)	0.000
-----------------------	-------

2.3 Shaft modeling

Gears mounted with stiffness according to ISO

2.4 Shear deformations

Consider deformations due to shearing

Shear correction factor

1.100

A non-linear shaft model is used

2.5 Rolling bearings

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry

Tolerance field:

Minimum

2.6 Housing

Housing material

G-AlSi9Cu3

Coefficient of thermal expansion

$(10^{-6}/K)$ 21.000

Temperature of housing (°C)

70.000

Thermal housing reference point (mm)

0.000

Reference temperature (°C)

20.000

2.7 Load applications

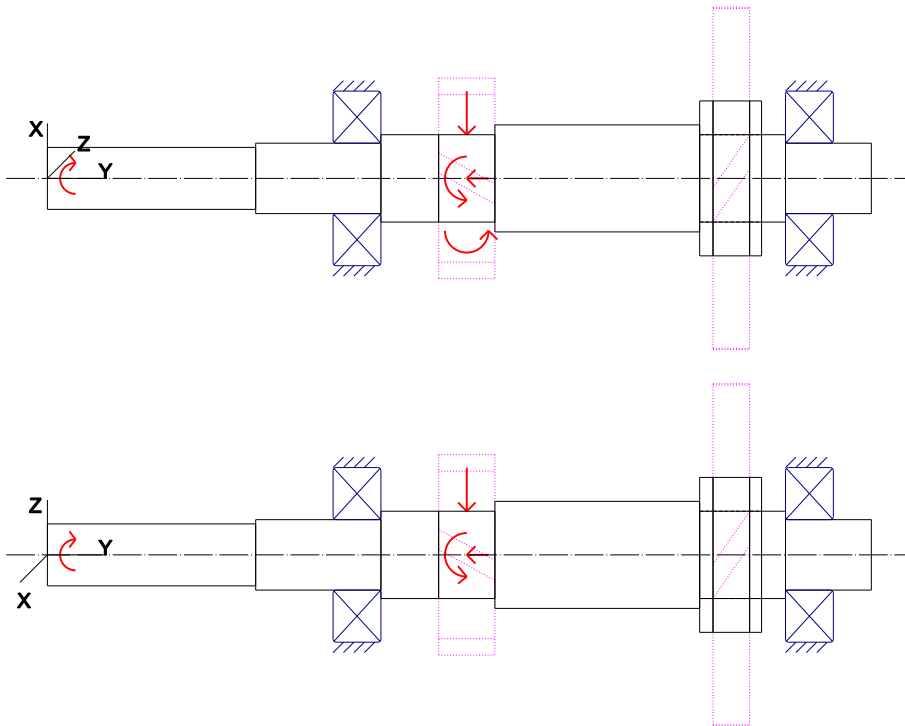


Figure: Load applications

3 Shaft definition (input shaft)

3.1 Outer contour

3.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...74.000mm

Diameter (mm)

[d]

22.0000

Length (mm)

[l]

74.0000

Surface roughness (µm) [Rz]

8.0000

Relief groove right (Relief groove right)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Spline (Spline) -10.000 mm ... 10.000 mm
 da=20.75 (mm), df=18.12 (mm), z=15, mn=1.25 (mm), l=20.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.2 Cylinder (Cylinder), 74.000mm ...118.500mm

Diameter (mm)	[d]	25.0000
Length (mm)	[l]	44.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Relief groove right (Relief groove right)
 r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
 Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Thread (Thread) 75.000 mm ... 100.000 mm
 t=2.00 (mm), l=25.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.3 Cylinder (Cylinder), 118.500mm ...159.000mm

Diameter (mm)	[d]	31.0000
Length (mm)	[l]	40.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Relief groove right (Relief groove right)
 r=1.20 (mm), t=0.20 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
 Form E (DIN 509), Series 1, with raised fatigue limit

Key way (Key way) 142.500 mm ... 155.500 mm
 l=13.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.4 Cylinder (Cylinder), 159.000mm ...231.750mm

Diameter (mm)	[d]	38.0000
Length (mm)	[l]	72.7500
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

3.1.5 Cylinder (Cylinder), 231.750mm ...262.250mm

Diameter (mm)	[d]	31.0000
Length (mm)	[l]	30.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Relief groove left (Relief groove left)
 r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
 Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer right (Chamfer right)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Key way (Key way) 236.750 mm ... 249.750 mm
 l=13.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.6 Cylinder (Cylinder), 262.250mm ...292.750mm

Diameter (mm)	[d]	25.0000
Length (mm)	[l]	30.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
 l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Relief groove left (Relief groove left)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Thread (Thread) 279.750 mm ... 290.750 mm
t=2.00 (mm), l=11.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.2 Forces

3.2.1 Coupling (cin)

Position on shaft (mm) [Y _{local}]	10.0000
Position in global system (mm) [Y _{global}]	10.0000
Effective diameter (mm)	25.0000
Radial force factor (-)	0.0000
Direction of the radial force (°)	0.0000
Axial force factor (-)	0.0000
Length of load application (mm)	20.0000
Power (kW)	46.0300 driven (input)
Torque (Nm)	-102.6000
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)	0.0000e+00
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)	0.0000e+00
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)	0.0000e+00
Eccentricity (mm)	0.0000

3.2.2 Cylindrical gear (z1)

Position on shaft (mm) [Y _{local}]	149.0000
Position in global system (mm) [Y _{global}]	149.0000
Operating pitch diameter (mm)	71.1864
Helix angle (°)	18.0505 Helix right hand
Working pressure angle at normal section (°)	20.4212
Position of contact (°)	0.0000
Length of load application (mm)	20.0000
Power (kW)	46.0300 driving (output)
Torque (Nm)	102.6000
Axial force (N)	-939.4117
Shearing force X (N)	-1128.7881
Shearing force Z (N)	-2882.5714
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	-33.4367

3.3 Bearing

3.3.1 b1 (SKF 6305)

Bearing type	Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer	
Bearing position (mm) [Y _{lokal}]		110.000
Bearing position (mm) [Y _{global}]		110.000
Attachment of external ring	Set fixed bearing left	
Inner diameter (mm) [d]		25.000
External diameter (mm) [D]		62.000
Width (mm) [b]		17.000
Corner radius (mm) [r]		1.100

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (μm) [Pd0] (* ISO 5753-1:2009 C0)		5.000
Nominal axial clearance (μm) [Pe]		107.121
Basic static load rating (kN) [C ₀]		11.600
Basic dynamic load rating (kN) [C]		23.400
Fatigue load limit (kN) [C _u]		0.490
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN) [C _{theo}]		22.381
Basic static load rating (kN) [C _{otheo}]		11.491
Correction factor Basic dynamic load rating [f _c]		1.000
Correction factor Basic static load rating [f _{co}]		1.000

3.3.2 b2 (SKF 6305)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm) [y _{lokal}]		270.750
Bearing position (mm) [y _{global}]		270.750
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm) [d]		25.000
External diameter (mm) [D]		62.000
Width (mm) [b]		17.000
Corner radius (mm) [r]		1.100

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (μm) [Pd0] (* ISO 5753-1:2009 C0)		5.000
Nominal axial clearance (μm) [Pe]		107.121
Basic static load rating (kN) [C ₀]		11.600
Basic dynamic load rating (kN) [C]		23.400
Fatigue load limit (kN) [C _u]		0.490
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN) [C _{theo}]		22.381
Basic static load rating (kN) [C _{otheo}]		11.491
Correction factor Basic dynamic load rating [f _c]		1.000
Correction factor Basic static load rating [f _{co}]		1.000

4 Shaft definition (Shaft 2)

4.1 Outer contour

4.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...22.000mm

Diameter (mm) [d]		55.0000
Length (mm) [l]		22.0000
Surface roughness (μm) [Rz]		8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

4.2 Inner contour

4.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...22.000mm

Diameter (mm)	[d]	31.0000
Length (mm)	[l]	22.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.3 Forces

4.3.1 Cylindrical gear (z2)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	11.2500
Position in global system (mm)	[y _{global}]	243.0000
Operating pitch diameter (mm)		121.5094
Helix angle (°)		18.0823 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		20.6816
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		13.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

5 Connections

5.1 Joint, general

Bearing type

Position (mm)	242.500
Degrees of freedom	
X: fixed; Y: fixed; Z: fixed;	
Rx: fixed; Ry: fixed; Rz: fixed;	

6 Gears

Gears are considered as mass and as stiffness according to ISO 6336-1 (interference fit).

6.1 Shaft 'input shaft': Cylindrical gear 'z1'

Center point	[y]	149.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	139.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	334520.706 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	68911.265 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	159.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	334520.706 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	68911.265 Nm ²
Mass	[m]	0.505 kg
Center of mass	[y _s]	149.000 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	3.8060e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	2.0714e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	2.0714e-04 kg·m ²

6.2 Shaft 'Shaft 2': Cylindrical gear 'z2'

Center point	[y]	11.250 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	4.750 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	2932645.591 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	604124.992 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	17.750 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	2932645.591 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	604124.992 Nm ²
Mass	[m]	0.939 kg
Center of mass	[y _s]	11.250 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	2.0870e-03 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	1.0567e-03 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	1.0567e-03 kg·m ²

7 Results

7.1 Shafts

Maximum deflection 18.817(μm) (input shaft pos = 169.778 mm)

Mass center of gravity
input shaft (mm) 165.862
Shaft 2 (mm) 11.000

Total axial load
input shaft (N) -939.412
Shaft 2 (N) 0.000

Torsion of the shafts under torque
(Difference between left and right shaft end)
input shaft ($^{\circ}$) 0.310
Shaft 2 ($^{\circ}$) 0.000

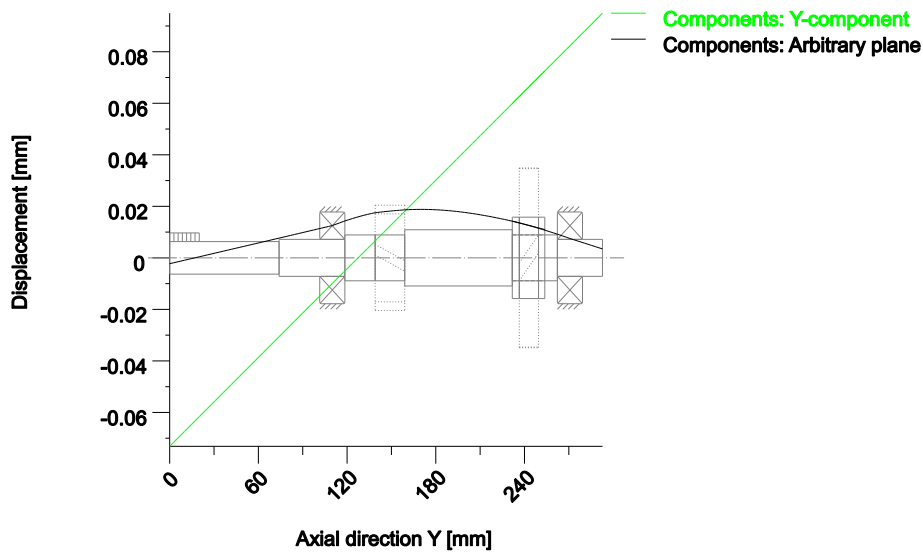
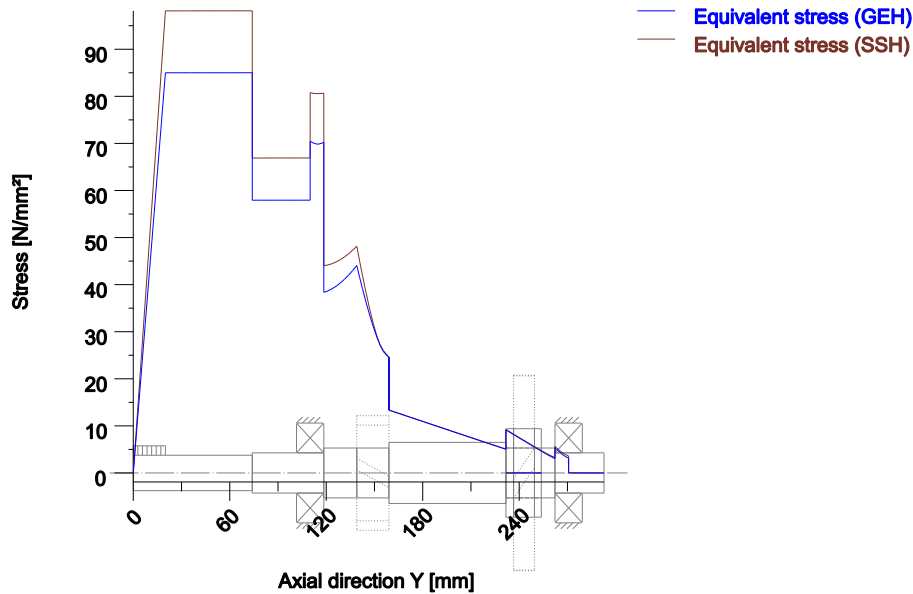


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 254.0151527 127)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$
 SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

7.2 Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u _a]	10.00	µm
Lubricant	Shell Omala S4 WE 220		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.			
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Limit for factor a _{ISO}	[a _{ISOmax}]	50.00	
Oil level	[h _{oil}]	27.00	mm
Oil bath lubrication			

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

7.3 'input shaft' Rolling bearing 'b1'

Position (Y-coordinate)	[y]	110.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	2.90	kN
Static equivalent load	[P ₀]	2.52	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.090	
Life modification factor for reliability	[a _r]	1.000	

7.3.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-5.309	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	-0.309	µm

7.3.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220
 Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.398	
Load ratio	[C/P]	8.077	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _i]	10.424	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	7.334	
Life modification factor	[a _{ISO}]	3.764	
Fatigue load limit	[C _u]	0.490	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	2050.174	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	2050.174	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	7716.555	h
Static safety factor	[S ₀]	4.597	

7.3.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.398	
Fatigue load limit	[C _u]	0.490	kN
Dynamic equivalent reference load	[P _{ref}]	0.000	kN
Basic reference rating life	[L _{10rh}]	2660.095	h
Reference rating life	[L _{nrh}]	2660.095	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	11415.941	h
Maximum contact stress	[p _{max}]	2359.067	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	
(S _{0w} = (p ₀ / p _{max}) ⁿ , S _{0ref} = C ₀ / P _{0ref})			

7.3.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	1.095	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.939	kN
Bearing reaction force	[F _z]	2.274	kN
Bearing reaction force	[F _r]	2.524	kN
Inclination angle	[α _{Fr}]	64.296	°
Bearing reaction moment	[M _x]	10.658	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-5.017	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	11.779	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	-25.208	°
Displacement of bearing	[u _x]	-5.797	μm
Displacement of bearing	[u _y]	-9.899	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-11.378	μm
Displacement of bearing	[u _r]	12.769	μm
Inclination angle	[α _{ur}]	-116.999	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.141	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	0.001	mrاد
Misalignment of bearing	[r _r]	0.141	mrاد

7.3.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	27.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.124	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.038	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.021	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.183	Nm
Power loss	[P _{loss}]	82.033	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.			
The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μ _{bl} = 0.15.			

7.4 'input shaft' Rolling bearing 'b2'

Position (Y-coordinate)	[y]	270.75	mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.64	kN
Static equivalent load	[P ₀]	0.64	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	μm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.045	
Life modification factor for reliability	[a _i]	1.000	

7.4.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	$[\Delta P_d]$	-5.309	μm
Operating diametral clearance	$[P_d]$	-0.309	μm

7.4.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Shell Omala S4 WE 220		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.			
Lubricant - service temperature	$[T_b]$	70.00	$^{\circ}\text{C}$
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	$[e_c]$	0.398	
Load ratio	$[C/P]$	36.451	
Operating viscosity	$[\nu]$	76.454	mm^2/s
Reference viscosity	$[\nu_r]$	10.424	mm^2/s
Viscosity ratio	$[k]$	7.334	
Life modification factor	$[a_{\text{ISO}}]$	50.000	
Fatigue load limit	$[C_u]$	0.490	kN
Basic rating life	$[L_{10h}]$	188413.131	h
Bearing rating life	$[L_{nh}]$	188413.131	h
Modified rating life	$[L_{nmh}]$	> 1000000	h
Static safety factor	$[S_0]$	18.070	

7.4.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	$[e_c]$	0.398	
Fatigue load limit	$[C_u]$	0.490	kN
Dynamic equivalent reference load	$[P_{\text{ref}}]$	0.000	kN
Basic reference rating life	$[L_{10rh}]$	214212.881	h
Reference rating life	$[L_{nrh}]$	214212.881	h
Modified reference rating life	$[L_{nmrh}]$	> 1000000	h
Maximum contact stress	$[p_{\text{max}}]$	1484.908	N/mm^2
Static equivalent load	$[P_{\text{0ref}}]$	0.000	kN
Effective static safety factor	$[S_{0w}]$	9999.990	
Static safety factor	$[S_{\text{0ref}}]$	9999.990	
$(S_{0w} = (p_0 / p_{\text{max}})^n, S_{\text{0ref}} = C_0 / P_{\text{0ref}})$			

7.4.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	$[F_x]$	0.034	kN
Bearing reaction force	$[F_y]$	0.000	kN
Bearing reaction force	$[F_z]$	0.641	kN
Bearing reaction force	$[F_r]$	0.642	kN
Inclination angle	$[\alpha_{F_r}]$	86.940	$^{\circ}$
Bearing reaction moment	$[M_x]$	1.359	Nm
Bearing reaction moment	$[M_z]$	-0.060	Nm
Bearing reaction moment	$[M_r]$	1.360	Nm
Inclination angle	$[\alpha_{M_r}]$	-2.544	$^{\circ}$
Displacement of bearing	$[u_x]$	-0.558	μm
Displacement of bearing	$[u_y]$	82.316	μm
Displacement of bearing	$[u_z]$	-7.657	μm
Displacement of bearing	$[u_r]$	7.677	μm
Inclination angle	$[\alpha_{u_r}]$	-94.168	$^{\circ}$
Misalignment of bearing	$[r_x]$	0.177	mrad
Misalignment of bearing	$[r_z]$	-0.050	mrad
Misalignment of bearing	$[r_r]$	0.184	mrad

7.4.5 Friction and power loss

Oil level	$[H]$	27.000	mm
Rolling moment of friction	$[M_{rr}]$	0.029	Nm
Sliding moment of friction	$[M_{sl}]$	0.002	Nm
Moment of friction, seals	$[M_{\text{seal}}]$	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	$[M_{\text{drag}}]$	0.021	Nm
Torque of friction	$[M_{\text{loss}}]$	0.052	Nm
Power loss	$[P_{\text{loss}}]$	23.545	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.

7.5 Bearing 'Joint, general'

Position (Y-coordinate)	[y]	242.50	mm
Bearing reaction force	[F _x]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-0.012	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.012	kN
Inclination angle	[α _{F_r}]	-90.000	°
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.005	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	0.000	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.005	Nm
Inclination angle	[α _{M_r}]	180.000	°
Displacement of bearing	[u _x]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _y]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r _x]	0.000	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	0.000	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.000	mrad

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database. The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C₀ (details in the manufacturer's catalog). For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

7.6 Damage relative to the required service life (L_{req} = 4580 h)

Load case	B1	B2
1	59.35	0.46
Σ	59.35	0.46

B1 : b1 (SKF 6305)

B2 : b2 (SKF 6305)

7.7 Utilization relative to the required service life (L_{req} = 4580 h)

Rolling bearings	B1	B2
Utilization (%)	84.04	16.61

Note: Utilization = $(L_{req}/L_n)^{1/k}$

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1 : b1 (SKF 6305)

B2 : b2 (SKF 6305)

7.8 Calculation of the factors required to define reliability R(t) using the Weibull distribution. t in (h)

Calculation method: Bertsche

Bearing	p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Bearing	152566	110	2.355e+08	7.521e+09	95.29
2	Bearing	1177	110	2.355e+08	7.521e+09	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%)99.00

Eigenfrequencies

1. Eigenfrequency: 0.00 Hz, : 0.00 1/min Rigid body rotation Y 'input shaft'
2. Eigenfrequency: 398.98 Hz, : 23938.90 1/min Axial 'input shaft'
3. Eigenfrequency: 1000.50 Hz, : 60029.79 1/min Bending XY 'input shaft'
4. Eigenfrequency: 1006.56 Hz, : 60393.66 1/min Bending YZ 'input shaft'
5. Eigenfrequency: 1191.39 Hz, : 71483.18 1/min Bending XY 'input shaft'
6. Eigenfrequency: 1230.94 Hz, : 73856.19 1/min Bending YZ 'input shaft'
7. Eigenfrequency: 2028.32 Hz, : 121699.03 1/min Bending YZ 'input shaft'

8. Eigenfrequency: 2161.07 Hz, :129664.05 1/min Bending XY 'input shaft'
 9. Eigenfrequency: 3247.59 Hz, :194855.41 1/min Torsion 'input shaft'
 10. Eigenfrequency: 3644.77 Hz, :218686.29 1/min Bending XY 'input shaft', Bending YZ 'input shaft'

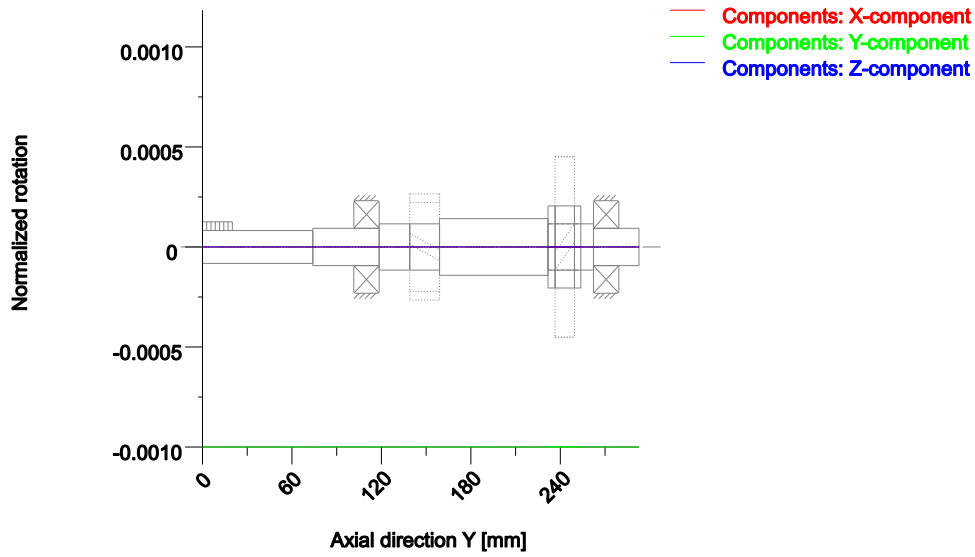


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation) (Eigenfrequency: 1. (0 Hz))

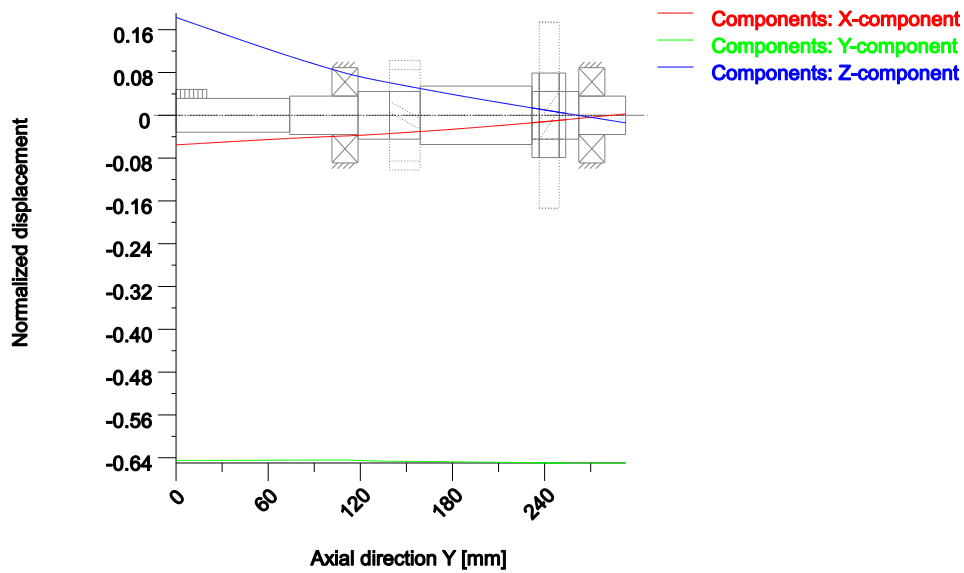


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 2. (398.98 Hz))

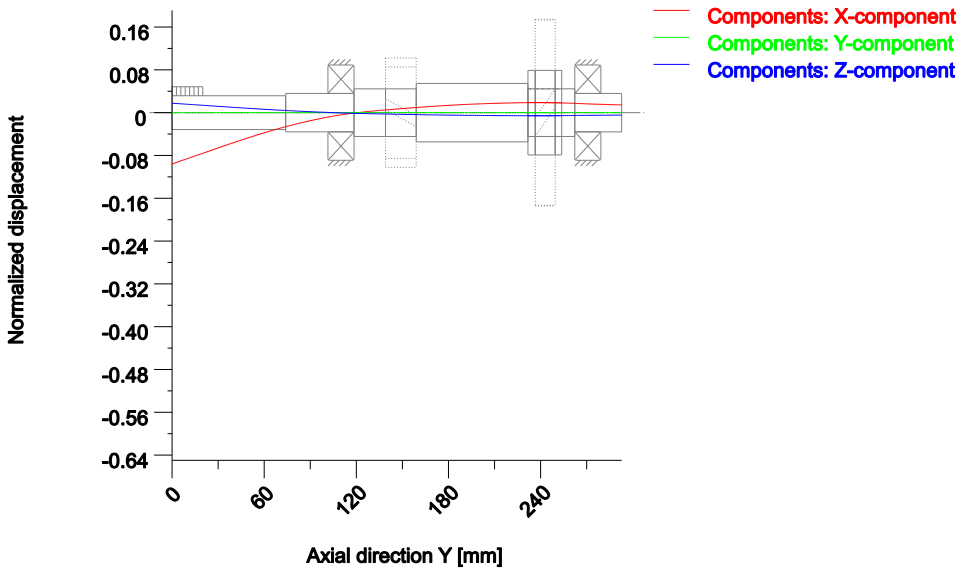


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 3. (1000.5 Hz))

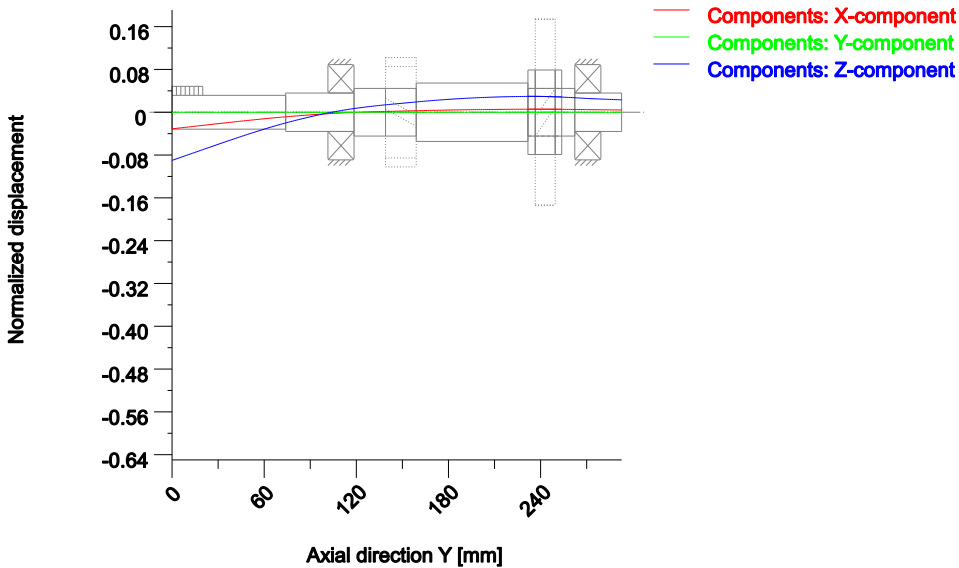


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 4. (1006.56 Hz))

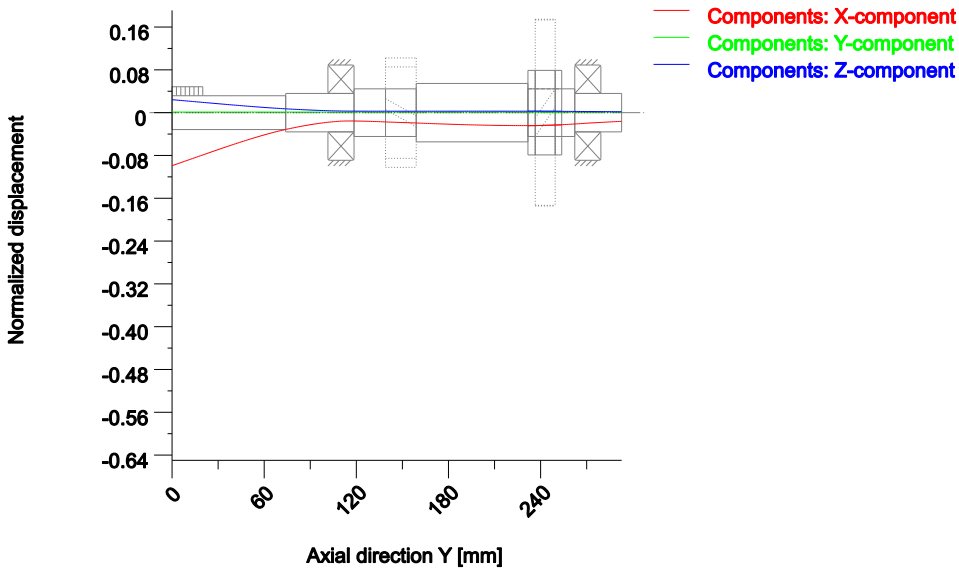


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 5. (1191.39 Hz))

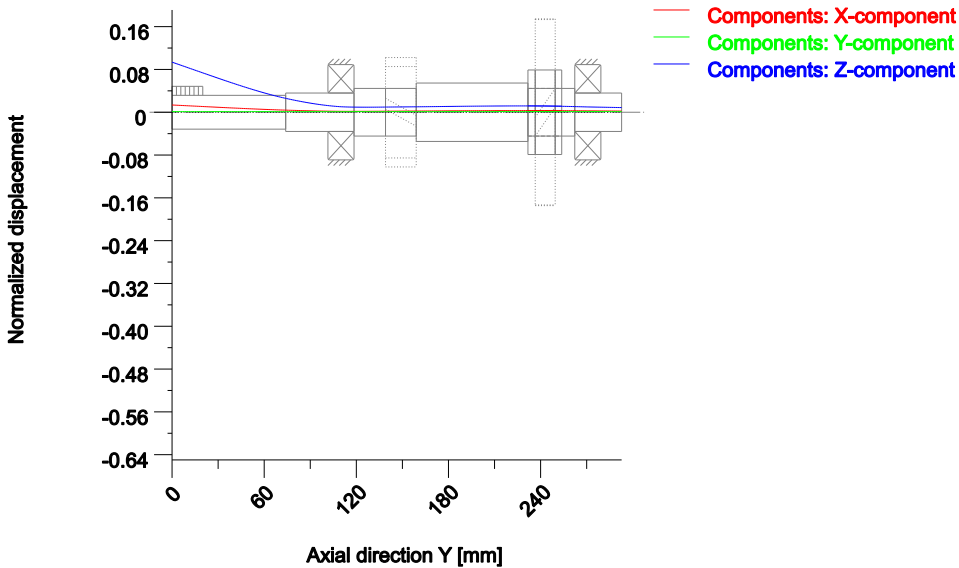


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 6. (1230.94 Hz))

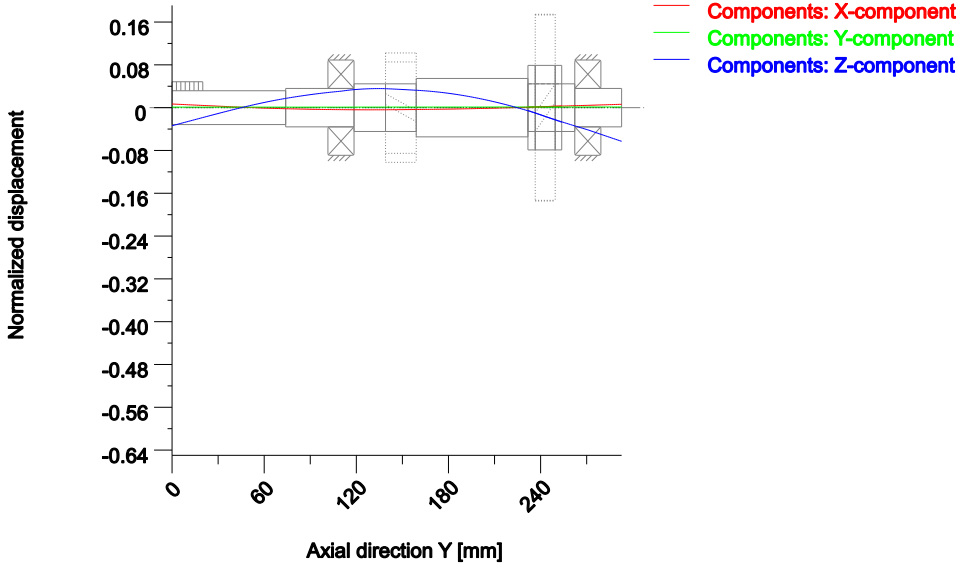


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 7. (2028.32 Hz))

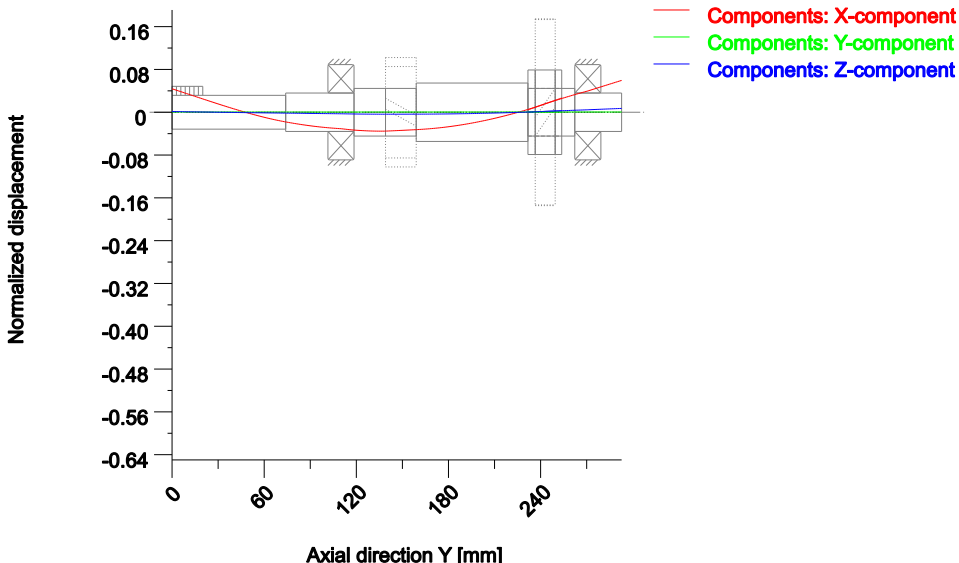


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 8. (2161.07 Hz))

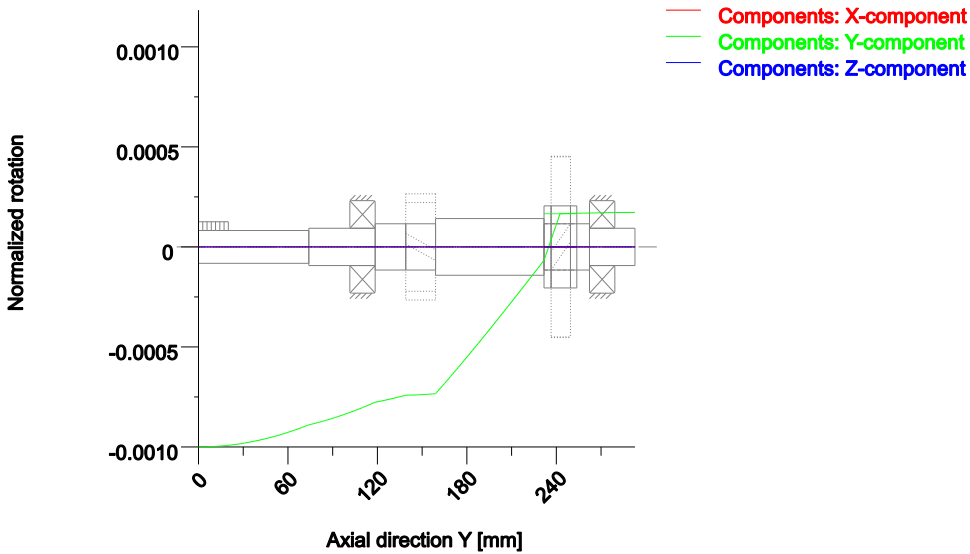


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation) (Eigenfrequency: 9. (3247.59 Hz))

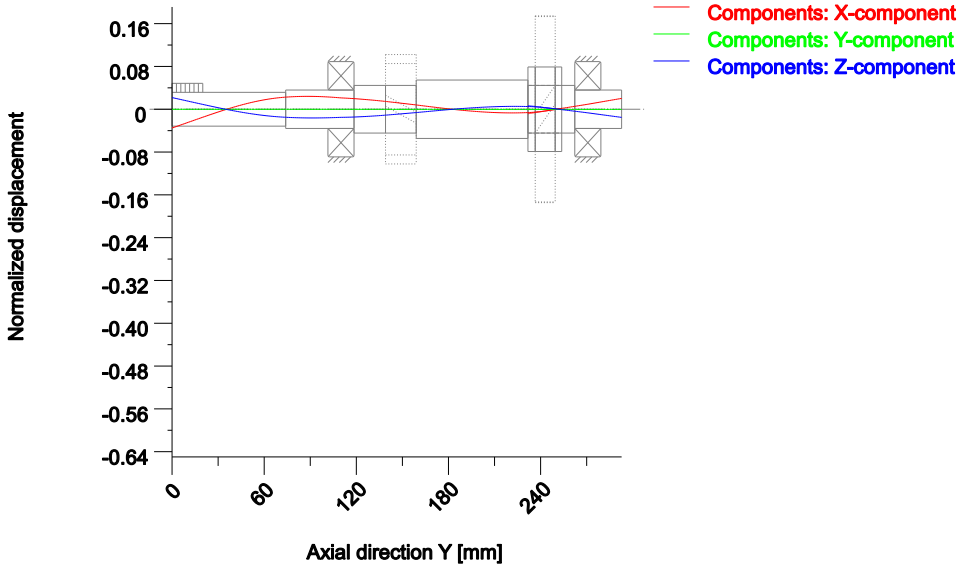


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 10. (3644.77 Hz))

8 Strength calculation according to DIN 743:2012

8.1 Summary

input shaft

Material 34 CrNiMo 6 (1)
 Material type Through hardened steel
 Material treatment alloyed, through hardened
 Surface treatment No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 1 ($\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	17.50	Spline
B-B	151.50	Key
C-C	155.49	Key
D-D	142.51	Key

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	K2d	SD	SS
A-A	1.37	1.00	0.93	5.28	5.06
B-B	3.08	1.00	0.91	6.34	23.49
C-C	3.08	1.00	0.91	6.44	25.08
D-D	3.08	1.00	0.91	6.61	19.27

Required safeties: 1.20 1.20

Abbreviations:

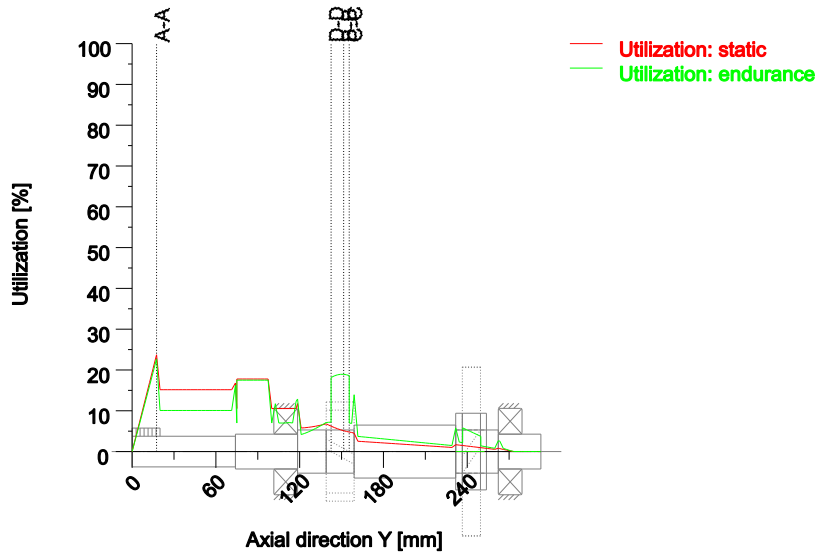
$\beta\sigma$: Notch factor, bending
 $KF\sigma$: Surface factor
 K2d: size factor bending
 SD: Safety endurance limit
 SS: Safety against yield point

8.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)	Endurance
A-A	23.726	22.710
B-B	5.110	18.940
C-C	4.784	18.620
D-D	6.227	18.160

Maximum utilization of shafts (%)

input shaft: 23.726



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength (nominal load)

8.2 Calculation details

General statements

Label input shaft
 Drawing
 Length (mm) [l] 292.75
 IcElem = 0
 Speed (1/min) [n] 4284.15

Material 34 CrNiMo 6 (1)
 Material type Through hardened steel
 Material treatment alloyed, through hardened
 Surface treatment No

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Stress ratio	0.000	-1.000	0.000	-1.000
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000

Reference diameter material (mm) [dB] 16.00
 σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm²) [σ_B] 1200.00
 σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm²) [σ_S] 1000.00
 $[\sigma_{dW}]$, bei dB (N/mm²) 480.00
 $[\sigma_{bW}]$, bei dB (N/mm²) 600.00
 $[\tau_{tW}]$, bei dB (N/mm²) 360.00
 Thickness of raw material (mm) [dWerkst] 40.00

Material data calculated with $K_1(d)$, according to DIN 743/3
 Geometric size factor K_1d calculated with shaft diameter D
 Material strength calculated from shaft diameter
 (Requirement: Through hardening of pre-machined shaft)

Notice: The following material values are only valid for the first cross-section, the next ones are corresponding to their actual 'Diameter for size factor'.

[σBeff] (N/mm²)	1156.85
[σSeff] (N/mm²)	952.98
[σbFK] (N/mm²)	1143.57
[τtFK] (N/mm²)	660.24
[σbBRand] (N/mm²)	810.00

[σzdW] (N/mm²)	462.74
[σbW] (N/mm²)	578.42
[τtW] (N/mm²)	347.05

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 1 (σ.mv = const)

8.2.1 Cross section 'A-A' Spline

Comment	Y= 0.00... 20.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			17.500
External diameter (mm)	[da]			22.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Diameter for size factors (mm)	[deff]			22.000
Notch effect	Spline			
ISO 4156:2021, DIN 5480:2005				
[da, df, z, mn] (mm)	20.750	18.125	15	1.250
Mean roughness (µm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	44.887	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	0.009	44.887	0.511
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	0.009	89.775	0.511
Maximum value (static safety)		0.0	0.0	152.6	0.9
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	0.0	89.8	0.5
Maximum value (static safety)		0.0	0.0	152.6	0.9
Cross section, moment of resistance: (mm²)					
[A, Wb, Wt]		258.016	584.567	1169.133	

Stresses: (N/mm²)					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm²)		0.000	0.000	38.394	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm²)		0.000	0.015	38.394	0.003
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm²)		0.000	0.025	130.539	0.004

Technological size influence	[K1(σB)]			0.964
	[K1(σS)]			0.953

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	1.370	1.370	1.566
[dB] (mm) =		29.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.991	0.991	0.987
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.988	0.988	0.982
Notch effect coefficient	[β]	1.365	1.365	1.559
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.928	0.928
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.365	1.471	1.680

Present safety for endurance limit:				
Equivalent mean stress (N/mm²)	[σmV]			66.500
Equivalent mean stress (N/mm²)	[τmV]			38.394

Fatigue limit of part (N/mm²)	[σWK]	338.904	393.194	206.641
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				

	[$\psi\sigma_K$]	0.172	0.205	0.098
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	327.492	379.580	202.876
Safety against fatigue	[S]			5.284
Required safety against fatigue	[S _{min}]			1.200
Result (%)	[S/S _{min}]			440.3

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K _{2F}]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γ_F]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	952.977	1143.572	660.242
Safety yield stress	[S]			5.058
Required safety	[S _{min}]			1.200
Result (%)	[S/S _{min}]			421.5

8.2.2 Cross section 'B-B' Key

Comment	Y= 142.50...155.50mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			151.500
External diameter (mm)	[da]			31.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Diameter for size factors (mm)	[d _{eff}]			31.000
Notch effect		Key		
Number of keys	[n]			1
Groove with manufactured with side milling cutter				
Standard: DIN 6885.1:1968 Default				
[b, t] (mm)	10.000	5.100		
Mean roughness (µm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-176.1	0.0	19.2	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	176.1	73.6	19.2	605.1
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-352.3	73.6	38.5	605.1

Maximum value (static safety) -598.9 125.2 65.4 1028.6

Cross section, moment of resistance: (mm²)

[A, Wb, Wt]	754.8	2924.7	5849.4
-------------	-------	--------	--------

Stresses: (N/mm²)

[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)	-0.233	0.000	3.289	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.233	25.172	3.289	1.069
[σ_{zdmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	-0.793	42.793	11.182	1.817

Technological size influence	[K1(σ_B)]			0.925
	[K1(σ_S)]			0.902

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	3.110	3.110	1.910
[dB] (mm) =		40.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.953	0.953	0.973
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.945	0.945	0.969
Notch effect coefficient	[β]	3.083	3.083	1.901
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.905	0.905
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.083	3.406	2.100

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σ_mV]			5.692
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τ_mV]			3.286

Fatigue limit of part (N/mm²) [σ_{WK}] 144.064 163.019 158.630

Influence coefficient of mean stress sensitivity.

Permissible amplitude (N/mm ²)	[$\psi\sigma_K$]	0.069	0.079	0.077
Safety against fatigue	[σ_{ADK}]	143.669	162.568	158.377
Required safety against fatigue	[S]			6.336
Result (%)	[S/min]			1.200
	[S/Smin]			528.0

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γ_F]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	902.338	1082.805	625.158
Safety yield stress	[S]			23.485
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1957.1

8.2.3 Cross section 'C-C' Key

Comment	Y= 142.50...155.50mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			155.490
External diameter (mm)	[da]			31.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Diameter for size factors (mm)	[deff]			31.000
Notch effect		Key		
Number of keys	[n]			1
Groove with manufactured with side milling cutter				
Standard: DIN 6885.1:1968 Default				
[b, t] (mm)	10.000	5.100		
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-82.4	0.0	9.0	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	82.4	73.4	9.0	199.0
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-164.9	73.4	18.0	199.0
Maximum value (static safety)		-280.3	124.7	30.6	338.2
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt]		754.8	2924.7	5849.4	

Stresses: (N/mm²)

[$\sigma_{zdm}, \sigma_{bm}, \tau_m, \tau_{qm}$] (N/mm ²)		-0.109	0.000	1.539	0.000
[$\sigma_{zda}, \sigma_{ba}, \tau_a, \tau_{qa}$] (N/mm ²)		0.109	25.089	1.539	0.351
[$\sigma_{zdmax}, \sigma_{bmax}, \tau_{max}, \tau_{qmax}$] (N/mm ²)		-0.371	42.651	5.233	0.597

Technological size influence	[K1(σ_B)]			0.925
	[K1(σ_S)]			0.902

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	3.110	3.110	1.910	
[dB] (mm) =		40.0			
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.953	0.953	0.973	
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.945	0.945	0.969	
Notch effect coefficient	[β]	3.083	3.083	1.901	
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.905	0.905	
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000	
Roughness factor is included into the notch effect coefficient					
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000	
Total influence coefficient	[K]	3.083	3.406	2.100	

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σ_mV]			2.664
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τ_mV]			1.538

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	144.064	163.019	158.630
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				

	[$\psi\sigma_K$]	0.069	0.079	0.077
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	143.879	162.808	158.512
Safety against fatigue	[S]			6.445
Required safety against fatigue	[S _{min}]			1.200
Result (%)	[S/S _{min}]			537.1

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K _{2F}]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γ_F]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	902.338	1082.805	625.158
Safety yield stress	[S]			25.084
Required safety	[S _{min}]			1.200
Result (%)	[S/S _{min}]			2090.3

8.2.4 Cross section 'D-D' Key

Comment	Y= 142.50...155.50mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			142.510
External diameter (mm)	[da]			31.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Diameter for size factors (mm)	[d _{eff}]			31.000
Notch effect		Key		
Number of keys	[n]			1
Groove with manufactured with side milling cutter				
Standard: DIN 6885.1:1968 Default				
[b, t] (mm)	10.000	5.100		
Mean roughness (µm)	[R _z]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[F _{zdm} , M _{bm} , T _m , F _{qm}]	-387.3	0.0	42.3	0.0
Amplitude	[F _{zda} , M _{ba} , T _a , F _{qa}]	387.3	66.7	42.3	1976.8
Maximum value	[F _{zdm} _{max} , M _{bm} _{max} , T _m _{max} , F _{qm} _{max}]	-774.5	66.7	84.6	1976.8

Maximum value (static safety) -1316.7 113.3 143.8 3360.6

Cross section, moment of resistance: (mm²)

[A, W _b , W _t]	754.8	2924.7	5849.4
---------------------------------------	-------	--------	--------

Stresses: (N/mm²)

[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)	-0.513	0.000	7.231	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.513	22.792	7.231	3.492
[σ_{zdm _{max} , σ_{bm _{max} , τ_{m _{max} , τ_{qm _{max}] (N/mm ²)	-1.745	38.746	24.585	5.937

Technological size influence	[K ₁ (σ_B)]			0.925
	[K ₁ (σ_S)]			0.902

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	3.110	3.110	1.910
[dB] (mm) =		40.0		
Geometrical size influence	[K ₃ (d)]	0.953	0.953	0.973
Geometrical size influence	[K ₃ (dB)]	0.945	0.945	0.969
Notch effect coefficient	[β]	3.083	3.083	1.901
Geometrical size influence	[K ₂ (d)]	1.000	0.905	0.905
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.083	3.406	2.100

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σ_mV]			12.514
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τ_mV]			7.225

Fatigue limit of part (N/mm²) [σ_{WK}] 144.064 163.019 158.630

Influence coefficient of mean stress sensitivity.

	[$\psi\sigma_K$]	0.069	0.079	0.077
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	143.196	162.028	158.074
Safety against fatigue	[S]			6.608
Required safety against fatigue	[S _{min}]			1.200
Result (%)	[S/S _{min}]			550.7

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K _{2F}]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γ_F]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	902.338	1082.805	625.158
Safety yield stress	[S]			19.272
Required safety	[S _{min}]			1.200
Result (%)	[S/S _{min}]			1606.0

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit: The notch factors for the 'Slight interference fit' case are no longer defined in DIN 743. The notch factors are taken from the FKM Guideline, except if those for the 'tight interference fit' according to DIN are smaller, in which case they will be used.

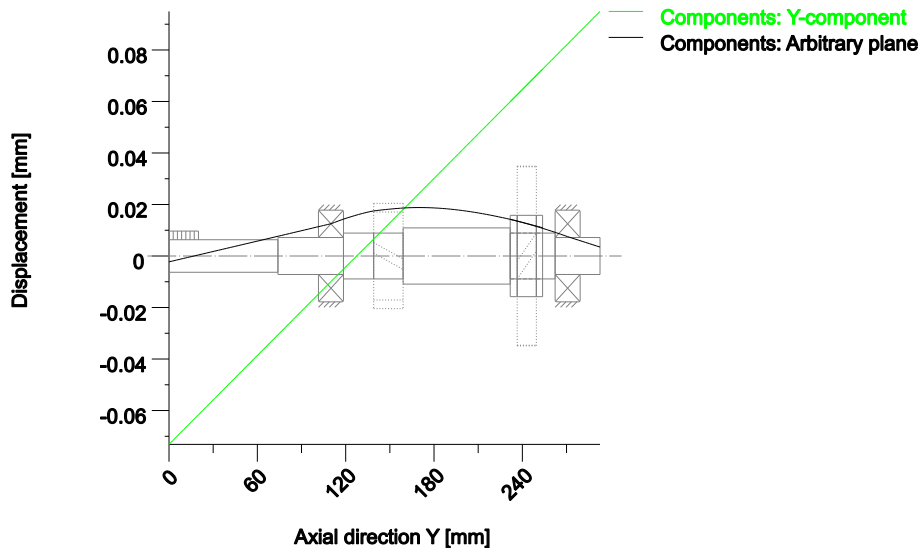


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 254.0151527 127)

End of report (lines: 1042)

Apêndice F - Relatório de cálculo do veio de entrada para a segunda velocidade, do *KISSsoft*®

Shaft

Veio de entrada // 2ª velocidade


Changed on	11.09.2025, 10:45:03
Changed by	andre

Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto
(4752)
KISSsoft Release 2023 -SP1

Contents

1	Messages	3
2	Input data	3
2.1	Shafts	3
2.2	Weight force	3
2.3	Shaft modeling	4
2.4	Shear deformations	4
2.5	Rolling bearings	4
2.6	Housing	4
2.7	Load applications	4
3	Shaft definition (input shaft)	4
3.1	Outer contour	4
3.2	Forces	6
3.3	Bearing	6
4	Shaft definition (Shaft 2)	7
4.1	Outer contour	7
4.2	Inner contour	8
4.3	Forces	8
5	Connections	8
5.1	Joint, general	8
6	Gears	8
6.1	Shaft 'input shaft': Cylindrical gear 'z1'	8
6.2	Shaft 'Shaft 2': Cylindrical gear 'z2'	9
7	Results	10
7.1	Shafts	10
7.2	Bearing	11
7.3	'input shaft' Rolling bearing 'b1'	11
7.4	'input shaft' Rolling bearing 'b2'	12
7.5	Bearing 'Joint, general'	14
7.6	Damage relative to the required service life ($L_{req} = 4580$ h)	14
7.7	Utilization relative to the required service life ($L_{req} = 4580$ h)	14
7.8	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. t in (h)	14
8	Strength calculation according to DIN 743:2012	20
8.1	Summary	20
8.2	Calculation details	21

1 Messages

 Calculation is consistent.

2 Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

2.1 Shafts

2.1.1 Shaft 'input shaft'

Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	292.750
Speed (1/min)	4284.153
Direction of rotation:	counterclockwise

Material	34 CrNiMo 6 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	70.000
Mass of shaft (kg)	1.574
Note: mass stands for the shaft only without considering the gears	
Mass of shaft, including additional masses (kg)	2.079
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	583.464
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.023

2.1.2 Shaft 'Shaft 2'

Drawing	
Initial position (mm)	231.750
Length (mm)	22.000
Speed (1/min)	4284.153
Direction of rotation:	counterclockwise

Material	18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	70.000
Mass of shaft (kg)	0.279
Note: mass stands for the shaft only without considering the gears	
Mass of shaft, including additional masses (kg)	1.218
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	2226.126
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.087

2.2 Weight force

Position in space (°)	0.000
-----------------------	-------

2.3 Shaft modeling

Gears mounted with stiffness according to ISO

2.4 Shear deformations

Consider deformations due to shearing

Shear correction factor

1.100

A non-linear shaft model is used

2.5 Rolling bearings

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry

Tolerance field:

Minimum

2.6 Housing

Housing material

G-AlSi9Cu3

Coefficient of thermal expansion

($10^{-6}/K$) 21.000

Temperature of housing (°C)

70.000

Thermal housing reference point (mm)

0.000

Reference temperature (°C)

20.000

2.7 Load applications

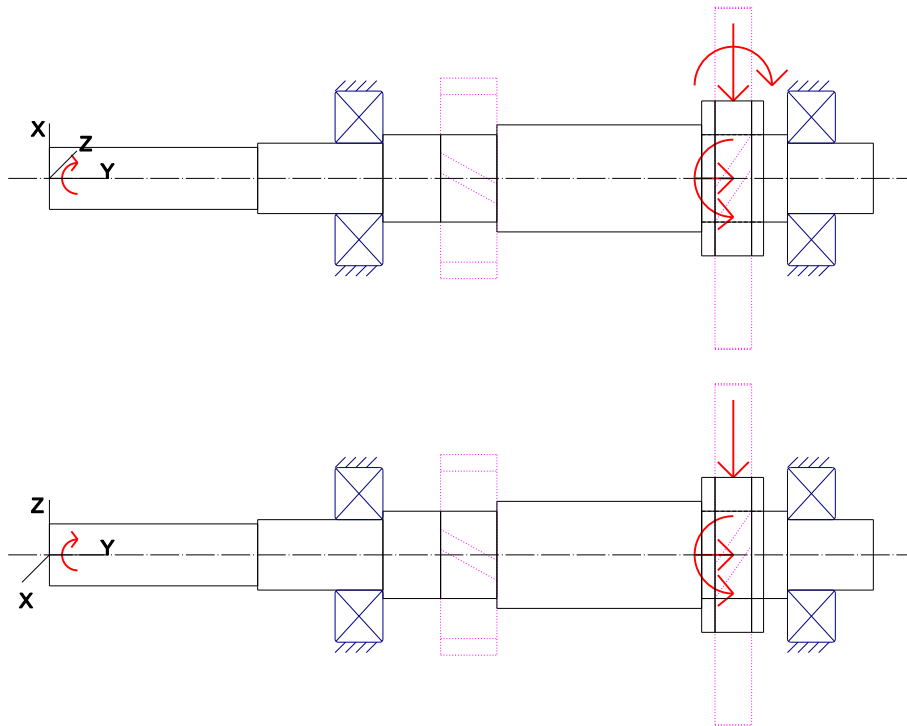


Figure: Load applications

3 Shaft definition (input shaft)

3.1 Outer contour

3.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...74.000mm

Diameter (mm)

[d]

22.0000

Length (mm)

[l]

74.0000

Surface roughness (µm) [Rz]

8.0000

Relief groove right (Relief groove right)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Spline (Spline) -10.000 mm ... 10.000 mm
 da=20.75 (mm), df=18.12 (mm), z=15, mn=1.25 (mm), l=20.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.2 Cylinder (Cylinder), 74.000mm ...118.500mm

Diameter (mm)	[d]	25.0000
Length (mm)	[l]	44.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Relief groove right (Relief groove right)
 r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
 Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Thread (Thread) 75.000 mm ... 100.000 mm
 t=2.00 (mm), l=25.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.3 Cylinder (Cylinder), 118.500mm ...159.000mm

Diameter (mm)	[d]	31.0000
Length (mm)	[l]	40.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Relief groove right (Relief groove right)
 r=1.20 (mm), t=0.20 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
 Form E (DIN 509), Series 1, with raised fatigue limit

Key way (Key way) 142.500 mm ... 155.500 mm
 l=13.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.4 Cylinder (Cylinder), 159.000mm ...231.750mm

Diameter (mm)	[d]	38.0000
Length (mm)	[l]	72.7500
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

3.1.5 Cylinder (Cylinder), 231.750mm ...262.250mm

Diameter (mm)	[d]	31.0000
Length (mm)	[l]	30.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Relief groove left (Relief groove left)
 r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
 Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer right (Chamfer right)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Key way (Key way) 236.750 mm ... 249.750 mm
 l=13.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.6 Cylinder (Cylinder), 262.250mm ...292.750mm

Diameter (mm)	[d]	25.0000
Length (mm)	[l]	30.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
 l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Relief groove left (Relief groove left)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Thread (Thread) 279.750 mm ... 290.750 mm
t=2.00 (mm), l=11.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.2 Forces

3.2.1 Coupling (cin)

Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	10.0000
Position in global system (mm)	[Y _{global}]	10.0000
Effective diameter (mm)		25.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		20.0000
Power (kW)		46.0300 driven (input)
Torque (Nm)		-102.6000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		0.0000e+00
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)		0.0000e+00
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)		0.0000e+00
Eccentricity (mm)		0.0000

3.2.2 Cylindrical gear (z1)

Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	149.0000
Position in global system (mm)	[Y _{global}]	149.0000
Operating pitch diameter (mm)		71.1864
Helix angle (°)		18.0505 Helix right hand
Working pressure angle at normal section (°)		20.4212
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		20.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-0.0000

3.3 Bearing

3.3.1 b1 (SKF 6305)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[Y _{lokal}]	110.000
Bearing position (mm)	[Y _{global}]	110.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	25.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	17.000
Corner radius (mm)	[r]	1.100

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (μm) [Pd0]		5.000
(*) ISO 5753-1:2009 C0		
Nominal axial clearance (μm)	[Pe]	107.121
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	11.600
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	23.400
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.490
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	22.381
Basic static load rating (kN)	[C _{otheo}]	11.491
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{co}]	1.000

3.3.2 b2 (SKF 6305)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	270.750
Bearing position (mm)	[y _{global}]	270.750
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm)	[d]	25.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	17.000
Corner radius (mm)	[r]	1.100

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (μm) [Pd0]		5.000
(*) ISO 5753-1:2009 C0		
Nominal axial clearance (μm)	[Pe]	107.121
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	11.600
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	23.400
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.490
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	22.381
Basic static load rating (kN)	[C _{otheo}]	11.491
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{co}]	1.000

4 Shaft definition (Shaft 2)

4.1 Outer contour

4.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...22.000mm

Diameter (mm)	[d]	55.0000
Length (mm)	[l]	22.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

4.2 Inner contour

4.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...22.000mm

Diameter (mm)	[d]	31.0000
Length (mm)	[l]	22.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.3 Forces

4.3.1 Cylindrical gear (z2)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	11.2500
Position in global system (mm)	[y _{global}]	243.0000
Operating pitch diameter (mm)		121.5094
Helix angle (°)		18.0823 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		20.6816
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		13.0000
Power (kW)		46.0300 driving (output)
Torque (Nm)		102.6000
Axial force (N)		551.3938
Shearing force X (N)		-670.6295
Shearing force Z (N)		-1688.7578
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		33.4998

5 Connections

5.1 Joint, general

Bearing type

Position (mm)	242.500
Degrees of freedom	
X: fixed; Y: fixed; Z: fixed;	
Rx: fixed; Ry: fixed; Rz: fixed;	

6 Gears

Gears are considered as mass and as stiffness according to ISO 6336-1 (interference fit).

6.1 Shaft 'input shaft': Cylindrical gear 'z1'

Center point	[y]	149.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	139.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	334520.706 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	68911.265 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	159.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	334520.706 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	68911.265 Nm ²
Mass	[m]	0.505 kg
Center of mass	[y _s]	149.000 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	3.8060e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	2.0714e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	2.0714e-04 kg·m ²

6.2 Shaft 'Shaft 2': Cylindrical gear 'z2'

Center point	[y]	11.250 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	4.750 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	2932645.591 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	604124.992 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	17.750 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	2932645.591 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	604124.992 Nm ²
Mass	[m]	0.939 kg
Center of mass	[y _s]	11.250 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	2.0870e-03 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	1.0567e-03 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	1.0567e-03 kg·m ²

7 Results

7.1 Shafts

Maximum deflection 12.368(μm) (Shaft 2 pos = 231.750 mm)

Mass center of gravity
input shaft (mm) 165.862
Shaft 2 (mm) 11.000

Total axial load
input shaft (N) 0.000
Shaft 2 (N) 551.394

Torsion of the shafts under torque
(Difference between left and right shaft end)
input shaft ($^\circ$) 0.345
Shaft 2 ($^\circ$) 0.000

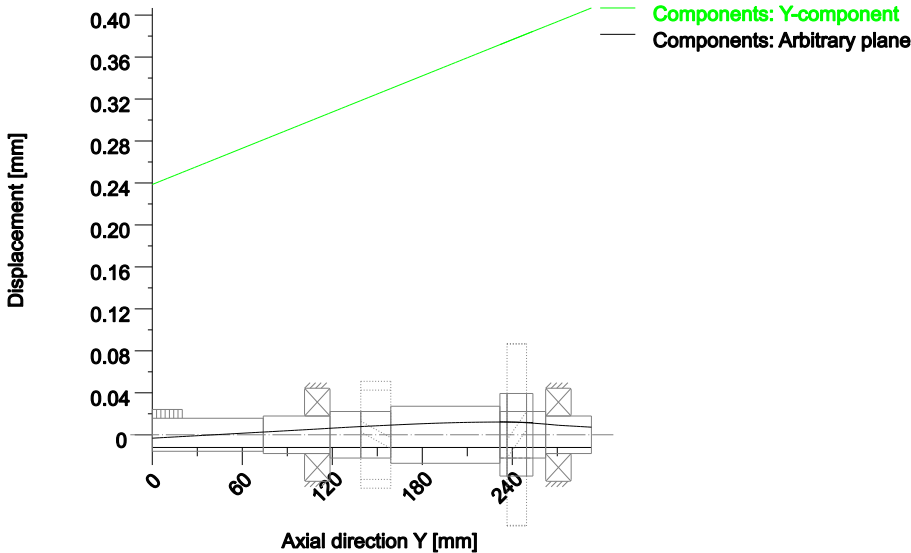
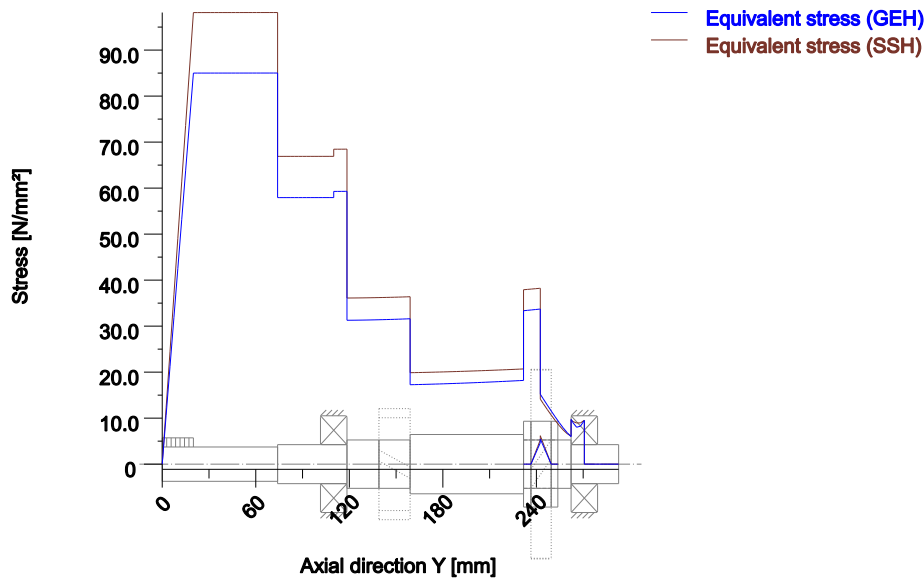


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 258.0150904 127)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$
 SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

7.2 Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u _a]	10.00	µm
Lubricant	Shell Omala S4 WE 220		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.			
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Limit for factor a _{ISO}	[a _{ISOmax}]	50.00	
Oil level	[h _{oil}]	27.00	mm
Oil bath lubrication			

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

7.3 'input shaft' Rolling bearing 'b1'

Position (Y-coordinate)	[y]	110.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.29	kN
Static equivalent load	[P ₀]	0.29	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.003	
Life modification factor for reliability	[a _r]	1.000	

7.3.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-5.309	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	-0.309	µm

7.3.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220
 Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Lubricant - service temperature	[T _b]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.398	
Load ratio	[C/P]	80.016	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _i]	10.424	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	7.334	
Life modification factor	[a _{ISO}]	50.000	
Fatigue load limit	[C _u]	0.490	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	> 1000000	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	39.666	

7.3.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.398	
Fatigue load limit	[C _u]	0.490	kN
Dynamic equivalent reference load	[P _{ref}]	0.000	kN
Basic reference rating life	[L _{10rh}]	> 1000000	h
Reference rating life	[L _{nrh}]	> 1000000	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	> 1000000	h
Maximum contact stress	[p _{max}]	1161.997	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	
(S _{0w} = (p ₀ / p _{max}) ⁿ , S _{0ref} = C ₀ / P _{0ref})			

7.3.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	-0.112	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.270	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.292	kN
Inclination angle	[α _{Fr}]	112.462	°
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.018	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-0.013	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.022	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	-144.660	°
Displacement of bearing	[u _x]	2.346	μm
Displacement of bearing	[u _y]	301.826	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-6.080	μm
Displacement of bearing	[u _r]	6.517	μm
Inclination angle	[α _{ur}]	-68.905	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.076	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	0.029	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.082	mrad

7.3.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	27.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.019	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.001	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.021	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.041	Nm
Power loss	[P _{loss}]	18.374	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.			
The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μ _{bl} = 0.15.			

7.4 'input shaft' Rolling bearing 'b2'

Position (Y-coordinate)	[y]	270.75	mm
Dynamic equivalent load	[P]	1.90	kN
Static equivalent load	[P ₀]	1.65	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	μm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.080	
Life modification factor for reliability	[a _i]	1.000	

7.4.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	$[\Delta P_d]$	-5.309	μm
Operating diametral clearance	$[P_d]$	-0.309	μm

7.4.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Shell Omala S4 WE 220		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.			
Lubricant - service temperature	$[T_b]$	70.00	$^{\circ}\text{C}$
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	$[e_c]$	0.398	
Load ratio	$[C/P]$	12.341	
Operating viscosity	$[\nu]$	76.454	mm^2/s
Reference viscosity	$[\nu_r]$	10.424	mm^2/s
Viscosity ratio	$[k]$	7.334	
Life modification factor	$[a_{\text{ISO}}]$	7.572	
Fatigue load limit	$[C_u]$	0.490	kN
Basic rating life	$[L_{10h}]$	7311.396	h
Bearing rating life	$[L_{nh}]$	7311.396	h
Modified rating life	$[L_{nmh}]$	55360.283	h
Static safety factor	$[S_0]$	7.037	

7.4.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	$[e_c]$	0.398	
Fatigue load limit	$[C_u]$	0.490	kN
Dynamic equivalent reference load	$[P_{\text{ref}}]$	0.000	kN
Basic reference rating life	$[L_{10rh}]$	9314.641	h
Reference rating life	$[L_{nrh}]$	9314.641	h
Modified reference rating life	$[L_{nmrh}]$	82063.999	h
Maximum contact stress	$[p_{\text{max}}]$	2045.785	N/mm^2
Static equivalent load	$[P_{\text{0ref}}]$	0.000	kN
Effective static safety factor	$[S_{0w}]$	9999.990	
Static safety factor	$[S_{\text{0ref}}]$	9999.990	
$(S_{0w} = (p_0 / p_{\text{max}})^n, S_{\text{0ref}} = C_0 / P_{\text{0ref}})$			

7.4.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	$[F_x]$	0.782	kN
Bearing reaction force	$[F_y]$	-0.551	kN
Bearing reaction force	$[F_z]$	1.451	kN
Bearing reaction force	$[F_r]$	1.648	kN
Inclination angle	$[\alpha_{F_r}]$	61.664	$^{\circ}$
Bearing reaction moment	$[M_x]$	-5.956	Nm
Bearing reaction moment	$[M_z]$	3.084	Nm
Bearing reaction moment	$[M_r]$	6.707	Nm
Inclination angle	$[\alpha_{M_r}]$	152.628	$^{\circ}$
Displacement of bearing	$[u_x]$	-4.901	μm
Displacement of bearing	$[u_y]$	394.141	μm
Displacement of bearing	$[u_z]$	-8.216	μm
Displacement of bearing	$[u_r]$	9.567	μm
Inclination angle	$[\alpha_{u_r}]$	-120.815	$^{\circ}$
Misalignment of bearing	$[r_x]$	0.098	mrad
Misalignment of bearing	$[r_z]$	0.060	mrad
Misalignment of bearing	$[r_r]$	0.115	mrad

7.4.5 Friction and power loss

Oil level	$[H]$	27.000	mm
Rolling moment of friction	$[M_{rr}]$	0.099	Nm
Sliding moment of friction	$[M_{sl}]$	0.019	Nm
Moment of friction, seals	$[M_{\text{seal}}]$	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	$[M_{\text{drag}}]$	0.021	Nm
Torque of friction	$[M_{\text{loss}}]$	0.139	Nm
Power loss	$[P_{\text{loss}}]$	62.505	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.

7.5 Bearing 'Joint, general'

Position (Y-coordinate)	[y]	242.50	mm
Bearing reaction force	[F _x]	-0.671	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.551	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-1.701	kN
Bearing reaction force	[F _r]	1.828	kN
Inclination angle	[α _{F_r}]	-111.521	°
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.850	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	33.835	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	33.846	Nm
Inclination angle	[α _{M_r}]	91.439	°
Displacement of bearing	[u _x]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _y]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[r _x]	0.000	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	0.000	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.000	mrad

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database. The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C₀ (details in the manufacturer's catalog). For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

7.6 Damage relative to the required service life (L_{req} = 4580 h)

Load case	B1	B2
1	0.46	8.27
Σ	0.46	8.27

B1 : b1 (SKF 6305)

B2 : b2 (SKF 6305)

7.7 Utilization relative to the required service life (L_{req} = 4580 h)

Rolling bearings	B1	B2
Utilization (%)	16.61	43.57

Note: Utilization = $(L_{req}/L_n)^{1/k}$

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1 : b1 (SKF 6305)

B2 : b2 (SKF 6305)

7.8 Calculation of the factors required to define reliability R(t) using the Weibull distribution. t in (h)

Calculation method: Bertsche

Bearing	p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Bearing	1177	110	2.355e+08	7.521e+09	100.00
2	Bearing	21266	110	2.355e+08	7.521e+09	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%)99.00

Eigenfrequencies

1. Eigenfrequency: 0.00 Hz, : 0.00 1/min Rigid body rotation Y 'input shaft'
2. Eigenfrequency: 335.24 Hz, : 20114.15 1/min Axial 'input shaft'
3. Eigenfrequency: 856.07 Hz, : 51364.26 1/min Bending XY 'input shaft'
4. Eigenfrequency: 938.32 Hz, : 56299.04 1/min Bending YZ 'input shaft'
5. Eigenfrequency: 1105.32 Hz, : 66319.07 1/min Bending YZ 'input shaft'
6. Eigenfrequency: 1168.78 Hz, : 70126.71 1/min Bending XY 'input shaft'
7. Eigenfrequency: 2007.44 Hz, : 120446.13 1/min Bending XY 'input shaft'

8. Eigenfrequency: 2112.51 Hz, :126750.45 1/min Bending YZ 'input shaft'
9. Eigenfrequency: 3247.59 Hz, :194855.41 1/min Torsion 'input shaft'
10. Eigenfrequency: 3365.30 Hz, :201917.95 1/min Bending XY 'input shaft'

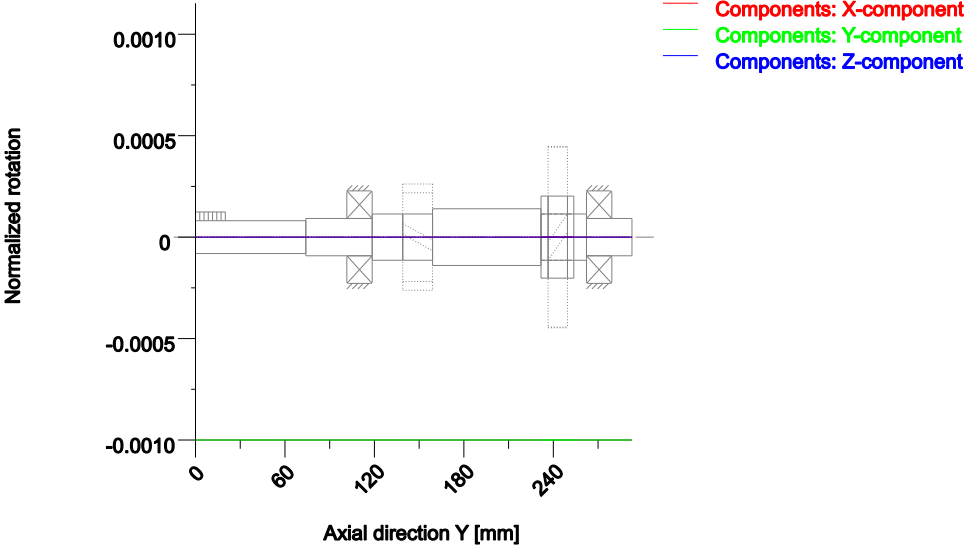


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation) (Eigenfrequency: 1. (0 Hz))

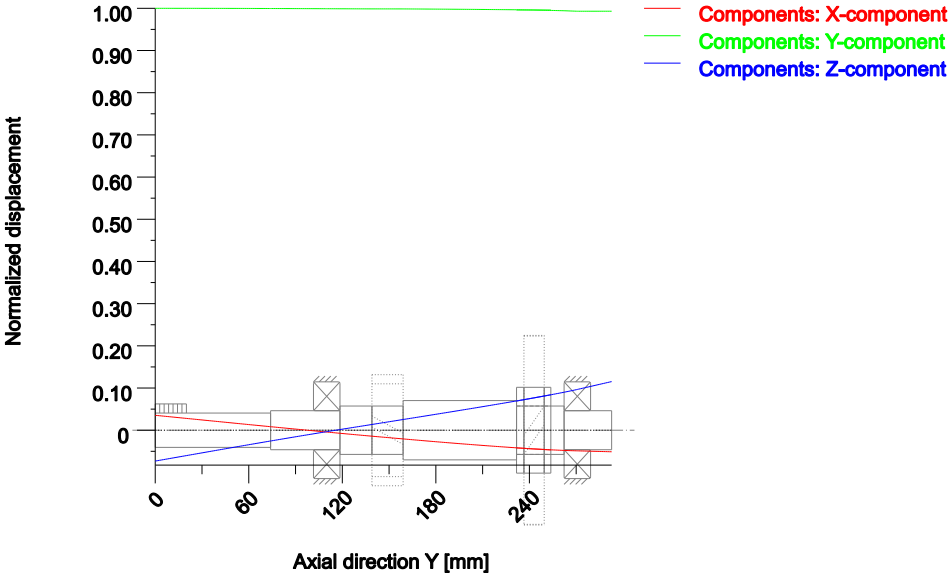


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 2. (335.24 Hz))

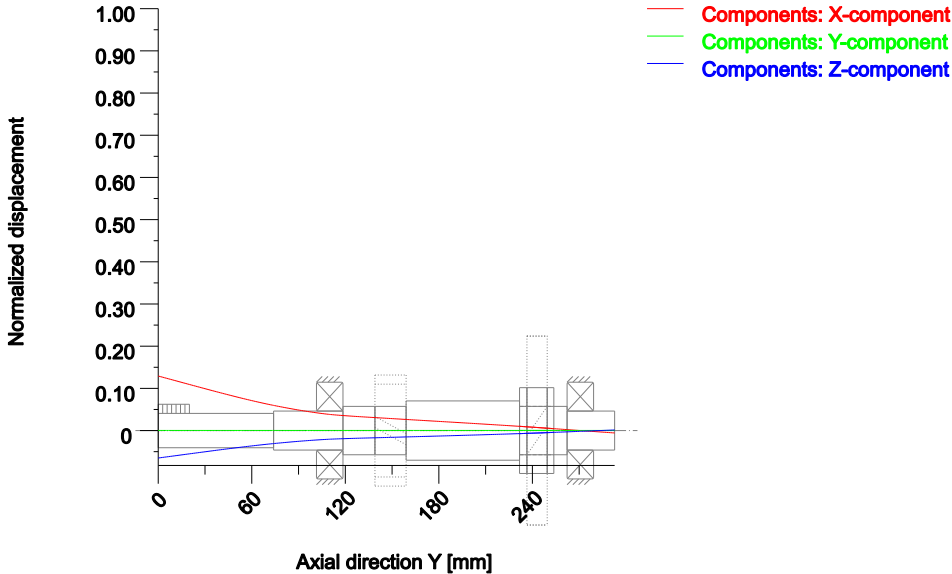


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 3. (856.07 Hz))

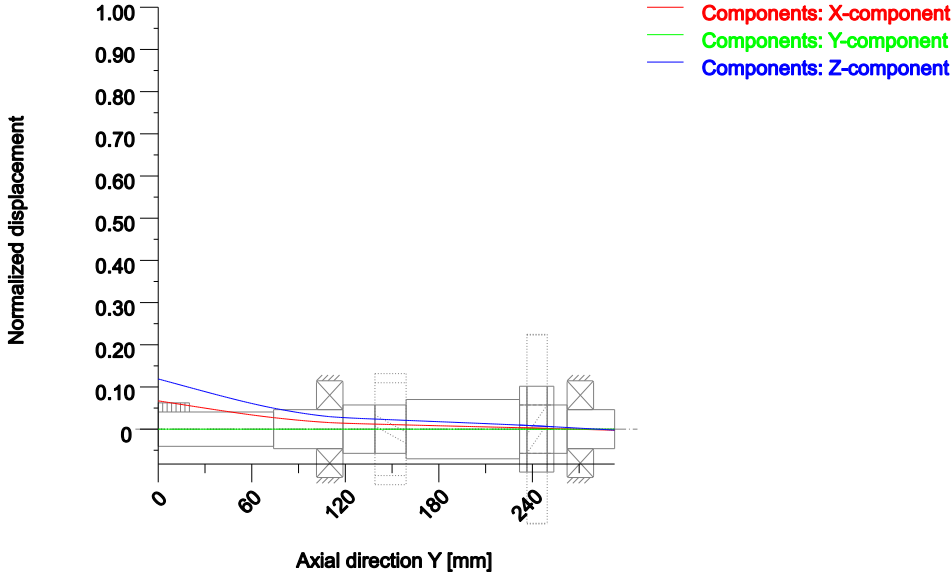


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 4. (938.32 Hz))

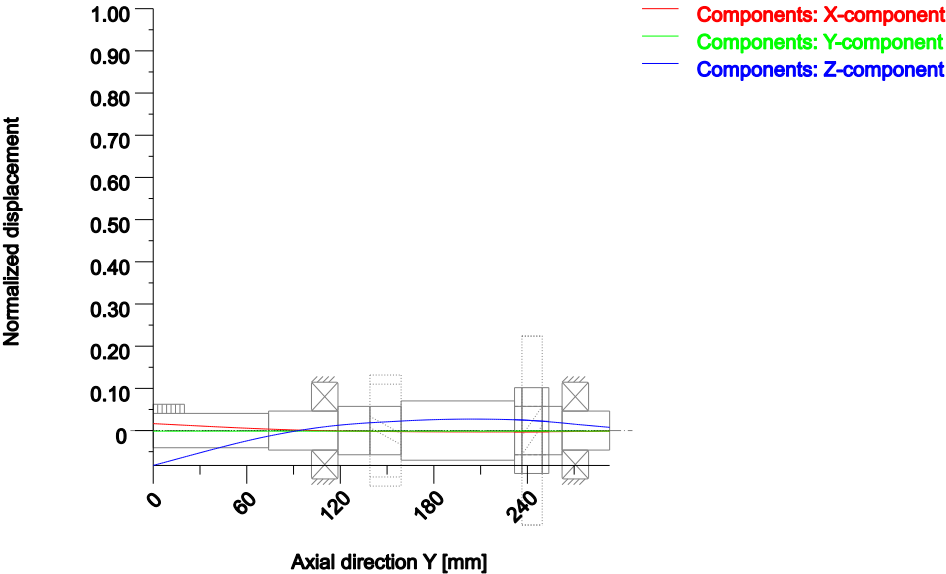


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 5. (1105.32 Hz))

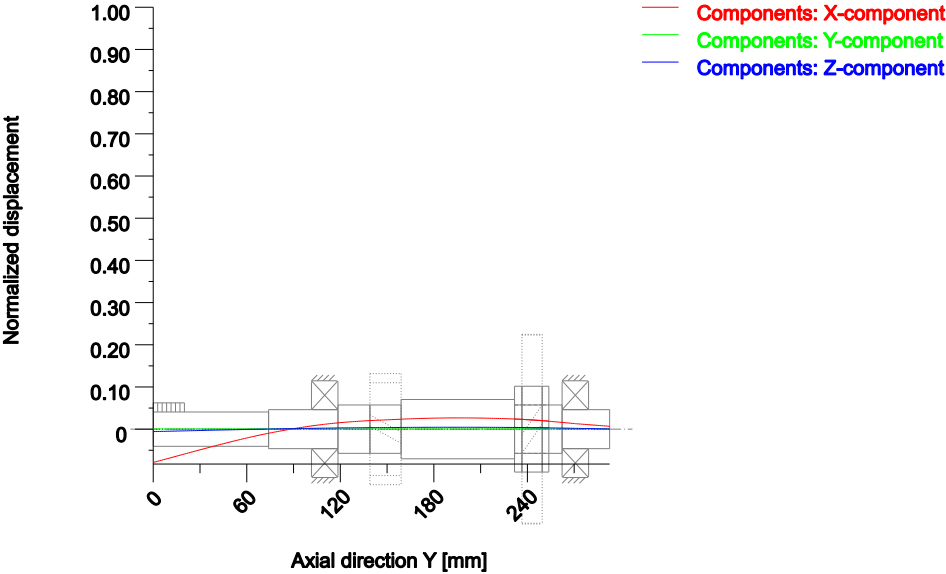


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 6. (1168.78 Hz))

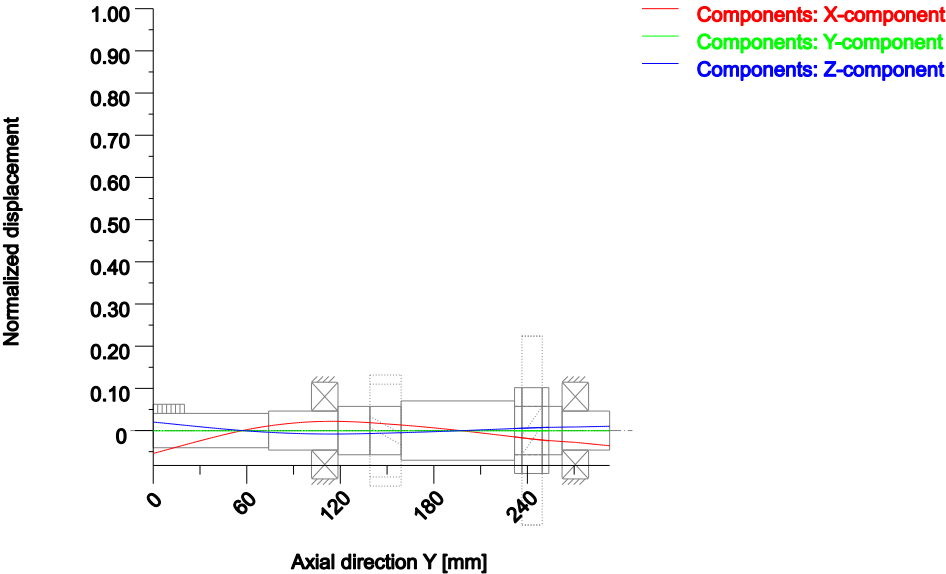


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 7. (2007.44 Hz))

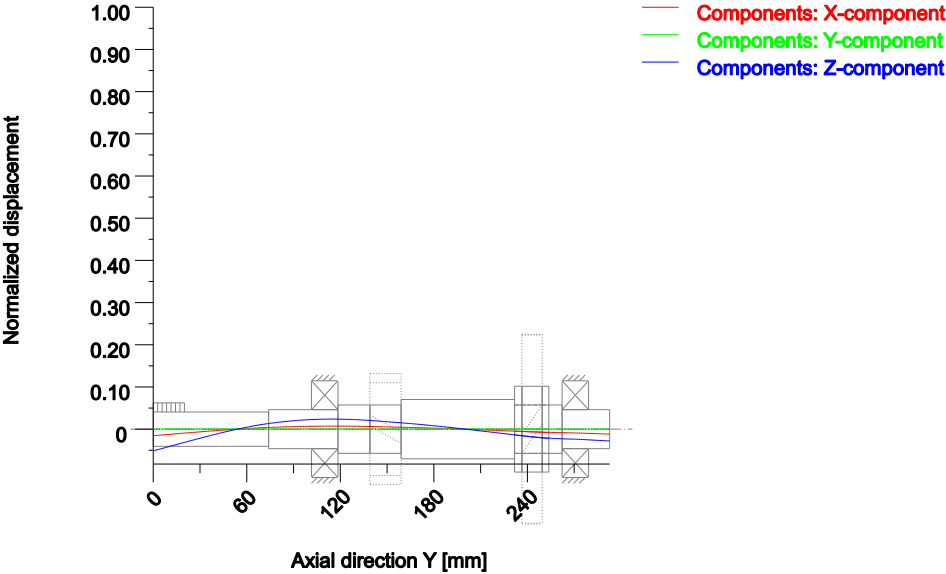


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 8. (2112.51 Hz))

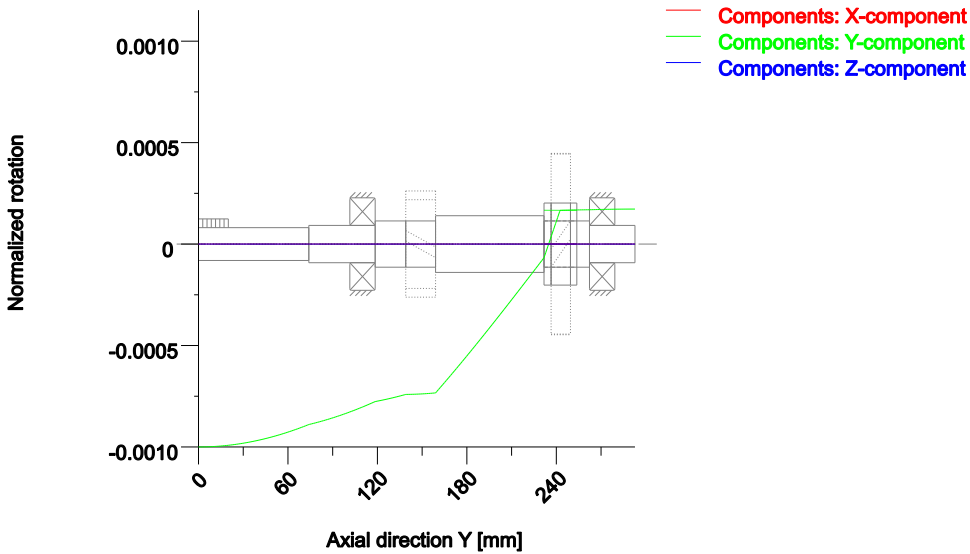


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation) (Eigenfrequency: 9. (3247.59 Hz))

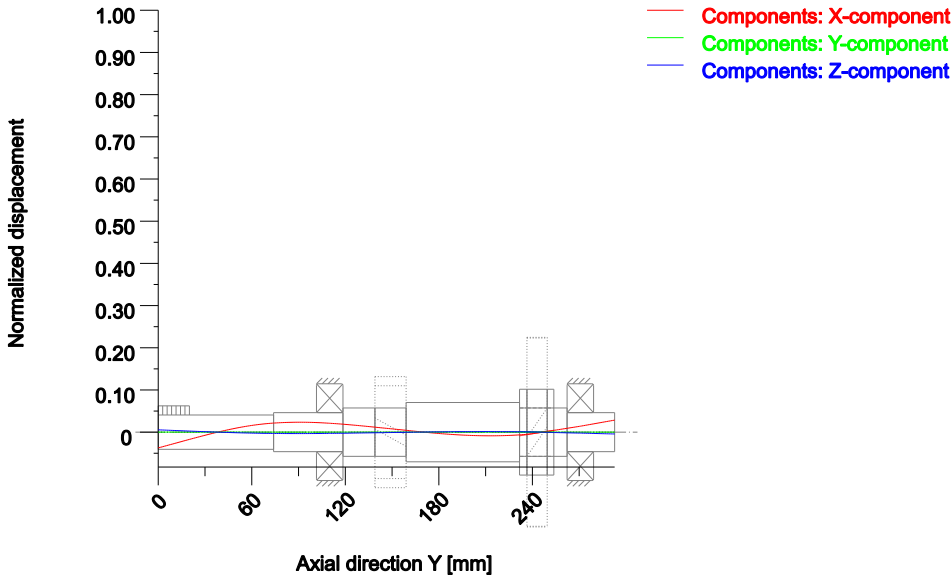


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 10. (3365.3 Hz))

8 Strength calculation according to DIN 743:2012

8.1 Summary

input shaft

Material 34 CrNiMo 6 (1)
 Material type Through hardened steel
 Material treatment alloyed, through hardened
 Surface treatment No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 1 ($\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	17.50	Spline
B-B	97.40	Thread
C-C	75.01	Thread
D-D	74.00	Shoulder with relief groove

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	K2d	SD	SS
A-A	1.37	1.00	0.93	5.28	5.06
B-B	2.06	1.08	0.92	6.86	6.75
C-C	2.06	1.08	0.92	6.86	6.75
D-D	2.04	0.85	0.93	7.37	7.14

Required safeties:	1.20	1.20
--------------------	------	------

Abbreviations:

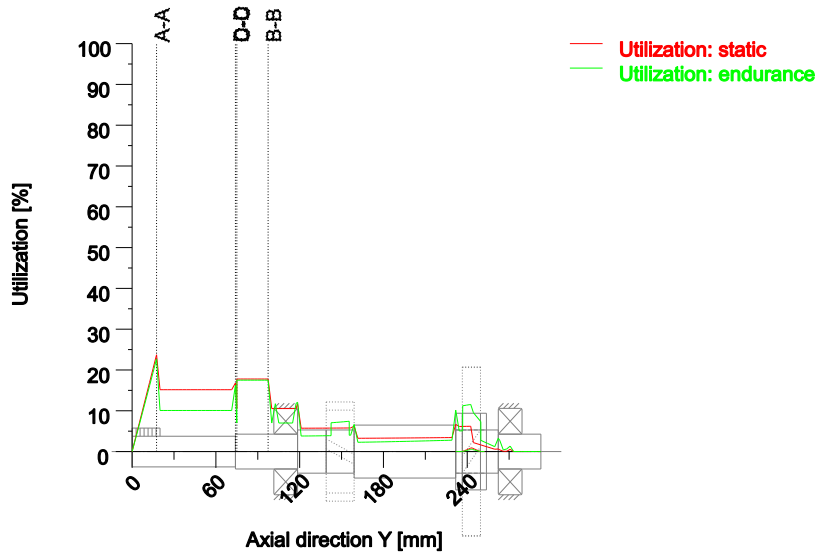
$\beta\sigma$: Notch factor, bending
 $KF\sigma$: Surface factor
 K2d: size factor bending
 SD: Safety endurance limit
 SS: Safety against yield point

8.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)	Endurance
A-A	23.726	22.710
B-B	17.786	17.500
C-C	17.786	17.500
D-D	16.807	16.292

Maximum utilization of shafts (%)

input shaft:	23.726
--------------	--------



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength (nominal load)

8.2 Calculation details

General statements

Label input shaft
 Drawing
 Length (mm) [l] 292.75
 IcElem = 0
 Speed (1/min) [n] 4284.15

Material 34 CrNiMo 6 (1)
 Material type Through hardened steel
 Material treatment alloyed, through hardened
 Surface treatment No

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Stress ratio	0.000	-1.000	0.000	-1.000
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	1000.00
[σ_{dW}], bei dB (N/mm ²)		480.00
[σ_{bW}], bei dB (N/mm ²)		600.00
[τ_{tW}], bei dB (N/mm ²)		360.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	40.00

Material data calculated with $K_1(d)$, according to DIN 743/3
 Geometric size factor K_1d calculated with shaft diameter D
 Material strength calculated from shaft diameter
 (Requirement: Through hardening of pre-machined shaft)

Notice: The following material values are only valid for the first cross-section, the next ones are corresponding to their actual 'Diameter for size factor'.

[σBeff] (N/mm ²)	1156.85
[σSeff] (N/mm ²)	952.98
[σbFK] (N/mm ²)	1143.57
[τtFK] (N/mm ²)	660.24
[σbBRand] (N/mm ²)	810.00

[σzdW] (N/mm ²)	462.74
[σbW] (N/mm ²)	578.42
[τtW] (N/mm ²)	347.05

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 1 (σ.mv = const)

8.2.1 Cross section 'A-A' Spline

Comment	Y= 0.00... 20.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			17.500
External diameter (mm)	[da]			22.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Diameter for size factors (mm)	[deff]			22.000
Notch effect	Spline			
ISO 4156:2021, DIN 5480:2005				
[da, df, z, mn] (mm)	20.750	18.125	15	1.250
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	44.887	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	0.003	44.887	0.512
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	0.003	89.775	0.512

Maximum value (static safety)	0.0	0.0	152.6	0.9
Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	0.0	89.8	0.5

Maximum value (static safety)	0.0	0.0	152.6	0.9
-------------------------------	-----	-----	-------	-----

Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt]	258.016	584.567	1169.133	

Stresses: (N/mm ²)				
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	0.000	0.000	38.394	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	0.006	38.394	0.003
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	0.000	0.009	130.539	0.004

Technological size influence	[K1(σB)]			0.964
	[K1(σS)]			0.953

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	1.370	1.370	1.566
[dB] (mm) =	29.0			
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.991	0.991	0.987
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.988	0.988	0.982
Notch effect coefficient	[β]	1.365	1.365	1.559
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.928	0.928
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.365	1.471	1.680

Present safety for endurance limit:				
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]			66.500
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]			38.394

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	338.904	393.194	206.641
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				

Permissible amplitude (N/mm ²)	[$\psi\sigma_K$]	0.172	0.205	0.098
Safety against fatigue	[σ_{ADK}]	327.492	379.580	202.876
Required safety against fatigue	[S]			5.284
Result (%)	[Smin]			1.200
	[S/Smin]			440.3

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γ_F]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	952.977	1143.572	660.242
Safety yield stress	[S]			5.058
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			421.5

8.2.2 Cross section 'B-B' Thread

Comment	Y= 75.00...100.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			97.400
External diameter (mm)	[da]			25.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Diameter for size factors (mm)	[deff]			25.000
Notch effect	Thread			
Label				
[d, r, t] (mm)	21.000	0.100	2.000	
Mean roughness (μm)		[Rz]		8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	51.300	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	0.139	51.300	3.043
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	0.139	102.600	3.043

Maximum value (static safety)		0.0	0.2	174.4	5.2
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	0.1	102.6	3.0

Maximum value (static safety)		0.0	0.2	174.4	5.2
Cross section, moment of resistance: (mm ²)	[A, Wb, Wt]	346.361	909.197	1818.393	

Stresses: (N/mm²)

[σ_{dm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)		0.000	0.000	28.212	0.000
[σ_{da} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)		0.000	0.153	28.212	0.012
[σ_{dmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)		0.000	0.261	95.920	0.020

Technological size influence	[K1(σ_B)]			0.950
	[K1(σ_S)]			0.934

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	2.316	2.037	1.629
[dB] (mm) =		15.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.971	0.975	0.983
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.983	0.986	0.990
Notch effect coefficient	[β]	2.346	2.059	1.641
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.920	0.920
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.084	1.084	1.043
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.268	2.161	1.743

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σ_mV]			48.864
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τ_mV]			28.212

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	200.982	263.671	196.105
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				

Permissible amplitude (N/mm ²)	[$\psi\sigma_K$]	0.097	0.131	0.094
Safety against fatigue	[σ_{ADK}]	196.256	257.278	193.448
Required safety against fatigue	[S]			6.857
Result (%)	[S/min]			1.200
	[S/Smin]			571.4

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γ_F]	1.100	1.100	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	1027.511	1233.014	647.164
Safety yield stress	[S]			6.747
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			562.2

8.2.3 Cross section 'C-C' Thread

Comment	Y= 75.00...100.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			75.010
External diameter (mm)	[da]			25.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Diameter for size factors (mm)	[deff]			25.000
Notch effect	Thread			
Label				
[d, r, t] (mm)	21.000	0.100	2.000	
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	51.300	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	0.081	51.300	2.199
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	0.081	102.600	2.199

Maximum value (static safety)		0.0	0.1	174.4	3.7
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	0.1	102.6	2.2

Maximum value (static safety) 0.0 0.1 174.4 3.7

Cross section, moment of resistance: (mm²)

[A, Wb, Wt]	346.361	909.197	1818.393
-------------	---------	---------	----------

Stresses: (N/mm²)

[σ_{dm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)		0.000	0.000	28.212	0.000
[σ_{da} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)		0.000	0.089	28.212	0.008
[σ_{dmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)		0.000	0.151	95.920	0.014

Technological size influence	[K1(σ_B)]			0.950
	[K1(σ_S)]			0.934

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	2.316	2.037	1.629
[dB] (mm) =		15.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.971	0.975	0.983
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.983	0.986	0.990
Notch effect coefficient	[β]	2.346	2.059	1.641
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.920	0.920
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.084	1.084	1.043
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.268	2.161	1.743

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σ_mV]			48.864
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τ_mV]			28.212

Fatigue limit of part (N/mm²) [σ_{WK}] 200.982 263.671 196.105

Influence coefficient of mean stress sensitivity.

Permissible amplitude (N/mm ²)	[ψσK]	0.097	0.131	0.094
Safety against fatigue	[σADK]	196.256	257.278	193.448
Required safety against fatigue	[S]			6.857
Result (%)	[Smin]			1.200
	[S/Smin]			571.4

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γF]	1.100	1.100	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	1027.511	1233.014	647.164
Safety yield stress	[S]			6.747
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			562.2

8.2.4 Cross section 'D-D' Shoulder with relief groove

Comment	Y= 74.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			74.000
External diameter (mm)	[da]			22.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Diameter for size factors (mm)	[deff]			25.000
Notch effect	Shoulder with relief groove			
[D, d, D1, r, t1] (mm)	25.000	21.400	22.000	0.800 0.300
Shape B				
Mean roughness (µm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	51.300	0.000
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	0.079	51.300	2.161
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	0.079	102.600	2.161

Maximum value (static safety)		0.0	0.1	174.4	3.7
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.0	0.1	102.6	2.2

Maximum value (static safety) 0.0 0.1 174.4 3.7

Cross section, moment of resistance: (mm²)

[A, Wb, Wt]	359.681	962.147	1924.293
-------------	---------	---------	----------

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		0.000	0.000	26.659	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm ²)		0.000	0.082	26.659	0.008
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)		0.000	0.139	90.641	0.014

Technological size influence	[K1(σB)]			0.950
	[K1(σS)]			0.934

Tension/Compression Bending Torsion

Stress concentration factor	[α]	2.316	2.124	1.549
References stress slope	[G']	3.234	3.234	1.437
Notch sensitivity factor	[n]	1.041	1.041	1.027
Notch effect coefficient	[β]	2.224	2.040	1.508
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.928	0.928
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.850	0.850	0.914
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.401	2.375	1.719

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]			46.175
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]			26.659

Fatigue limit of part (N/mm²) [σWK] 189.845 239.907 198.907

Influence coefficient of mean stress sensitivity.

[ψσK]	0.091	0.118	0.096
-------	-------	-------	-------

Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	185.649	234.475	196.358
Safety against fatigue	[S]			7.365
Required safety against fatigue	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			613.8

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γF]	1.100	1.100	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	1027.511	1233.014	647.164
Safety yield stress	[S]			7.140
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			595.0

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit: The notch factors for the 'Slight interference fit' case are no longer defined in DIN 743. The notch factors are taken from the FKM Guideline, except if those for the 'tight interference fit' according to DIN are smaller, in which case they will be used.

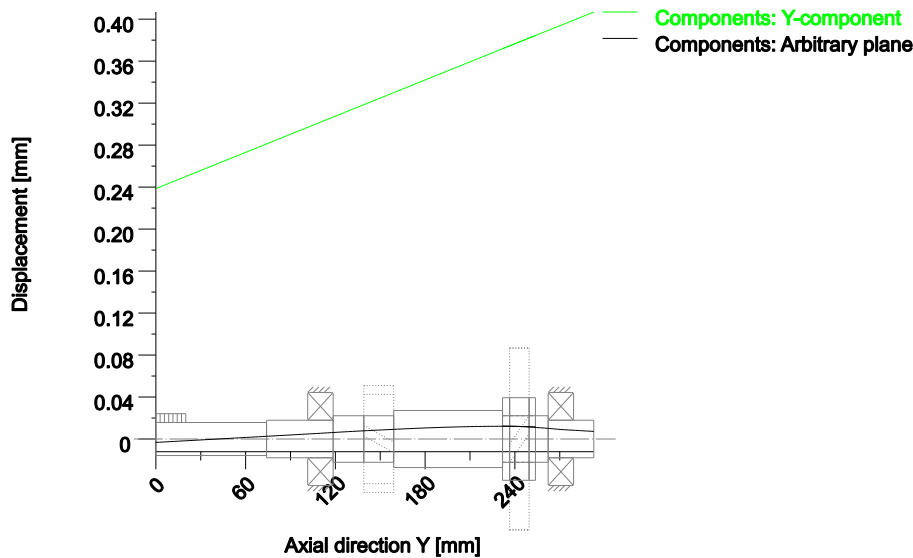


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 258.0150904 127)

End of report (lines: 1041)

Apêndice G - Relatório de cálculo do veio de saída para a primeira velocidade, do *KISSsoft*[®]

Shaft

Veio de saída // 1ª velocidade


Changed on	11.09.2025, 11:04:20
Changed by	andre


Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto
(4752)
KISSsoft Release 2023 -SP1

Contents

1	Messages	3
2	Input data	3
2.1	Shafts	3
2.2	Weight force	4
2.3	Shaft modeling	4
2.4	Shear deformations	4
2.5	Rolling bearings	4
2.6	Housing	4
2.7	Load applications	4
3	Shaft definition (shaft)	5
3.1	Outer contour	5
3.2	Inner contour	6
3.3	Forces	7
3.4	Bearing	7
4	Shaft definition (sz2)	8
4.1	Outer contour	8
4.2	Inner contour	8
4.3	Forces	9
5	Shaft definition (sz4)	9
5.1	Outer contour	9
5.2	Inner contour	9
5.3	Forces	10
6	Connections	10
6.1	b4 (SKF 61908)	10
6.2	b5 (SKF 61908)	10
6.3	b7 (SKF 61908)	11
6.4	b8 (SKF 61908)	11
6.5	con_z3	12
6.6	con_z4	12
7	Gears	12
7.1	Shaft 'shaft': Cylindrical gear 'z5'	12
7.2	Shaft 'sz2': Cylindrical gear 'z3'	12
7.3	Shaft 'sz2': Cylindrical gear 'z3'	12
7.4	Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'	13
7.5	Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'	13
7.6	Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'	13
8	Results	14
8.1	Shafts	14
8.2	Bearing	15
8.3	'shaft' Rolling bearing 'b3'	15
8.4	'shaft' Rolling bearing 'b9'	16
8.5	'shaft' Rolling bearing 'b10'	18
8.6	Rolling bearing 'b4'	19
8.7	Rolling bearing 'b5'	20
8.8	Rolling bearing 'b7'	21
8.9	Rolling bearing 'b8'	22
8.10	Bearing 'con_z3'	23
8.11	Bearing 'con_z4'	23
8.12	Damage relative to the required service life ($L_{req} = 4580$ h)	24
8.13	Utilization relative to the required service life ($L_{req} = 4580$ h)	24
8.14	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. t in (h)	24
9	Strength calculation according to DIN 743:2012	30
9.1	Summary	30
9.2	Calculation details	31

1 Messages

 Calculation is consistent.

 For shaft with internal diameter the notch factors are not available. None of the known calculation methods produces reliable data. It is proposed to use the data for the full shaft and to judge the results conservatively.

2 Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

2.1 Shafts

2.1.1 Shaft 'shaft'

Drawing
 Initial position (mm) 0.000
 Length (mm) 367.000
 Speed (1/min) 1460.507
 Direction of rotation: clockwise

Material 34 CrNiMo 6 (1)
 Young's modulus (N/mm²) 206000.000
 Poisson's ratio nu 0.300
 Density (kg/m³) 7830.000
 Coefficient of thermal expansion (10⁻⁶/K) 11.500
 Temperature (°C) 70.000
 Mass of shaft (kg) 2.721

Note: mass stands for the shaft only without considering the gears
 Mass of shaft, including additional masses (kg) 3.229
 Mass moment of inertia (kg*mm²) 1165.427
 Momentum of mass GD2 (Nm²) 0.046

2.1.2 Shaft 'sz2'

Drawing
 Initial position (mm) 123.000
 Length (mm) 48.000
 Speed (1/min) 1460.507
 Direction of rotation: clockwise

Material 18CrNiMo7-6
 Young's modulus (N/mm²) 206000.000
 Poisson's ratio nu 0.300
 Density (kg/m³) 7830.000
 Coefficient of thermal expansion (10⁻⁶/K) 11.500
 Temperature (°C) 70.000
 Mass of shaft (kg) 3.181

Note: mass stands for the shaft only without considering the gears
 Mass of shaft, including additional masses (kg) 6.773
 Mass moment of inertia (kg*m²) 0.033
 Momentum of mass GD2 (Nm²) 1.303

2.1.3 Shaft 'sz4'

Drawing
 Initial position (mm) 229.000
 Length (mm) 32.000

Speed (1/min)		3284.517
Direction of rotation:	clockwise	
Material	18CrNiMo7-6	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		70.000
Mass of shaft (kg)		2.095
Note: mass stands for the shaft only without considering the gears		
Mass of shaft, including additional masses (kg)		2.952
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		8986.555
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.353

2.2 Weight force

Weight towards	0.000		
Weight towards		0.000	
Weight towards			-1.000

2.3 Shaft modeling

Gears mounted with stiffness according to ISO

2.4 Shear deformations

Consider deformations due to shearing	
Shear correction factor	1.100

2.5 Rolling bearings

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry
Tolerance field: Minimum

2.6 Housing

Housing material	G-AlSi9Cu3	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	21.000
Temperature of housing (°C)		70.000
Thermal housing reference point (mm)		0.000
Reference temperature (°C)		20.000

2.7 Load applications

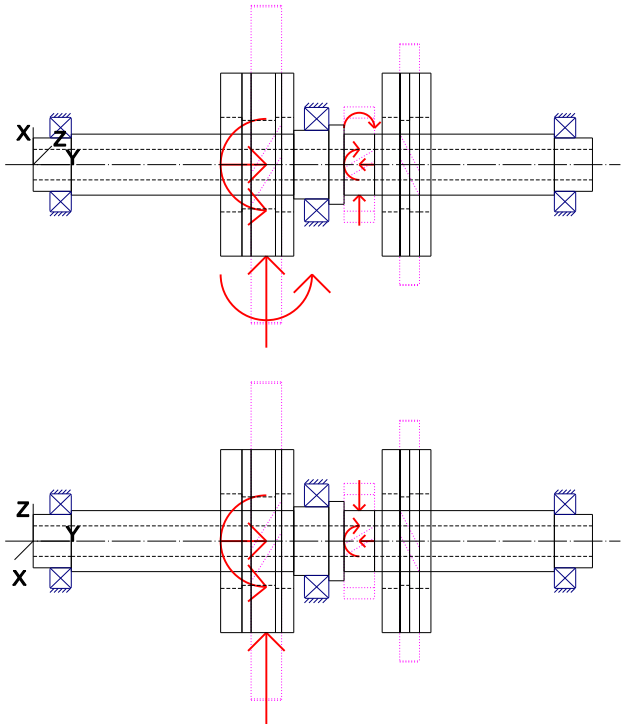


Figure: Load applications

3 Shaft definition (shaft)

3.1 Outer contour

3.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...25.000mm

Diameter (mm)	[d]	35.0000
Length (mm)	[l]	25.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Relief groove right (Freistich rechts)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form F (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer left (Chamfer left)

l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Thread (Thread)

1.000 mm ... 10.000 mm

t=2.00 (mm), l=9.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.2 Cylinder (Cylinder), 25.000mm ...171.000mm

Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	146.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Key way (Key way)

29.000 mm ... 111.000 mm

l=82.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Chamfer left (Chamfer left)

l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Relief groove right (Relief groove right)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

3.1.3 Cylinder (Cylinder), 171.000mm ...194.000mm

Diameter (mm)	[d]	45.0000
Length (mm)	[l]	23.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Relief groove right (Relief groove right)
r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

3.1.4 Cylinder (Cylinder), 194.000mm ...204.000mm

Diameter (mm)	[d]	52.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer left (Chamfer left)
l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

3.1.5 Cylinder (Cylinder_2), 204.000mm ...342.000mm

Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	138.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Relief groove left (Relief groove left)
r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Key way (Key way) 273.000 mm ... 338.000 mm
l=65.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Key way (Key way) 207.000 mm ... 223.000 mm
l=16.00 (mm), i=2, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.6 Cylinder (Cylinder), 342.000mm ...367.000mm

Diameter (mm)	[d]	35.0000
Length (mm)	[l]	25.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Relief groove left (Freistich links)
r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
Form F (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Thread (Thread) 357.000 mm ... 366.000 mm
t=2.00 (mm), l=9.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.2 Inner contour

3.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...367.000mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	367.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

3.3 Forces

3.3.1 Cylindrical gear (z5)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	214.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	214.0000
Operating pitch diameter (mm)		75.6923
Helix angle (°)		18.0558 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		20.4648
Position of contact (°)		180.0000
Length of load application (mm)		20.0000
Power (kW)		46.0300 driving (output)
Torque (Nm)		-300.9600
Axial force (N)		-2592.3834
Shearing force X (N)		3121.3515
Shearing force Z (N)		-7952.1951
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		98.1117

3.4 Bearing

3.4.1 b3 (SKF 6007)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y _{local}]	18.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	18.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	35.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	14.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0]		6.000
(*) ISO 5753-1:2009 C0		
Nominal axial clearance (µm)	[Pe]	97.415
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	10.200
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	16.800
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.440
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	15.976
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	10.277
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

3.4.2 b9 (SKF 6007)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y _{local}]	349.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	349.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm)	[d]	35.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	14.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0]		6.000
---	--	-------

(*) ISO 5753-1:2009 C0

Nominal axial clearance (µm)	[Pe]	97.415
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	10.200
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	16.800
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.440
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	15.976
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	10.277
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

3.4.3 b10 (SKF NJ 1009 ECP)

Bearing type		Cylindrical roller bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	186.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	186.000
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	45.000
External diameter (mm)	[D]	75.000
Width (mm)	[b]	16.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0]		30.000
(*) ISO 5753-1:2009 C0		
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	52.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	52.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	6.300
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	44.855
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	52.000
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

4 Shaft definition (sz2)

4.1 Outer contour

4.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...48.000mm

Diameter (mm)	[d]	120.0000
Length (mm)	[l]	48.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Radius right (Radius right)

r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Radius left (Radius left)

r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

4.2 Inner contour

4.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...14.000mm

Diameter (mm)	[d]	62.0000
Length (mm)	[l]	14.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

4.2.2 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 14.000mm ...36.000mm

Diameter (mm)	[d]	58.0000
Length (mm)	[l]	22.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.2.3 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 36.000mm ...48.000mm

Diameter (mm)	[d]	62.0000
Length (mm)	[l]	12.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

4.3 Forces

4.3.1 Cylindrical gear (z3)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	30.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	153.0000
Operating pitch diameter (mm)		208.8136
Helix angle (°)		18.0505 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		20.4212
Position of contact (°)		180.0000
Length of load application (mm)		20.0000
Power (kW)		46.0300 driven (input)
Torque (Nm)		300.9600
Axial force (N)		939.4117
Shearing force X (N)		1128.7881
Shearing force Z (N)		2882.5714
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		-98.0809

5 Shaft definition (sz4)

5.1 Outer contour

5.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...32.000mm

Diameter (mm)	[d]	120.0000
Length (mm)	[l]	32.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Radius right (Radius right)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

5.2 Inner contour

5.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...12.000mm

Diameter (mm)	[d]	62.0000
Length (mm)	[l]	12.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

5.2.2 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 12.000mm ...18.000mm

Diameter (mm)	[d]	58.0000
Length (mm)	[l]	6.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

5.2.3 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 18.000mm ...32.000mm

Diameter (mm)	[d]	62.0000
Length (mm)	[l]	14.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

5.3 Forces

5.3.1 Cylindrical gear (z4)

Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	18.0000
Position in global system (mm)	[Y _{global}]	247.0000
Operating pitch diameter (mm)		158.4906
Helix angle (°)		18.0823 Helix right hand
Working pressure angle at normal section (°)		20.6816
Position of contact (°)		180.0000
Length of load application (mm)		13.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

6 Connections

6.1 b4 (SKF 61908)

Bearing type Deep groove ball bearing (single row)

Position (mm)		131.000
Shaft 'shaft' <-> Shaft 'sz2'		
Set fixed bearing right		
Inner diameter (mm)	[d]	40.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	12.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	13.800
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	10.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.425
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	13.689
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	9.913
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0]	6.000
(*) ISO 5753-1:2009 C0	
Nominal axial clearance (µm) [Pe]	89.780

6.2 b5 (SKF 61908)

Bearing type Deep groove ball bearing (single row)

Position (mm)		165.000
Shaft 'shaft' <-> Shaft 'sz2'		
Set fixed bearing left		
Inner diameter (mm)	[d]	40.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	12.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	13.800
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	10.000

Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.425
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	13.689
Basic static load rating (kN)	[C _{otheo}]	9.913
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{co}]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0] (* ISO 5753-1:2009 C2)		1.000
Nominal axial clearance (µm)	[Pe]	36.721

6.3 b7 (SKF 61908)

Bearing type Deep groove ball bearing (single row)

Position (mm)		235.000
Shaft 'shaft' <-> Shaft 'sz4'		
Set fixed bearing right		
Inner diameter (mm)	[d]	40.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	12.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	13.800
Basic static load rating (kN)	[C _o]	10.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.425
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	13.689
Basic static load rating (kN)	[C _{otheo}]	9.913
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{co}]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0] (* ISO 5753-1:2009 C0)		6.000
Nominal axial clearance (µm)	[Pe]	89.780

6.4 b8 (SKF 61908)

Bearing type Deep groove ball bearing (single row)

Position (mm)		253.000
Shaft 'shaft' <-> Shaft 'sz4'		
Set fixed bearing left		
Inner diameter (mm)	[d]	40.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	12.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	13.800
Basic static load rating (kN)	[C _o]	10.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.425
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	13.689
Basic static load rating (kN)	[C _{otheo}]	9.913
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{co}]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0] (* ISO 5753-1:2009 C0)		6.000
Nominal axial clearance (µm)	[Pe]	89.780

6.5 con_z3

Bearing type

Position (mm) 123.000
 Degrees of freedom
 X: free; Y: free; Z: free;
 Rx: fixed; Ry: fixed; Rz: fixed;

6.6 con_z4

Bearing type

Position (mm) 261.000
 Degrees of freedom
 X: free; Y: free; Z: free;
 Rx: fixed; Ry: free; Rz: fixed;

7 Gears

Gears are considered as mass and as stiffness according to ISO 6336-1 (interference fit).

7.1 Shaft 'shaft': Cylindrical gear 'z5'

Center point	[y]	214.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	204.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	541772.756 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	111605.188 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	224.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	541772.756 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	111605.188 Nm ²
Mass	[m]	0.508 kg
Center of mass	[y _s]	214.000 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	4.6530e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	2.4958e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	2.4958e-04 kg·m ²

7.2 Shaft 'sz2': Cylindrical gear 'z3'

Center point	[y]	28.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	20.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	35307682.243mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	7273382.542 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	36.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	35307682.243mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	7273382.542 Nm ²
Mass	[m]	2.873 kg
Center of mass	[y _s]	28.000 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	2.0833e-02 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	1.0478e-02 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	1.0478e-02 kg·m ²

7.3 Shaft 'sz2': Cylindrical gear 'z3'

Center point	[y]	38.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	36.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	35137847.744mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	7238396.635 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	40.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	35137847.744mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	7238396.635 Nm ²

Mass	[m]	0.718	kg
Center of mass	[ys]	38.000	mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	5.2084e-03	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	2.6051e-03	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	2.6051e-03	kg·m ²

7.4 Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'

Center point	[y]	11.750	mm
Left side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	11.500	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17728725.723	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3652117.499	Nm ²
Right side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	12.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17728725.723	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3652117.499	Nm ²
Mass	[m]	0.033	kg
Center of mass	[ys]	11.750	mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	1.6282e-04	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	8.1410e-05	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	8.1410e-05	kg·m ²

7.5 Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'

Center point	[y]	15.000	mm
Left side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	12.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17898560.222	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3687103.406	Nm ²
Right side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	18.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17898560.222	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3687103.406	Nm ²
Mass	[m]	0.396	kg
Center of mass	[ys]	15.000	mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	1.9538e-03	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	9.7810e-04	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	9.7810e-04	kg·m ²

7.6 Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'

Center point	[y]	21.250	mm
Left side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	18.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17728725.723	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3652117.499	Nm ²
Right side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	24.500	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17728725.723	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3652117.499	Nm ²
Mass	[m]	0.428	kg
Center of mass	[ys]	21.250	mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	2.1166e-03	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	1.0598e-03	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	1.0598e-03	kg·m ²

8 Results

8.1 Shafts

Maximum deflection 35.431(μm) (sz4pos = 229.000 mm)

Mass center of gravity
shaft (mm) 183.865
sz2(mm) 24.020
sz4(mm) 15.992

Total axial load
shaft (N) -2592.383
sz2(N) 939.412
sz4(N) 0.000

Torsion of the shafts under torque
(Difference between left and right shaft end)
shaft ($^{\circ}$) -0.061
sz2($^{\circ}$) 0.000
sz4($^{\circ}$) -0.000

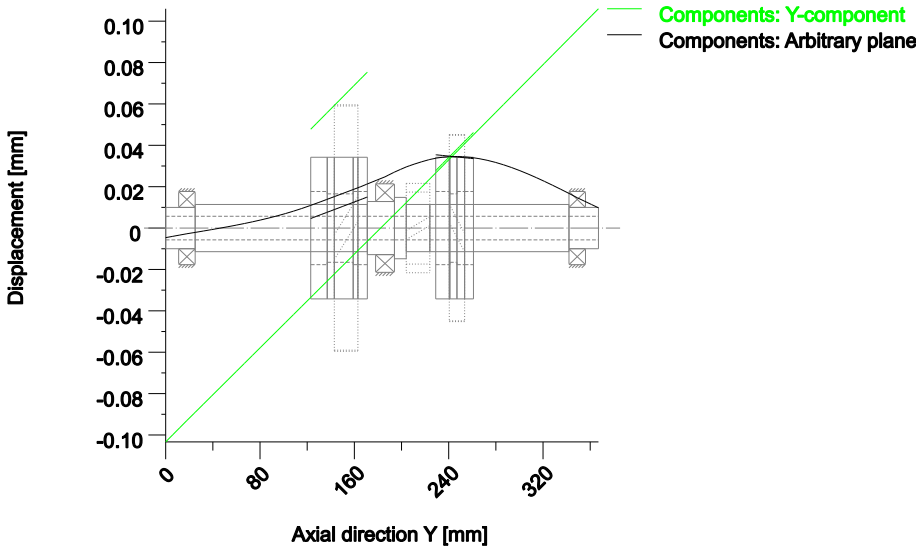
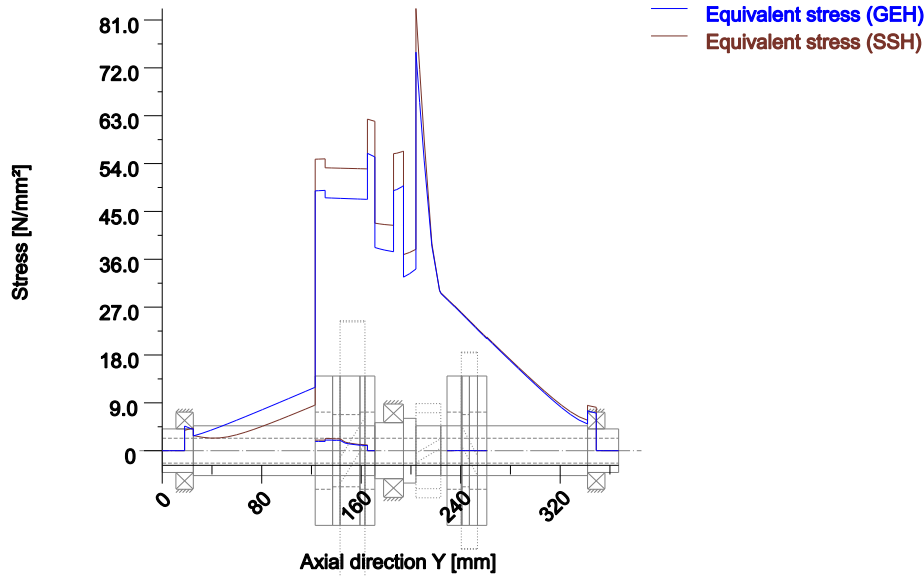


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 297.6801782 127)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$
 SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

8.2 Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u _a]	10.00	µm
Lubricant	Shell Omala S4 WE 220		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.			
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Limit for factor a _{ISO}	[a _{ISOmax}]	50.00	
Oil level	[h _{oil}]	-30.00	mm
Oil bath lubrication			

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

8.3 'shaft' Rolling bearing 'b3'

Position (Y-coordinate)	[y]	18.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	2.45	kN
Static equivalent load	[P ₀]	1.18	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.079	
Life modification factor for reliability	[a _r]	1.000	

8.3.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-6.736	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	-0.736	µm

8.3.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220
 Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Lubricant - service temperature	[T _b]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.430	
Load ratio	[C/P]	6.860	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _i]	16.908	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	4.522	
Life modification factor	[a _{ISO}]	4.644	
Fatigue load limit	[C _u]	0.440	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	3684.587	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	3684.587	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	17109.743	h
Static safety factor	[S ₀]	8.637	

8.3.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.430	
Fatigue load limit	[C _u]	0.440	kN
Dynamic equivalent reference load	[P _{ref}]	0.000	kN
Basic reference rating life	[L _{10rh}]	3415.941	h
Reference rating life	[L _{nrh}]	3415.941	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	15244.658	h
Maximum contact stress	[p _{max}]	2209.694	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	
(S _{0w} = (p ₀ / p _{max}) ⁿ , S _{0ref} = C ₀ / P _{0ref})			

8.3.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	0.054	kN
Bearing reaction force	[F _y]	1.653	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-0.588	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.591	kN
Inclination angle	[α _{Fr}]	-84.722	°
Bearing reaction moment	[M _x]	-3.658	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	0.291	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	3.670	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	175.454	°
Displacement of bearing	[u _x]	-1.132	μm
Displacement of bearing	[u _y]	-92.995	μm
Displacement of bearing	[u _z]	2.501	μm
Displacement of bearing	[u _r]	2.745	μm
Inclination angle	[α _{ur}]	114.363	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.045	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.139	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.146	mrad

8.3.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.118	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.044	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.161	Nm
Power loss	[P _{loss}]	24.657	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.			
The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μ _{bl} = 0.15.			

8.4 'shaft' Rolling bearing 'b9'

Position (Y-coordinate)	[y]	349.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	1.39	kN
Static equivalent load	[P ₀]	1.39	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	μm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.005	
Life modification factor for reliability	[a _i]	1.000	

8.4.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	$[\Delta P_d]$	-6.736	μm
Operating diametral clearance	$[P_d]$	-0.736	μm

8.4.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Shell Omala S4 WE 220		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.			
Lubricant - service temperature	$[T_b]$	70.00	$^{\circ}\text{C}$
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	$[e_c]$	0.430	
Load ratio	$[C/P]$	12.109	
Operating viscosity	$[\nu]$	76.454	mm^2/s
Reference viscosity	$[\nu_r]$	16.908	mm^2/s
Viscosity ratio	$[k]$	4.522	
Life modification factor	$[a_{\text{ISO}}]$	13.238	
Fatigue load limit	$[C_u]$	0.440	kN
Basic rating life	$[L_{10h}]$	20261.648	h
Bearing rating life	$[L_{nh}]$	20261.648	h
Modified rating life	$[L_{nmh}]$	268217.110	h
Static safety factor	$[S_0]$	7.352	

8.4.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	$[e_c]$	0.430	
Fatigue load limit	$[C_u]$	0.440	kN
Dynamic equivalent reference load	$[P_{\text{ref}}]$	0.000	kN
Basic reference rating life	$[L_{10rh}]$	20373.485	h
Reference rating life	$[L_{nrh}]$	20373.485	h
Modified reference rating life	$[L_{nmrh}]$	270760.260	h
Maximum contact stress	$[p_{\text{max}}]$	2044.521	N/mm^2
Static equivalent load	$[P_{\text{0ref}}]$	0.000	kN
Effective static safety factor	$[S_{0w}]$	9999.990	
Static safety factor	$[S_{\text{0ref}}]$	9999.990	
$(S_{0w} = (p_0 / p_{\text{max}})^n, S_{\text{0ref}} = C_0 / P_{\text{0ref}})$			

8.4.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	$[F_x]$	-0.253	kN
Bearing reaction force	$[F_y]$	0.000	kN
Bearing reaction force	$[F_z]$	1.364	kN
Bearing reaction force	$[F_r]$	1.387	kN
Inclination angle	$[\alpha_{F_r}]$	100.513	$^{\circ}$
Bearing reaction moment	$[M_x]$	-0.014	Nm
Bearing reaction moment	$[M_z]$	-0.065	Nm
Bearing reaction moment	$[M_r]$	0.066	Nm
Inclination angle	$[\alpha_{M_r}]$	-102.029	$^{\circ}$
Displacement of bearing	$[u_x]$	2.767	μm
Displacement of bearing	$[u_y]$	95.645	μm
Displacement of bearing	$[u_z]$	-15.108	μm
Displacement of bearing	$[u_r]$	15.359	μm
Inclination angle	$[\alpha_{u_r}]$	-79.621	$^{\circ}$
Misalignment of bearing	$[r_x]$	0.236	mrad
Misalignment of bearing	$[r_z]$	0.133	mrad
Misalignment of bearing	$[r_r]$	0.271	mrad

8.4.5 Friction and power loss

Oil level	$[H]$	0.000	mm
Rolling moment of friction	$[M_{rr}]$	0.039	Nm
Sliding moment of friction	$[M_{sl}]$	0.009	Nm
Moment of friction, seals	$[M_{\text{seal}}]$	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	$[M_{\text{drag}}]$	0.000	Nm
Torque of friction	$[M_{\text{loss}}]$	0.048	Nm
Power loss	$[P_{\text{loss}}]$	7.363	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.

8.5 'shaft' Rolling bearing 'b10'

Position (Y-coordinate)	[y]	186.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	6.00	kN
Static equivalent load	[P ₀]	6.00	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Life modification factor for reliability [a ₁]		1.000	

8.5.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-7.058	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	22.942	µm

8.5.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220

Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.498	
Load ratio	[C/P]	8.672	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν ₁]	15.139	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	5.050	
Life modification factor	[a _{ISO}]	6.132	
Fatigue load limit	[C _u]	6.300	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	15288.476	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	15288.476	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	93742.917	h
Static safety factor	[S ₀]	8.672	

8.5.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.501	
Fatigue load limit	[C _u]	6.300	kN
Dynamic equivalent reference load	[P _{ref}]	0.000	kN
Basic reference rating life	[L _{10rh}]	36340.998	h
Reference rating life	[L _{nrh}]	36340.998	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	135910.796	h
Maximum contact stress	[p _{max}]	1604.769	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	

(S_{0w} = (p₀ / p_{max})ⁿ, S_{0ref} = C₀ / P_{0ref})

8.5.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	-4.051	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	4.421	kN
Bearing reaction force	[F _r]	5.996	kN
Inclination angle	[α _{Fr}]	132.502	°
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.304	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-0.504	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.589	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	-121.127	°
Displacement of bearing	[u _x]	17.313	µm
Displacement of bearing	[u _y]	2.099	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-18.883	µm
Displacement of bearing	[u _r]	25.618	µm
Inclination angle	[α _{ur}]	-47.484	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.246	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	0.014	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.247	mrad

8.5.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	3.750	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.287	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.011	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.006	Nm

Torque of friction	[M _{loss}]	0.304	Nm
Power loss	[P _{loss}]	46.448	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.
The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{ol} = 0.15$.

8.6 Rolling bearing 'b4'

Position (Y-coordinate)	[y]	131.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.66	kN
Static equivalent load	[P ₀]	0.66	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.017	
Life modification factor for reliability	[a ₁]	1.000	

8.6.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-5.787	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	0.213	µm

8.6.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220

Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.001	
Load ratio	[C/P]	20.974	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν ₁]	288023.170	mm ² /s
Viscosity ratio	[k]	0.000	
Life modification factor	[a _{ISO}]	0.100	
Fatigue load limit	[C _U]	0.425	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	> 1000000	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	15.198	

8.6.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.000	
Fatigue load limit	[C _U]	0.425	kN
Reference rating life	[L _{nrh}]	> 1000000	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	> 1000000	h

Maximum contact stress	[p _{max}]	1618.003	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	

(S_{0w} = (p₀ / p_{max})ⁿ, S_{0ref} = C₀ / P_{0ref})

8.6.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	0.093	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.651	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.658	kN
Inclination angle	[α _{Fr}]	81.903	°
Bearing reaction moment	[M _x]	1.184	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-0.180	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	1.198	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	-8.633	°
Displacement of bearing	[u _x]	-1.029	µm
Displacement of bearing	[u _y]	-81.380	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-7.624	µm
Displacement of bearing	[u _r]	7.693	µm
Inclination angle	[α _{ur}]	-97.686	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.011	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	0.025	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.027	mrad

8.6.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
-----------	-----	-------	----

Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.000	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.013	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.013	Nm
Power loss	[P _{loss}]	0.000	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.			
The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.			

8.7 Rolling bearing 'b5'

Position (Y-coordinate)	[y]	165.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	2.70	kN
Static equivalent load	[P ₀]	2.40	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.057	
Life modification factor for reliability	[a ₁]	1.000	

8.7.1 Operating bearing clearance

Clearance change not considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	0.000	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	1.000	µm

8.7.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Shell Omala S4 WE 220		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.			
Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.001	
Load ratio	[C/P]	5.120	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν ₁]	288023.170	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	0.000	
Life modification factor	[a _{ISO}]	0.100	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	> 1000000	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	4.167	

8.7.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.000	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Reference rating life	[L _{nrh}]	> 1000000	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	> 1000000	h
Maximum contact stress	[p _{max}]	2431.757	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	
(S _{0w} = (p ₀ / p _{max}) ⁿ , S _{0ref} = C ₀ / P _{0ref})			

8.7.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	1.036	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.939	kN
Bearing reaction force	[F _z]	2.165	kN
Bearing reaction force	[F _r]	2.400	kN
Inclination angle	[α _{F_r}]	64.423	°
Bearing reaction moment	[M _x]	13.223	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-6.664	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	14.807	Nm
Inclination angle	[α _{M_r}]	-26.746	°
Displacement of bearing	[u _x]	-3.696	µm
Displacement of bearing	[u _y]	-81.667	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-8.941	µm
Displacement of bearing	[u _r]	9.675	µm
Inclination angle	[α _{ur}]	-112.462	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.064	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	0.127	mrاد

Misalignment of bearing [r_i] 0.142 mrad

8.7.5 Friction and power loss

Oil level [H] 0.000 mm
 Rolling moment of friction [M_{rr}] 0.000 Nm
 Sliding moment of friction [M_{sl}] 0.176 Nm
 Moment of friction, seals [M_{seal}] 0.000 Nm
 Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018
 Moment of friction flow losses [M_{drag}] 0.000 Nm
 Torque of friction [M_{loss}] 0.176 Nm
 Power loss [P_{loss}] 0.000 W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.

8.8 Rolling bearing 'b7'

Position (Y-coordinate) [y] 235.00 mm
 Dynamic equivalent load [P] 0.06 kN
 Static equivalent load [P₀] 0.06 kN
 Minimum EHL lubricant film thickness [h_{min}] 0.000 μm
 Spin to roll ratio [ω_s/ω_{roll}] 0.003
 Life modification factor for reliability [a₁] 1.000

8.8.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change [ΔP_d] -7.486 μm
 Operating diametral clearance [P_d] -1.486 μm

8.8.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220

Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Lubricant - service temperature [T_B] 70.00 °C
 Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12
 Contamination factor [e_c] 0.445
 Load ratio [C/P] 228.516
 Operating viscosity [v] 76.454 mm²/s
 Reference viscosity [v_i] 14.754 mm²/s
 Viscosity ratio [k] 5.182
 Life modification factor [a_{ISO}] 50.000
 Fatigue load limit [C_u] 0.425 kN
 Basic rating life [L_{10h}] > 1000000 h
 Bearing rating life [L_{nh}] > 1000000 h
 Modified rating life [L_{nmh}] > 1000000 h
 Static safety factor [S₀] 165.592

8.8.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor [e_c] 0.445
 Fatigue load limit [C_u] 0.425 kN
 Dynamic equivalent reference load [P_{ref}] 0.000 kN
 Basic reference rating life [L_{10rh}] > 1000000 h
 Reference rating life [L_{nrh}] > 1000000 h
 Modified reference rating life [L_{nmrh}] > 1000000 h

Maximum contact stress [p_{max}] 712.144 N/mm²
 Static equivalent load [P_{0ref}] 0.000 kN
 Effective static safety factor [S_{0w}] 9999.990
 Static safety factor [S_{0ref}] 9999.990
 (S_{0w} = (p₀ / p_{max})ⁿ, S_{0ref} = C₀ / P_{0ref})

8.8.4 Bearing reactions

Bearing reaction force [F_x] 0.008 kN
 Bearing reaction force [F_y] -0.000 kN
 Bearing reaction force [F_z] -0.060 kN
 Bearing reaction force [F_r] 0.060 kN
 Inclination angle [α_{Fr}] -81.952 °
 Bearing reaction moment [M_x] 0.010 Nm
 Bearing reaction moment [M_z] 0.002 Nm
 Bearing reaction moment [M_r] 0.010 Nm
 Inclination angle [α_{Mr}] 11.029 °

Displacement of bearing	[u _x]	-0.123	µm
Displacement of bearing	[u _y]	-1.136	µm
Displacement of bearing	[u _z]	0.868	µm
Displacement of bearing	[u _r]	0.877	µm
Inclination angle	[α _{ur}]	98.049	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.146	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.027	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.149	mrad

8.8.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.015	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.000	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.015	Nm
Power loss	[P _{loss}]	2.912	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.

8.9 Rolling bearing 'b8'

Position (Y-coordinate)	[y]	253.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.03	kN
Static equivalent load	[P ₀]	0.03	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.002	
Life modification factor for reliability	[a _r]	1.000	

8.9.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-7.486	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	-1.486	µm

8.9.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220

Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Lubricant - service temperature [T_s] 70.00 °C

Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12

Contamination factor	[e _c]	0.445	
Load ratio	[C/P]	431.543	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _r]	14.754	mm ² /s
Viscosity ratio	[k]	5.182	
Life modification factor	[a _{ISO}]	50.000	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	> 1000000	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	312.713	

8.9.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.445	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Dynamic equivalent reference load	[P _{ref}]	0.000	kN
Basic reference rating life	[L _{10rh}]	> 1000000	h
Reference rating life	[L _{nrh}]	> 1000000	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	> 1000000	h

Maximum contact stress	[p _{max}]	608.099	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	
(S _{0w} = (p ₀ / p _{max}) ⁿ , S _{0ref} = C ₀ / P _{0ref})			

8.9.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	-0.008	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN

Bearing reaction force	[F _z]	0.031	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.032	kN
Inclination angle	[α _{F_r}]	105.331	°
Bearing reaction moment	[M _x]	0.006	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	0.001	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.006	Nm
Inclination angle	[α _{M_r}]	12.882	°
Displacement of bearing	[u _x]	0.116	µm
Displacement of bearing	[u _y]	-1.136	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-0.421	µm
Displacement of bearing	[u _r]	0.437	µm
Inclination angle	[α _{u_r}]	-74.627	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.041	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.008	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.042	mrad

8.9.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.015	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.000	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.015	Nm
Power loss	[P _{loss}]	2.912	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.

8.10 Bearing 'con_z3'

Position (Y-coordinate)	[y]	123.00	mm
Bearing reaction force	[F _x]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.000	kN
Bearing reaction moment	[M _x]	-25.866	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-80.843	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	84.880	Nm
Inclination angle	[α _{M_r}]	-107.743	°
Displacement of bearing	[u _x]	-0.923	µm
Displacement of bearing	[u _y]	-81.312	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-7.649	µm
Displacement of bearing	[u _r]	7.705	µm
Inclination angle	[α _{u_r}]	-96.878	°
Misalignment of bearing	[r _x]	0.000	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	0.000	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.000	mrad

8.11 Bearing 'con_z4'

Position (Y-coordinate)	[y]	261.00	mm
Bearing reaction force	[F _x]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.000	kN
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.877	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-0.155	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.891	Nm
Inclination angle	[α _{M_r}]	-169.949	°
Displacement of bearing	[u _x]	0.116	µm
Displacement of bearing	[u _y]	-1.136	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-0.423	µm
Displacement of bearing	[u _r]	0.438	µm
Inclination angle	[α _{u_r}]	-74.661	°
Misalignment of bearing	[r _x]	0.000	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	0.000	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.000	mrad

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database. The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C₀ (details in the manufacturer's catalog). For this reason, the geometry may be different from the actual geometry. In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

8.12 Damage relative to the required service life (L_{req} = 4580 h)

Load case	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7
1	26.77	1.71	4.89	0.46	0.46	0.46	0.46
Σ	26.77	1.71	4.89	0.46	0.46	0.46	0.46

B1 : b3 (SKF 6007)
 B2 : b9 (SKF 6007)
 B3 : b10(SKF NJ 1009 ECP)
 B4 : b4 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)
 B5 : b5 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)
 B6 : b7 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)
 B7 : b8 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)

8.13 Utilization relative to the required service life (L_{req} = 4580 h)

Rolling bearings	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7
Utilization (%)	64.45	25.75	40.43	16.61	16.61	16.61	16.61

Note: Utilization = (L_{req}/L_n)^(1/k)

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1 : b3 (SKF 6007)
 B2 : b9 (SKF 6007)
 B3 : b10(SKF NJ 1009 ECP)
 B4 : b4 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)
 B5 : b5 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)
 B6 : b7 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)
 B7 : b8 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)

8.14 Calculation of the factors required to define reliability R(t) using the Weibull distribution. t in (h)

Calculation method: Bertsche

Bearing	p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Bearing	23457	110	8.027e+07	2.564e+09	99.31
2	Bearing	1496	110	8.027e+07	2.564e+09	100.00
3	Bearing	4281	135	8.027e+07	1.781e+09	100.00
4	Bearing	0	110	2e-10	6.388e-09	100.00
5	Bearing	0	110	2e-10	6.388e-09	100.00
6	Bearing	501	110	1.002e+08	3.202e+09	100.00
7	Bearing	501	110	1.002e+08	3.202e+09	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%)99.00

Eigenfrequencies

- Eigenfrequency: 0.00 Hz, : 0.00 1/min Rigid body rotation Y 'sz4'
- Eigenfrequency: 66.00 Hz, : 3959.73 1/min Axial 'shaft'
- Eigenfrequency: 261.08 Hz, : 15665.09 1/min Axial 'shaft'
- Eigenfrequency: 610.69 Hz, : 36641.41 1/min Bending YZ 'shaft', Bending XY 'shaft'
- Eigenfrequency: 784.76 Hz, : 47085.65 1/min Axial 'shaft'
- Eigenfrequency: 823.89 Hz, : 49433.48 1/min Bending XY 'shaft', Bending YZ 'shaft'
- Eigenfrequency: 835.64 Hz, : 50138.21 1/min Bending XY 'shaft', Bending YZ 'shaft'
- Eigenfrequency: 891.36 Hz, : 53481.74 1/min Axial 'shaft'
- Eigenfrequency: 1250.15 Hz, : 75009.00 1/min Bending YZ 'shaft'
- Eigenfrequency: 1301.85 Hz, : 78111.25 1/min Bending XY 'shaft'

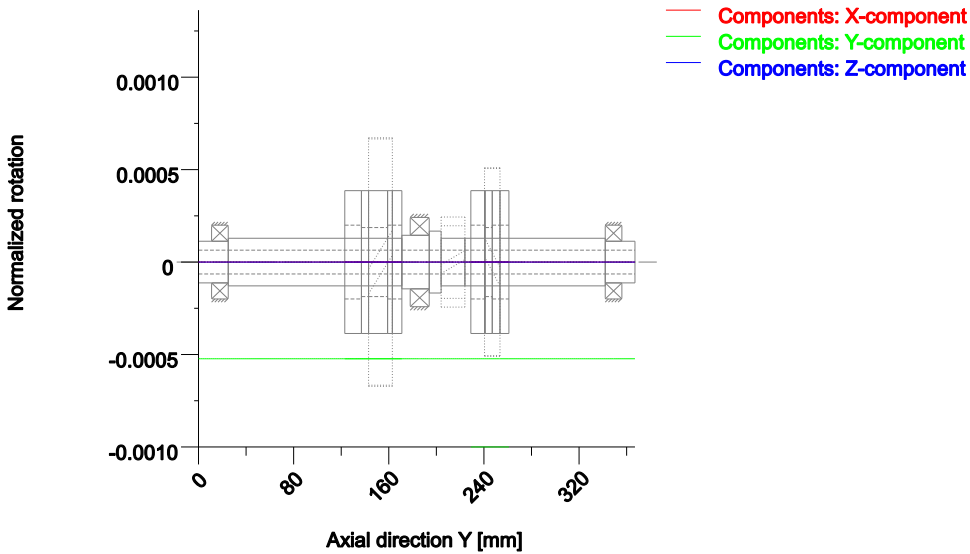


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation) (Eigenfrequency: 1. (0 Hz))

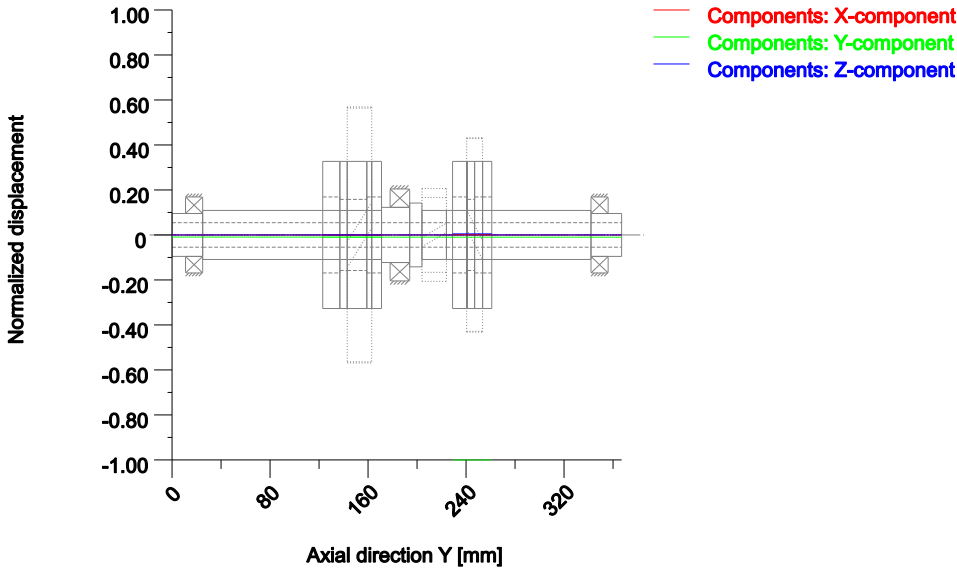


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 2. (66 Hz))

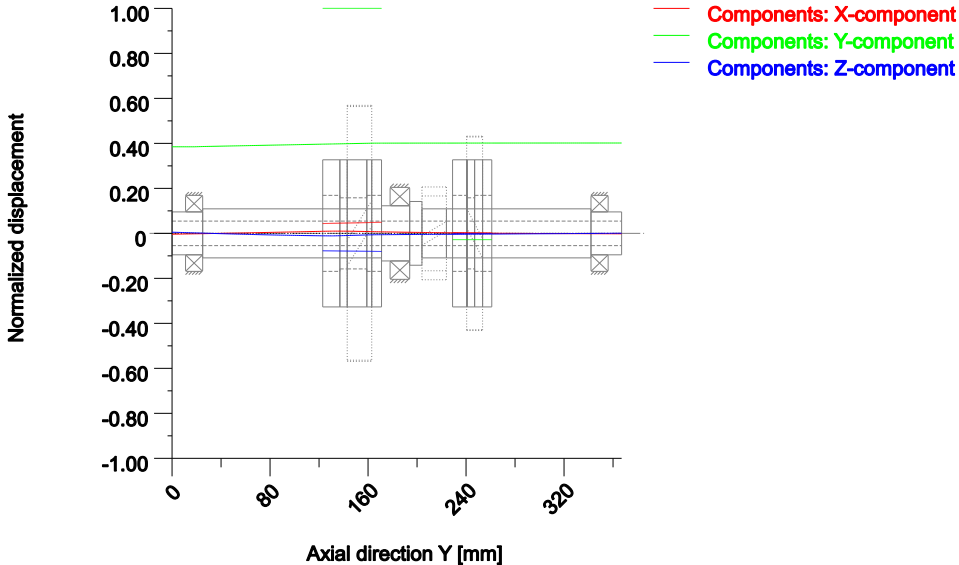


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 3. (261.08 Hz))

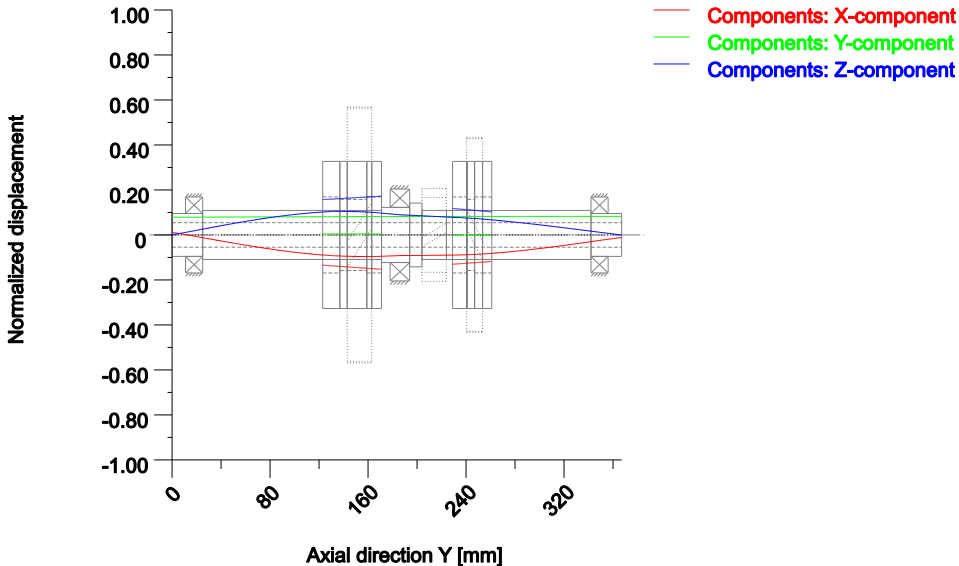


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 4. (610.69 Hz))

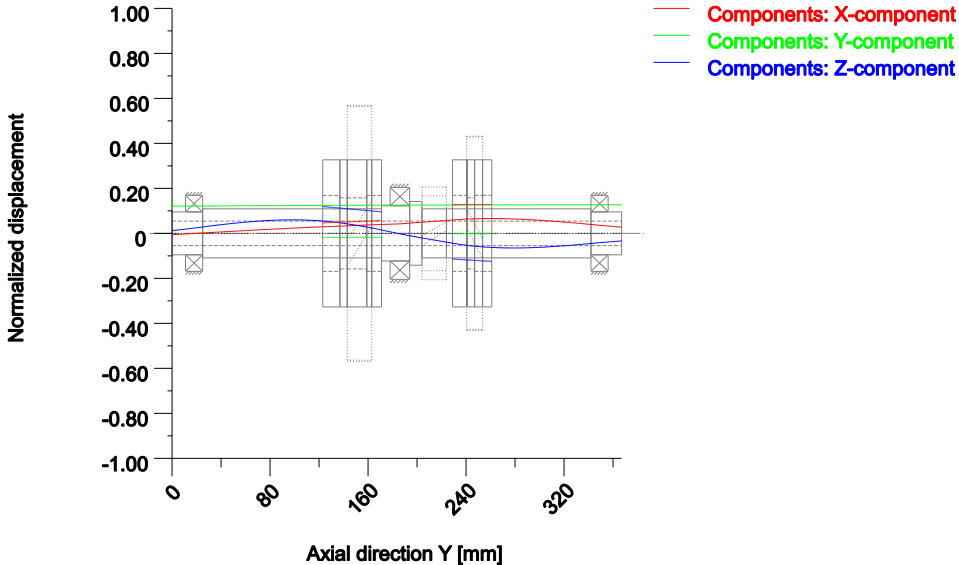


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 5. (784.76 Hz))

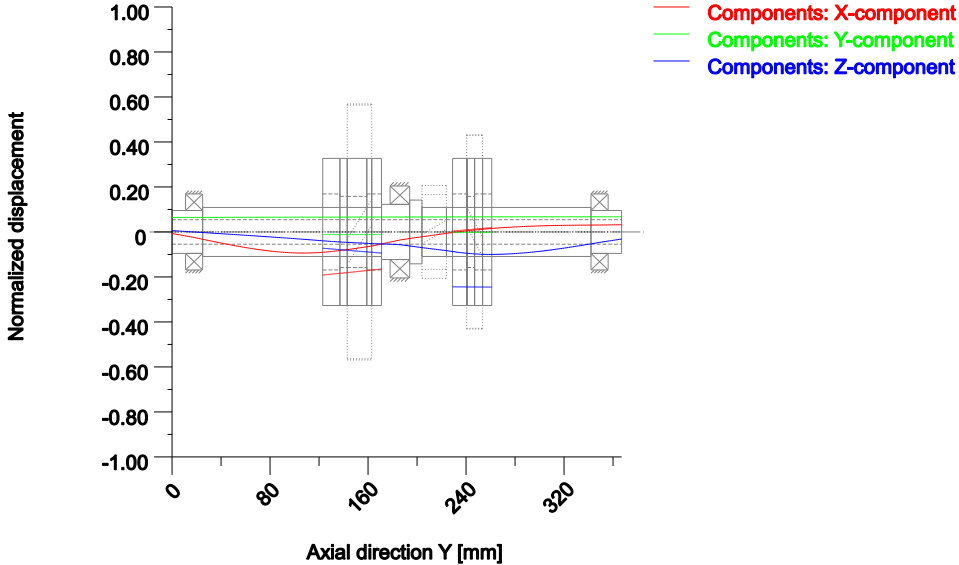


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 6. (823.89 Hz))

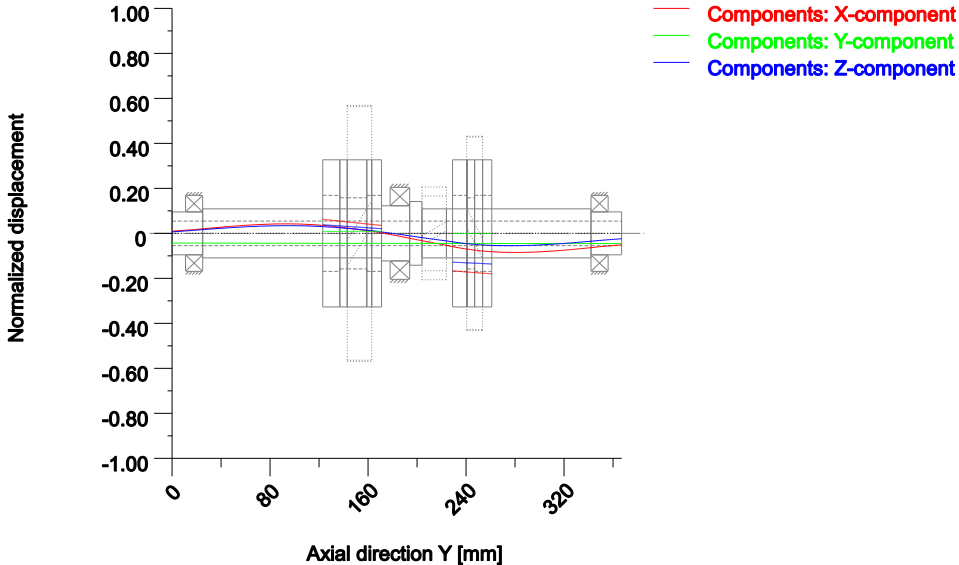


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 7. (835.64 Hz))

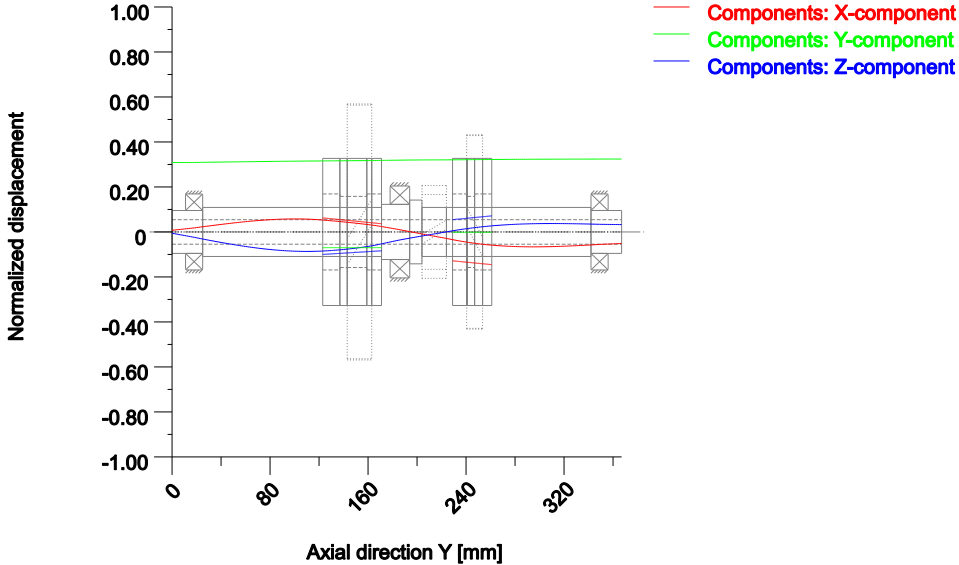


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 8. (891.36 Hz))

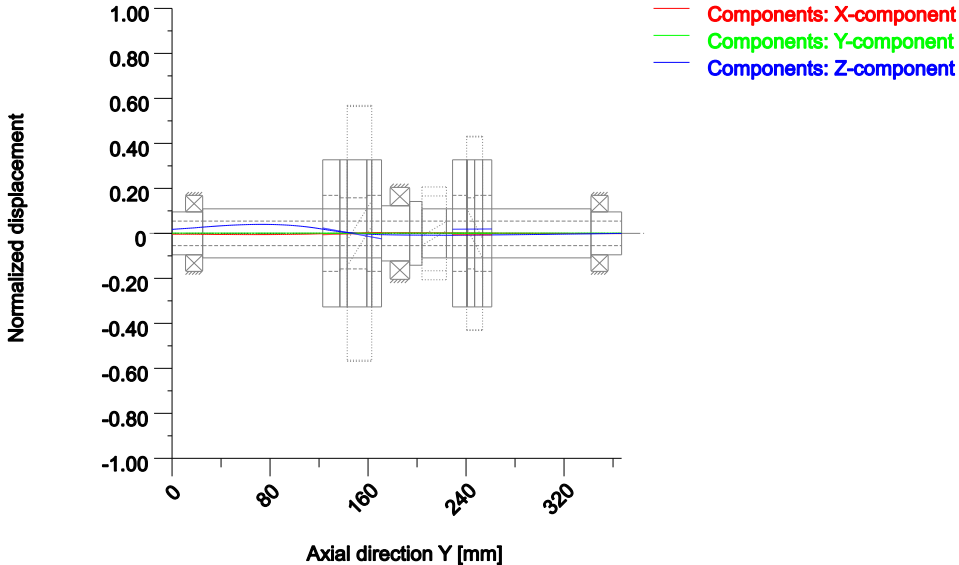


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 9. (1250.15 Hz))

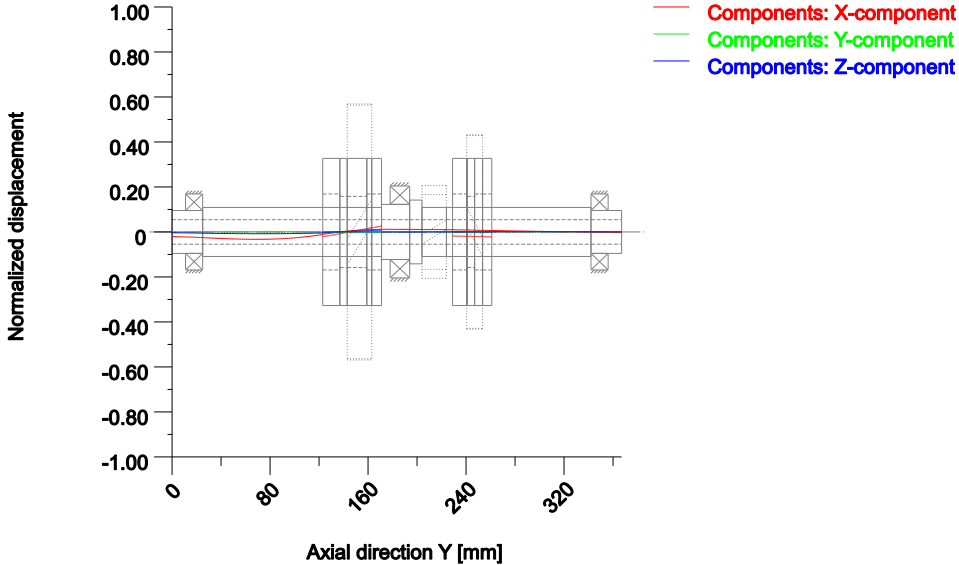


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 10. (1301.85 Hz))

9 Strength calculation according to DIN 743:2012

9.1 Summary

shaft

Material 34 CrNiMo 6 (1)
 Material type Through hardened steel
 Material treatment alloyed, through hardened
 Surface treatment No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 1 ($\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	210.67	Key
B-B	207.01	Key
C-C	222.99	Key
D-D	204.00	Shoulder with relief groove

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	K2d	SD	SS
A-A	3.45	1.00	0.89	4.15	12.15
B-B	3.45	1.00	0.89	4.20	10.65
C-C	3.45	1.00	0.89	4.48	17.53
D-D	2.57	0.86	0.89	5.00	9.27

Required safeties:	1.20	1.20
--------------------	------	------

Abbreviations:

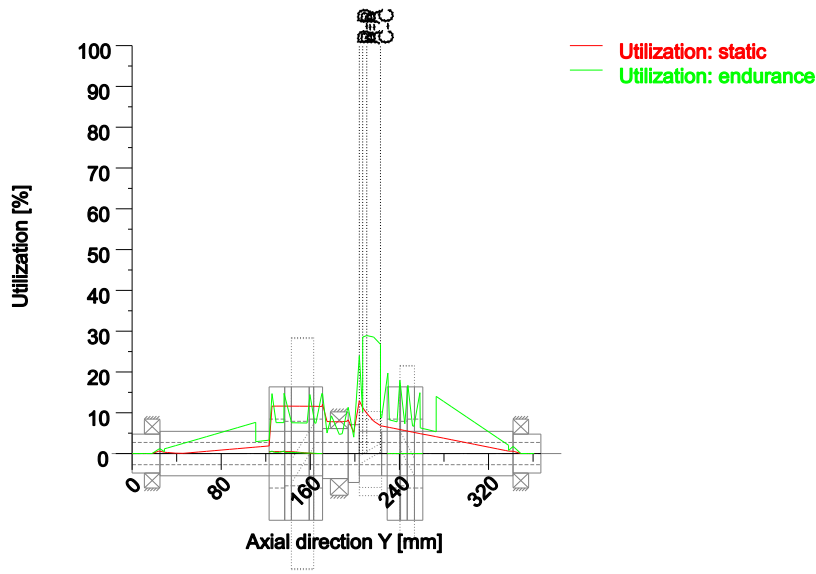
$\beta\sigma$: Notch factor, bending
 $KF\sigma$: Surface factor
 K2d: size factor bending
 SD: Safety endurance limit
 SS: Safety against yield point

9.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)	Endurance
A-A	9.875	28.922
B-B	11.264	28.553
C-C	6.846	26.795
D-D	12.951	23.979

Maximum utilization of shafts (%)

shaft:	28.922
--------	--------



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength (nominal load)

9.2 Calculation details

General statements

Label shaft
 Drawing
 Length (mm) [l] 367.00
 IcElem = 0
 Speed (1/min) [n] 1460.51

Material 34 CrNiMo 6 (1)
 Material type Through hardened steel
 Material treatment alloyed, through hardened
 Surface treatment No

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Stress ratio	0.000	-1.000	0.000	-1.000
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000
Tensile strength, sample, D= 16.00	mm (N/mm ²)	[Rm d= 16.00]	1200.00
Yield point, sample, D= 16.00	mm (N/mm ²)	[Rp d= 16.00]	1000.00
[σzdW], bei dB (N/mm ²)				480.00
[σbW], bei dB (N/mm ²)				600.00
[rtW], bei dB (N/mm ²)				360.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]			55.00
Material data (σBeff, σSeff) according to the material standards				
Fatigue limits calculated with K1(d), according to DIN 743/3				
Material strength calculated from size of raw material				
Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter				
[σBeff] (N/mm ²)				1000.00
[σSeff] (N/mm ²)				800.00

[σ_bFK] (N/mm ²)	880.00
[τ_tFK] (N/mm ²)	461.88
[σ_bBRand] (N/mm ²)	810.00

[σ_{zdW}] (N/mm ²)	413.08
[σ_bW] (N/mm ²)	516.35
[τ_tW] (N/mm ²)	309.81

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 1 ($\sigma_{.mv} = \text{const}$)

9.2.1 Cross section 'A-A' Key

Comment	Y= 207.00...223.00mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		210.667
External diameter (mm)	[da]		40.000
Inner diameter (mm)	[di]		20.000
Notch effect		Key	
Number of keys	[n]		2
Groove with manufactured with end milling cutter			
Standard: DIN 6885.1:1968 Default			
[b, t] (mm)	12.000	5.100	
Mean roughness (μm)	[Rz]		8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-864.1	0.0	100.3	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	864.1	174.5	100.3	4380.0
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-1728.3	174.5	200.6	4380.0

Maximum value (static safety) -2938.0 296.6 341.1 7446.0

Cross section, moment of resistance: (mm²)

[A, Wb, Wt]	942.5	5890.5	11781.0
-------------	-------	--------	---------

Stresses: (N/mm²)

[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)	-0.917	0.000	8.515	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.917	29.617	8.515	8.675
[σ_{zdmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	-3.117	50.348	28.952	14.747

Technological size influence	[K1(σ_B)]		0.861
	[K1(σ_S)]		0.818

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	3.450	3.450	2.070
[dB] (mm) =		40.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.940	0.940	0.965
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.940	0.940	0.965
Notch effect coefficient	[β]	3.450	3.450	2.070
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.888	0.888
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.450	3.884	2.330

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σ_{mV}]		14.721
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τ_{mV}]		8.499

Fatigue limit of part (N/mm²) [σ_{WK}] 119.732 132.939 132.939

Influence coefficient of mean stress sensitivity.

	[$\psi\sigma_K$]	0.064	0.071	0.071
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	118.795	131.891	132.334
Safety against fatigue	[S]			4.149
Required safety against fatigue	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			345.8

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[yF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	800.000	880.000	461.880
Safety yield stress	[S]			12.152
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1012.7

9.2.2 Cross section 'B-B' Key

Comment	Y= 207.00...223.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			207.010
External diameter (mm)	[da]			40.000
Inner diameter (mm)	[di]			20.000
Notch effect		Key		
Number of keys	[n]			2
Groove with manufactured with end milling cutter				
Standard: DIN 6885.1:1968 Default				
[b, t] (mm)		12.000	5.100	
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-1101.1	0.0	127.8	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	1101.1	165.5	127.8	5941.1
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-2202.2	165.5	255.7	5941.1

Maximum value (static safety) -3743.8 281.3 434.6 10099.9

Cross section, moment of resistance: (mm²)

[A, Wb, Wt]		942.5	5890.5	11781.0
-------------	--	-------	--------	---------

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		-1.168	0.000	10.851	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm ²)		1.168	28.094	10.851	11.767
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)		-3.972	47.759	36.893	20.004

Technological size influence	[K1(σB)]			0.861
	[K1(σS)]			0.818

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	3.450	3.450	2.070
[dB] (mm) =		40.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.940	0.940	0.965
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.940	0.940	0.965
Notch effect coefficient	[β]	3.450	3.450	2.070
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.888	0.888
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.450	3.884	2.330

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]			18.758
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]			10.830

Fatigue limit of part (N/mm²) [σWK] 119.732 132.939 132.939

Influence coefficient of mean stress sensitivity.

	[ψσK]	0.064	0.071	0.071
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	118.538	131.604	132.168
Safety against fatigue	[S]			4.203
Required safety against fatigue	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			350.2

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[γF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	800.000	880.000	461.880
Safety yield stress	[S]			10.653
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			887.8

9.2.3 Cross section 'C-C' Key

Comment	Y= 207.00...223.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			222.990
External diameter (mm)	[da]			40.000
Inner diameter (mm)	[di]			20.000
Notch effect		Key		
Number of keys	[n]			2
Groove with manufactured with end milling cutter				
Standard: DIN 6885.1:1968 Default				
[b, t] (mm)		12.000	5.100	
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-65.5	0.0	7.6	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	65.5	174.3	7.6	928.4
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-130.9	174.3	15.2	928.4

Maximum value (static safety)		-222.6	296.2	25.8	1578.2
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt]		942.5	5890.5	11781.0	

Stresses: (N/mm ²)					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		-0.069	0.000	0.645	0.000
[σzda, oba, ra, τqa] (N/mm ²)		0.069	29.582	0.645	1.839
[σzdmax, obmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)		-0.236	50.290	2.193	3.126

Technological size influence	[K1(σB)]			0.861
	[K1(σS)]			0.818

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	3.450	3.450	2.070	
[dB] (mm) =		40.0			
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.940	0.940	0.965	
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.940	0.940	0.965	
Notch effect coefficient	[β]	3.450	3.450	2.070	
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.888	0.888	
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000	
Roughness factor is included into the notch effect coefficient					
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000	
Total influence coefficient	[K]	3.450	3.884	2.330	

Present safety for endurance limit:					
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]			1.115	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]			0.644	

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	119.732	132.939	132.939	
Influence coefficient of mean stress sensitivity.					
	[ψσK]	0.064	0.071	0.071	
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	119.661	132.860	132.893	
Safety against fatigue	[S]			4.478	
Required safety against fatigue	[Smin]			1.200	
Result (%)	[S/Smin]			373.2	

Present safety					
for proof against exceed of yield point:					
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000	

Increase coefficient	[γF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	800.000	880.000	461.880
Safety yield stress	[S]			17.528
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1460.7

9.2.4 Cross section 'D-D' Shoulder with relief groove

Comment	Y= 204.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			204.000
External diameter (mm)	[da]			40.000
Inner diameter (mm)	[di]			20.000
Notch effect		Shoulder with relief groove		
[D, d, D1, r, t1] (mm)	52.000	39.400	40.000	0.800 0.300
Shape B				
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000
				Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)				
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-1296.2	0.0	150.5 0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	1296.2	155.6	150.5 7226.8
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-2592.4	155.6	301.0 7226.8

Maximum value (static safety)		-4407.1	264.5	511.6 12285.6
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt]		905.1	5606.0	11212.0

Stresses: (N/mm ²)				
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		-1.432	0.000	13.421 0.000
[σzda, oba, ra, rqa] (N/mm ²)		1.432	27.753	13.421 14.944
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)		-4.869	47.181	45.633 25.404

Technological size influence	[K1(σB)]			0.861
	[K1(σS)]			0.818

Tension/Compression Bending Torsion

Stress concentration factor	[α]	3.073	2.730	1.884
References stress slope	[G]	3.092	3.092	1.437
Notch sensitivity factor	[n]	1.062	1.062	1.042
Notch effect coefficient	[β]	2.894	2.571	1.808
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.888	0.888
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.861	0.861	0.920
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.055	3.056	2.122

Present safety for endurance limit:				
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]			23.202
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]			13.396

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	135.193	168.976	145.996
Influence coefficient of mean stress sensitivity:				
	[ψσK]	0.072	0.092	0.079
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	133.511	166.835	144.941
Safety against fatigue	[S]			5.004
Required safety against fatigue	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			417.0

Present safety				
for proof against exceed of yield point:				
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[γF]	1.150	1.100	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	920.000	968.000	461.880
Safety yield stress	[S]			9.265
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			772.1

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit: The notch factors for the 'Slight interference fit' case are no longer defined in DIN 743. The notch factors are taken from the FKM Guideline, except if those for the 'tight interference fit' according to DIN are smaller, in which case they will be used.

End of report (lines: 1715)

Apêndice H - Relatório de cálculo do veio de saída para a segunda velocidade, do *KISSsoft*[®]

Shaft

Veio de saída // 2ª velocidade


Changed on	11.09.2025, 11:28:10
Changed by	andre


Hochschullicenz für ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto
(4752)
KISSsoft Release 2023 -SP1

Contents

1	Messages	3
2	Input data	3
2.1	Shafts	3
2.2	Weight force	4
2.3	Shaft modeling	4
2.4	Shear deformations	4
2.5	Rolling bearings	4
2.6	Housing	4
2.7	Load applications	4
3	Shaft definition (shaft)	5
3.1	Outer contour	5
3.2	Inner contour	7
3.3	Forces	7
3.4	Bearing	7
4	Shaft definition (sz2)	8
4.1	Outer contour	8
4.2	Inner contour	9
4.3	Forces	9
5	Shaft definition (sz4)	9
5.1	Outer contour	9
5.2	Inner contour	9
5.3	Forces	10
6	Connections	10
6.1	b4 (SKF 61908)	10
6.2	b5 (SKF 61908)	11
6.3	b7 (SKF 61908)	11
6.4	b8 (SKF 61908)	11
6.5	con_z3	12
6.6	con_z4	12
7	Gears	12
7.1	Shaft 'shaft': Cylindrical gear 'z5'	12
7.2	Shaft 'sz2': Cylindrical gear 'z3'	12
7.3	Shaft 'sz2': Cylindrical gear 'z3'	13
7.4	Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'	13
7.5	Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'	13
7.6	Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'	13
8	Results	14
8.1	Shafts	14
8.2	Bearing	15
8.3	'shaft' Rolling bearing 'b3'	15
8.4	'shaft' Rolling bearing 'b9'	16
8.5	'shaft' Rolling bearing 'b10'	18
8.6	Rolling bearing 'b4'	19
8.7	Rolling bearing 'b5'	20
8.8	Rolling bearing 'b7'	21
8.9	Rolling bearing 'b8'	22
8.10	Bearing 'con_z3'	23
8.11	Bearing 'con_z4'	23
8.12	Damage relative to the required service life ($L_{req} = 4580$ h)	24
8.13	Utilization relative to the required service life ($L_{req} = 4580$ h)	24
8.14	Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. t in (h)	24
9	Strength calculation according to DIN 743:2012	30
9.1	Summary	30
9.2	Calculation details	31

1 Messages

 Calculation is consistent.

 For shaft with internal diameter the notch factors are not available. None of the known calculation methods produces reliable data. It is proposed to use the data for the full shaft and to judge the results conservatively.

2 Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

2.1 Shafts

2.1.1 Shaft 'shaft'

Drawing
 Initial position (mm) 0.000
 Length (mm) 367.000
 Speed (1/min) 3284.517
 Direction of rotation: clockwise

Material 34 CrNiMo 6 (1)
 Young's modulus (N/mm²) 206000.000
 Poisson's ratio nu 0.300
 Density (kg/m³) 7830.000
 Coefficient of thermal expansion (10⁻⁶/K) 11.500
 Temperature (°C) 70.000
 Mass of shaft (kg) 2.721

Note: mass stands for the shaft only without considering the gears
 Mass of shaft, including additional masses (kg) 3.229
 Mass moment of inertia (kg*mm²) 1165.427
 Momentum of mass GD2 (Nm²) 0.046

2.1.2 Shaft 'sz2'

Drawing
 Initial position (mm) 123.000
 Length (mm) 48.000
 Speed (1/min) 1460.507
 Direction of rotation: clockwise

Material 18CrNiMo7-6
 Young's modulus (N/mm²) 206000.000
 Poisson's ratio nu 0.300
 Density (kg/m³) 7830.000
 Coefficient of thermal expansion (10⁻⁶/K) 11.500
 Temperature (°C) 70.000
 Mass of shaft (kg) 3.181

Note: mass stands for the shaft only without considering the gears
 Mass of shaft, including additional masses (kg) 6.773
 Mass moment of inertia (kg*m²) 0.033
 Momentum of mass GD2 (Nm²) 1.303

2.1.3 Shaft 'sz4'

Drawing
 Initial position (mm) 229.000
 Length (mm) 32.000

Speed (1/min)		3284.517
Direction of rotation:	clockwise	
Material	18CrNiMo7-6	
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		70.000
Mass of shaft (kg)		2.095
Note: mass stands for the shaft only without considering the gears		
Mass of shaft, including additional masses (kg)		2.952
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		8986.555
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.353

2.2 Weight force

Weight towards	0.000		
Weight towards		0.000	
Weight towards			-1.000

2.3 Shaft modeling

Gears mounted with stiffness according to ISO

2.4 Shear deformations

Consider deformations due to shearing	
Shear correction factor	1.100

2.5 Rolling bearings

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry
Tolerance field: Minimum

2.6 Housing

Housing material	G-AlSi9Cu3	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	21.000
Temperature of housing (°C)		70.000
Thermal housing reference point (mm)		0.000
Reference temperature (°C)		20.000

2.7 Load applications

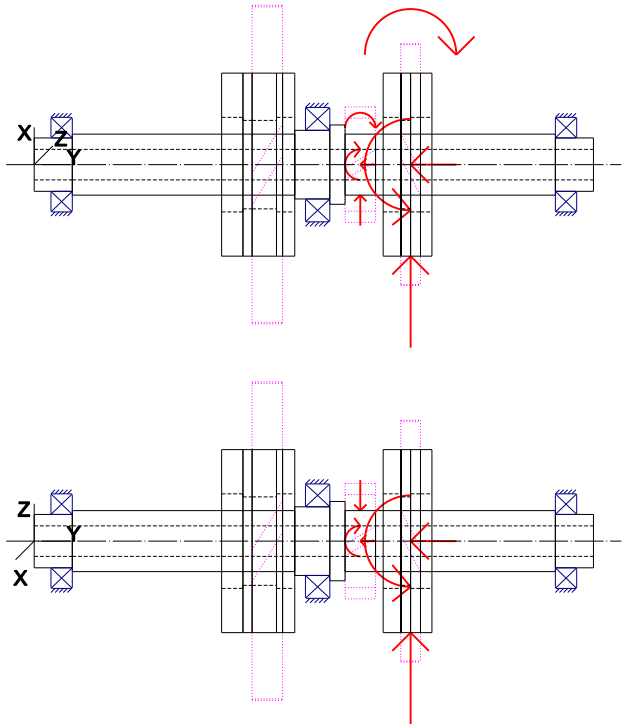


Figure: Load applications

3 Shaft definition (shaft)

3.1 Outer contour

3.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...25.000mm

Diameter (mm)	[d]	35.0000
Length (mm)	[l]	25.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Relief groove right (Freistich rechts)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form F

(DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer left (Chamfer left)

l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Thread (Thread)

1.000 mm ... 10.000 mm

t=2.00 (mm), l=9.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.2 Cylinder (Cylinder), 25.000mm ...171.000mm

Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	146.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Key way (Key way)

29.000 mm ... 111.000 mm

l=82.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Chamfer left (Chamfer left)

l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Square groove (Square groove)

b=2.00 (mm), t=2.00 (mm), r=20.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Relief groove right (Relief groove right)

r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

3.1.3 Cylinder (Cylinder), 171.000mm ...194.000mm

Diameter (mm)	[d]	45.0000
Length (mm)	[l]	23.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Relief groove right (Relief groove right)
r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

3.1.4 Cylinder (Cylinder), 194.000mm ...204.000mm

Diameter (mm)	[d]	52.0000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer left (Chamfer left)
l=0.50 (mm), alpha=45.00 (°)

3.1.5 Cylinder (Cylinder_2), 204.000mm ...342.000mm

Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	138.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Relief groove left (Relief groove left)
r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
Form E (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Square groove (Square groove)
b=2.00 (mm), t=2.00 (mm), r=40.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Key way (Key way) 273.000 mm ... 338.000 mm
l=65.00 (mm), i=1, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Key way (Key way) 207.000 mm ... 223.000 mm
l=16.00 (mm), i=2, Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.1.6 Cylinder (Cylinder), 342.000mm ...367.000mm

Diameter (mm)	[d]	35.0000
Length (mm)	[l]	25.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Relief groove left (Freistich links)
r=0.80 (mm), t=0.30 (mm), l=2.50 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)
Form F (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Thread (Thread) 357.000 mm ... 366.000 mm
t=2.00 (mm), l=9.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

3.2 Inner contour

3.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...367.000mm

Diameter (mm)	[d]	20.0000
Length (mm)	[l]	367.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

3.3 Forces

3.3.1 Cylindrical gear (z5)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	214.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	214.0000
Operating pitch diameter (mm)		75.6923
Helix angle (°)		18.0558 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		20.4648
Position of contact (°)		180.0000
Length of load application (mm)		20.0000
Power (kW)		46.0300 driving (output)
Torque (Nm)		-133.8261
Axial force (N)		-1152.7397
Shearing force X (N)		1387.9527
Shearing force Z (N)		-3536.0551
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		43.6268

3.4 Bearing

3.4.1 b3 (SKF 6007)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y _{local}]	18.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	18.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	35.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	14.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0]		6.000
(*) ISO 5753-1:2009 C0		
Nominal axial clearance (µm)	[Pe]	97.415
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	10.200
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	16.800
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.440
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	15.976
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	10.277
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

3.4.2 b9 (SKF 6007)

Bearing type		Deep groove ball bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[y _{local}]	349.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	349.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right

Inner diameter (mm)	[d]	35.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	14.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (μm) [Pd0]		6.000
(*) ISO 5753-1:2009 C0		
Nominal axial clearance (μm)	[Pe]	97.415
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	10.200
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	16.800
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.440
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	15.976
Basic static load rating (kN)	[C _{otheo}]	10.277
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

3.4.3 b10 (SKF NJ 1009 ECP)

Bearing type		Cylindrical roller bearing (single row) SKF Explorer
Bearing position (mm)	[Y _{lokal}]	186.000
Bearing position (mm)	[Y _{global}]	186.000
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	45.000
External diameter (mm)	[D]	75.000
Width (mm)	[b]	16.000
Corner radius (mm)	[r]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (μm) [Pd0]		30.000
(*) ISO 5753-1:2009 C0		
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	52.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	52.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	6.300
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	44.855
Basic static load rating (kN)	[C _{otheo}]	52.000
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

4 Shaft definition (sz2)

4.1 Outer contour

4.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...48.000mm

Diameter (mm)	[d]	120.0000
Length (mm)	[l]	48.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

Radius right (Radius right)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2 μm /125 μin)

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2 μm /125 μin)

4.2 Inner contour

4.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...14.000mm

Diameter (mm)	[d]	62.0000
Length (mm)	[l]	14.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

4.2.2 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 14.000mm ...36.000mm

Diameter (mm)	[d]	58.0000
Length (mm)	[l]	22.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

4.2.3 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 36.000mm ...48.000mm

Diameter (mm)	[d]	62.0000
Length (mm)	[l]	12.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

4.3 Forces

4.3.1 Cylindrical gear (z3)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	30.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	153.0000
Operating pitch diameter (mm)		208.8136
Helix angle (°)		18.0505 Helix left hand
Working pressure angle at normal section (°)		20.4212
Position of contact (°)		-180.0000
Length of load application (mm)		20.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

5 Shaft definition (sz4)

5.1 Outer contour

5.1.1 Cylinder (Cylinder), 0.000mm ...32.000mm

Diameter (mm)	[d]	120.0000
Length (mm)	[l]	32.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2 μm /125 μin)

Radius right (Radius right)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2 μm /125 μin)

5.2 Inner contour

5.2.1 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 0.000mm ...12.000mm

Diameter (mm)	[d]	62.0000
Length (mm)	[l]	12.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

5.2.2 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 12.000mm ...18.000mm

Diameter (mm)	[d]	58.0000
Length (mm)	[l]	6.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

5.2.3 Cylindrical bore (Cylindrical bore), 18.000mm ...32.000mm

Diameter (mm)	[d]	62.0000
Length (mm)	[l]	14.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

5.3 Forces

5.3.1 Cylindrical gear (z4)

Position on shaft (mm)	[y _{local}]	18.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	247.0000
Operating pitch diameter (mm)		158.4906
Helix angle (°)		18.0823 Helix right hand
Working pressure angle at normal section (°)		20.6816
Position of contact (°)		-180.0000
Length of load application (mm)		13.0000
Power (kW)		46.0300 driven (input)
Torque (Nm)		133.8261
Axial force (N)		-551.3938
Shearing force X (N)		670.6295
Shearing force Z (N)		1688.7578
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		43.6954

6 Connections

6.1 b4 (SKF 61908)

Bearing type Deep groove ball bearing (single row)

Position (mm)		131.000
Shaft 'shaft' <-> Shaft 'sz2'		
Set fixed bearing right		
Inner diameter (mm)	[d]	40.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	12.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	13.800
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	10.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.425
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	13.689
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	9.913
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0]	6.000
(*) ISO 5753-1:2009 C0	
Nominal axial clearance (µm) [Pe]	89.780

6.2 b5 (SKF 61908)

Bearing type Deep groove ball bearing (single row)

Position (mm)		165.000
Shaft 'shaft' <-> Shaft 'sz2'		
Set fixed bearing left		
Inner diameter (mm)	[d]	40.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	12.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	13.800
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	10.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.425
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	13.689
Basic static load rating (kN)	[C _{otheo}]	9.913
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0]	6.000
(*) ISO 5753-1:2009 C0	
Nominal axial clearance (µm) [Pe]	89.780

6.3 b7 (SKF 61908)

Bearing type Deep groove ball bearing (single row)

Position (mm)		235.000
Shaft 'shaft' <-> Shaft 'sz4'		
Set fixed bearing right		
Inner diameter (mm)	[d]	40.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	12.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	13.800
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	10.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.425
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	13.689
Basic static load rating (kN)	[C _{otheo}]	9.913
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0]	6.000
(*) ISO 5753-1:2009 C0	
Nominal axial clearance (µm) [Pe]	89.780

6.4 b8 (SKF 61908)

Bearing type Deep groove ball bearing (single row)

Position (mm)		253.000
Shaft 'shaft' <-> Shaft 'sz4'		
Set fixed bearing left		
Inner diameter (mm)	[d]	40.000
External diameter (mm)	[D]	62.000
Width (mm)	[b]	12.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	13.800
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	10.000

Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.425
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	13.689
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	9.913
Correction factor Basic dynamic load rating	[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating	[f _{c0}]	1.000

Calculation was performed using real bearing internal geometry provided by bearing manufacturer. These values are however not available for reports.

Nominal diametral clearance* (µm) [Pd0] (* ISO 5753-1:2009 C0)		6.000
Nominal axial clearance (µm) [Pe]		89.780

6.5 con_z3

Bearing type

Position (mm)	123.000
Degrees of freedom	
X: free; Y: free; Z: free;	
Rx: fixed; Ry: free; Rz: fixed;	

6.6 con_z4

Bearing type

Position (mm)	261.000
Degrees of freedom	
X: free; Y: free; Z: free;	
Rx: fixed; Ry: fixed; Rz: fixed;	

7 Gears

Gears are considered as mass and as stiffness according to ISO 6336-1 (interference fit).

7.1 Shaft 'shaft': Cylindrical gear 'z5'

Center point	[y]	214.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	204.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	541772.756 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	111605.188 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	224.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	541772.756 mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	111605.188 Nm ²
Mass	[m]	0.508 kg
Center of mass	[y _s]	214.000 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	4.6530e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	2.4958e-04 kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	2.4958e-04 kg·m ²

7.2 Shaft 'sz2': Cylindrical gear 'z3'

Center point	[y]	28.000 mm
Left side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	20.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	35307682.243mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	7273382.542 Nm ²
Right side of the gear		
Position (Y-coordinate)	[y]	36.000 mm
Second moment of area	[I _{zz}]	35307682.243mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	7273382.542 Nm ²
Mass	[m]	2.873 kg
Center of mass	[y _s]	28.000 mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	2.0833e-02 kg·m ²

Mass moment of inertia	[J _{xx}]	1.0478e-02	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	1.0478e-02	kg·m ²

7.3 Shaft 'sz2': Cylindrical gear 'z3'

Center point	[y]	38.000	mm
Left side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	36.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	35137847.744	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	7238396.635	Nm ²
Right side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	40.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	35137847.744	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	7238396.635	Nm ²
Mass	[m]	0.718	kg
Center of mass	[y _s]	38.000	mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	5.2084e-03	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	2.6051e-03	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	2.6051e-03	kg·m ²

7.4 Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'

Center point	[y]	11.750	mm
Left side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	11.500	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17728725.723	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3652117.499	Nm ²
Right side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	12.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17728725.723	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3652117.499	Nm ²
Mass	[m]	0.033	kg
Center of mass	[y _s]	11.750	mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	1.6282e-04	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	8.1410e-05	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	8.1410e-05	kg·m ²

7.5 Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'

Center point	[y]	15.000	mm
Left side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	12.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17898560.222	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3687103.406	Nm ²
Right side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	18.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17898560.222	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3687103.406	Nm ²
Mass	[m]	0.396	kg
Center of mass	[y _s]	15.000	mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	1.9538e-03	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	9.7810e-04	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	9.7810e-04	kg·m ²

7.6 Shaft 'sz4': Cylindrical gear 'z4'

Center point	[y]	21.250	mm
Left side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	18.000	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17728725.723	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3652117.499	Nm ²
Right side of the gear			
Position (Y-coordinate)	[y]	24.500	mm
Second moment of area	[I _{zz}]	17728725.723	mm ⁴
Product E·I	[E·I _{zz}]	3652117.499	Nm ²
Mass	[m]	0.428	kg
Center of mass	[y _s]	21.250	mm
Polar mass moment of inertia	[J _p]	2.1166e-03	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{xx}]	1.0598e-03	kg·m ²
Mass moment of inertia	[J _{zz}]	1.0598e-03	kg·m ²

8 Results

8.1 Shafts

Maximum deflection 20.208(μ m) (sz2pos = 171.000 mm)

Mass center of gravity
shaft (mm) 183.865
sz2(mm) 24.020
sz4(mm) 15.992

Total axial load
shaft (N) -1152.740
sz2(N) 0.000
sz4(N) -551.394

Torsion of the shafts under torque
(Difference between left and right shaft end)
shaft ($^{\circ}$) 0.015
sz2($^{\circ}$) -0.000
sz4($^{\circ}$) -0.000

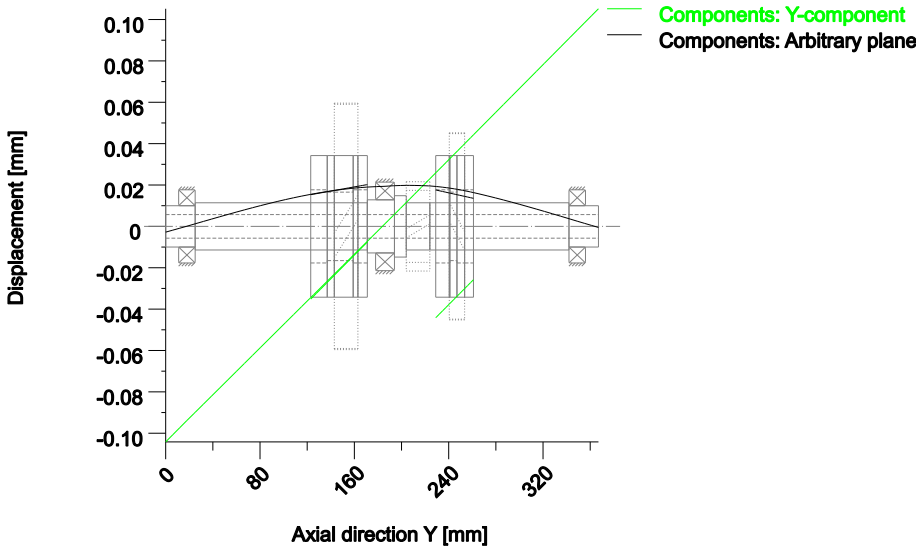
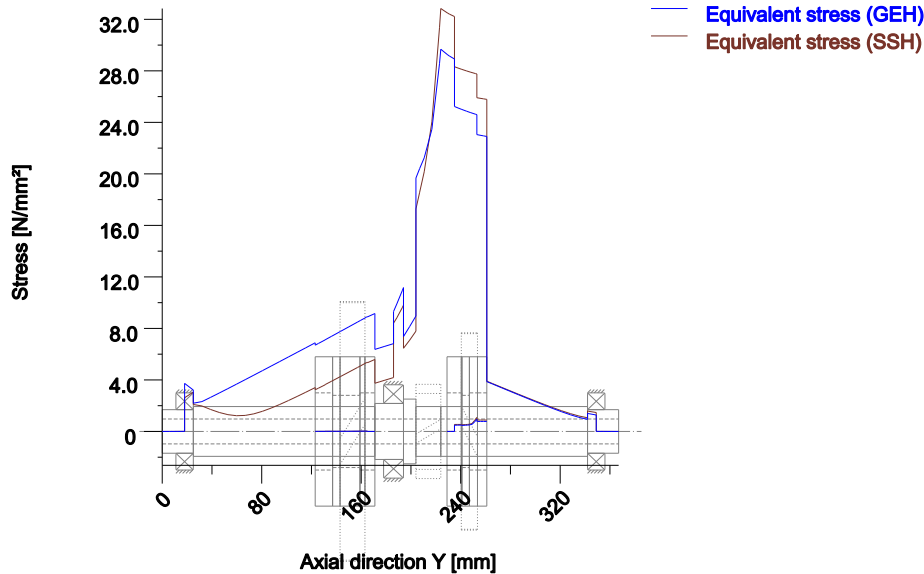


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 315.3510501 127)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$
 SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

8.2 Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u _A]	10.00	µm
Lubricant		Shell Omala S4 WE 220	
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.			
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Limit for factor a _{ISO}	[a _{ISOmax}]	50.00	
Oil level	[h _{oil}]	-30.00	mm
Oil bath lubrication			

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

8.3 'shaft' Rolling bearing 'b3'

Position (Y-coordinate)	[y]	18.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	2.34	kN
Static equivalent load	[P ₀]	1.04	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.080	
Life modification factor for reliability	[a _r]	1.000	

8.3.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-6.759	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	-0.759	µm

8.3.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220
 Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.430	
Load ratio	[C/P]	7.183	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _i]	11.275	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	6.781	
Life modification factor	[a _{ISO}]	4.998	
Fatigue load limit	[C _u]	0.440	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	1880.431	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	1880.431	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	9398.744	h
Static safety factor	[S ₀]	9.825	

8.3.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.430	
Fatigue load limit	[C _u]	0.440	kN
Dynamic equivalent reference load	[P _{ref}]	0.000	kN
Basic reference rating life	[L _{10rh}]	1492.018	h
Reference rating life	[L _{nrh}]	1492.018	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	6596.875	h
Maximum contact stress	[p _{max}]	2162.286	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	
(S _{0w} = (p ₀ / p _{max}) ⁿ , S _{0ref} = C ₀ / P _{0ref})			

8.3.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	-0.220	kN
Bearing reaction force	[F _y]	1.704	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.219	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.310	kN
Inclination angle	[α _{Fr}]	135.080	°
Bearing reaction moment	[M _x]	1.976	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	2.002	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	2.813	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	45.383	°
Displacement of bearing	[u _x]	0.043	μm
Displacement of bearing	[u _y]	-93.844	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-0.072	μm
Displacement of bearing	[u _r]	0.084	μm
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.110	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.115	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.159	mrad

8.3.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.160	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.045	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.205	Nm
Power loss	[P _{loss}]	70.603	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μ_{bl} = 0.15.

8.4 'shaft' Rolling bearing 'b9'

Position (Y-coordinate)	[y]	349.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.25	kN
Static equivalent load	[P ₀]	0.25	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	μm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.035	
Life modification factor for reliability	[a _r]	1.000	

8.4.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-6.759	μm
----------------------------------	--------------------	--------	----

Operating diametral clearance [P_d] -0.759 μm

8.4.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220
 Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.
 Lubricant - service temperature [T_B] 70.00 °C
 Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12
 Contamination factor [e_c] 0.430
 Load ratio [C/P] 67.476
 Operating viscosity [ν] 76.454 mm²/s
 Reference viscosity [ν_i] 11.275 mm²/s
 Viscosity ratio [κ] 6.781
 Life modification factor [a_{ISO}] 50.000
 Fatigue load limit [C_u] 0.440 kN
 Basic rating life [L_{10h}] > 1000000 h
 Bearing rating life [L_{nh}] > 1000000 h
 Modified rating life [L_{nmh}] > 1000000 h
 Static safety factor [S₀] 40.967

8.4.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor [e_c] 0.430
 Fatigue load limit [C_u] 0.440 kN
 Dynamic equivalent reference load [P_{ref}] 0.000 kN
 Basic reference rating life [L_{10rh}] 966730.591 h
 Reference rating life [L_{nrh}] 966730.591 h
 Modified reference rating life [L_{nmrh}] > 1000000 h
 Maximum contact stress [p_{max}] 1163.797 N/mm²
 Static equivalent load [P_{0ref}] 0.000 kN
 Effective static safety factor [S_{0w}] 9999.990
 Static safety factor [S_{0ref}] 9999.990
 (S_{0w} = (p₀ / p_{max})ⁿ, S_{0ref} = C₀ / P_{0ref})

8.4.4 Bearing reactions

Bearing reaction force [F_x] -0.167 kN
 Bearing reaction force [F_y] 0.000 kN
 Bearing reaction force [F_z] 0.185 kN
 Bearing reaction force [F_r] 0.249 kN
 Inclination angle [α_{Fr}] 132.176 °
 Bearing reaction moment [M_x] 0.458 Nm
 Bearing reaction moment [M_z] 0.406 Nm
 Bearing reaction moment [M_r] 0.612 Nm
 Inclination angle [α_{Mr}] 41.527 °
 Displacement of bearing [u_x] 1.719 μm
 Displacement of bearing [u_y] 94.858 μm
 Displacement of bearing [u_z] -1.824 μm
 Displacement of bearing [u_r] 2.506 μm
 Inclination angle [α_{ur}] -46.701 °
 Misalignment of bearing [r_x] 0.112 mrad
 Misalignment of bearing [r_z] 0.125 mrad
 Misalignment of bearing [r_r] 0.168 mrad

8.4.5 Friction and power loss

Oil level [H] 0.000 mm
 Rolling moment of friction [M_{rr}] 0.021 Nm
 Sliding moment of friction [M_{sl}] 0.001 Nm
 Moment of friction, seals [M_{seal}] 0.000 Nm
 Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018
 Moment of friction flow losses [M_{drag}] 0.000 Nm
 Torque of friction [M_{loss}] 0.021 Nm
 Power loss [P_{loss}] 7.367 W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μ_{bl} = 0.15.

8.5 'shaft' Rolling bearing 'b10'

Position (Y-coordinate)	[y]	186.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	2.29	kN
Static equivalent load	[P ₀]	2.29	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Life modification factor for reliability [a ₁]		1.000	

8.5.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-7.097	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	22.903	µm

8.5.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220

Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.498	
Load ratio	[C/P]	22.668	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν ₁]	10.095	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	7.574	
Life modification factor	[a _{ISO}]	50.000	
Fatigue load limit	[C _u]	6.300	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	167281.901	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	167281.901	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	22.668	

8.5.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.501	
Fatigue load limit	[C _u]	6.300	kN
Dynamic equivalent reference load	[P _{ref}]	0.000	kN
Basic reference rating life	[L _{10rh}]	308584.590	h
Reference rating life	[L _{nrh}]	308584.590	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	> 1000000	h
Maximum contact stress	[p _{max}]	1168.311	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	

(S_{0w} = (p₀ / p_{max})ⁿ, S_{0ref} = C₀ / P_{0ref})

8.5.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	-1.672	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	1.571	kN
Bearing reaction force	[F _r]	2.294	kN
Inclination angle	[α _{Fr}]	136.783	°
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.286	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-0.304	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.418	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	-133.217	°
Displacement of bearing	[u _x]	14.032	µm
Displacement of bearing	[u _y]	1.288	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-13.369	µm
Displacement of bearing	[u _r]	19.381	µm
Inclination angle	[α _{ur}]	-43.614	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.010	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.010	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.014	mrad

8.5.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	3.750	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.270	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.004	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.014	Nm

Torque of friction	[M _{loss}]	0.288	Nm
Power loss	[P _{loss}]	98.969	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.
The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.

8.6 Rolling bearing 'b4'

Position (Y-coordinate)	[y]	131.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.03	kN
Static equivalent load	[P ₀]	0.03	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.001	
Life modification factor for reliability	[a ₁]	1.000	

8.6.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-7.513	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	-1.513	µm

8.6.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220

Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.445	
Load ratio	[C/P]	517.208	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν ₁]	14.754	mm ² /s
Viscosity ratio	[k]	5.182	
Life modification factor	[a _{ISO}]	50.000	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	> 1000000	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	374.789	

8.6.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.445	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Dynamic equivalent reference load	[P _{ref}]	0.000	kN
Basic reference rating life	[L _{10rh}]	> 1000000	h
Reference rating life	[L _{nrh}]	> 1000000	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	> 1000000	h
Maximum contact stress	[p _{max}]	590.507	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	
(S _{0w} = (p ₀ / p _{max}) ⁿ , S _{0ref} = C ₀ / P _{0ref})			

8.6.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	-0.025	kN
Bearing reaction force	[F _y]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-0.009	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.027	kN
Inclination angle	[α _{Fr}]	-159.632	°
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.000	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-0.002	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.002	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	-91.267	°
Displacement of bearing	[u _x]	0.340	µm
Displacement of bearing	[u _y]	0.658	µm
Displacement of bearing	[u _z]	0.127	µm
Displacement of bearing	[u _r]	0.363	µm
Inclination angle	[α _{ur}]	20.438	°
Misalignment of bearing	[r _x]	0.007	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	0.007	mrاد
Misalignment of bearing	[r _r]	0.010	mrاد

8.6.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.014	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.000	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.015	Nm
Power loss	[P _{loss}]	2.834	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.

8.7 Rolling bearing 'b5'

Position (Y-coordinate)	[y]	165.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.06	kN
Static equivalent load	[P ₀]	0.06	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.001	
Life modification factor for reliability	[a ₁]	1.000	

8.7.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-7.513	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	-1.513	µm

8.7.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Shell Omala S4 WE 220		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.			
Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.445	
Load ratio	[C/P]	221.232	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _i]	14.754	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	5.182	
Life modification factor	[a _{ISO}]	50.000	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	> 1000000	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	160.313	

8.7.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.445	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Dynamic equivalent reference load	[P _{ref}]	0.000	kN
Basic reference rating life	[L _{10rh}]	> 1000000	h
Reference rating life	[L _{nrh}]	> 1000000	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	> 1000000	h
Maximum contact stress	[p _{max}]	715.643	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	
(S _{0w} = (p ₀ / p _{max}) ⁿ , S _{0ref} = C ₀ / P _{0ref})			

8.7.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	0.025	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-0.057	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.062	kN
Inclination angle	[α _{F_r}]	-66.359	°
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.003	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-0.003	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.005	Nm
Inclination angle	[α _{M_r}]	-131.646	°
Displacement of bearing	[u _x]	-0.362	µm
Displacement of bearing	[u _y]	0.359	µm

Displacement of bearing	[u _z]	0.826	µm
Displacement of bearing	[u _r]	0.901	µm
Inclination angle	[α _{ur}]	113.656	°
Misalignment of bearing	[r _x]	0.042	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	0.044	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.060	mrad

8.7.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.014	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.000	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.015	Nm
Power loss	[P _{loss}]	2.834	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.

8.8 Rolling bearing 'b7'

Position (Y-coordinate)	[y]	235.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	1.56	kN
Static equivalent load	[P ₀]	1.20	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.049	
Life modification factor for reliability	[a _r]	1.000	

8.8.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-7.513	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	-1.513	µm

8.8.2 Results according to ISO 281

Lubricant	Shell Omala S4 WE 220		
Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.			
Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.001	
Load ratio	[C/P]	8.828	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _r]	288023.170	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	0.000	
Life modification factor	[a _{ISO}]	0.100	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	> 1000000	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	8.359	

8.8.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.000	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Reference rating life	[L _{nrh}]	> 1000000	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	> 1000000	h
Maximum contact stress	[p _{max}]	2007.121	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	
(S _{0w} = (p ₀ / p _{max}) ⁿ , S _{0ref} = C ₀ / P _{0ref})			

8.8.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	0.516	kN
Bearing reaction force	[F _y]	-0.551	kN
Bearing reaction force	[F _z]	1.079	kN
Bearing reaction force	[F _r]	1.196	kN
Inclination angle	[α _{F-r}]	64.449	°
Bearing reaction moment	[M _x]	-5.448	Nm

Bearing reaction moment	[M _z]	2.798	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	6.124	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	152.818	°
Displacement of bearing	[u _x]	-1.987	µm
Displacement of bearing	[u _y]	70.038	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-4.974	µm
Displacement of bearing	[u _r]	5.356	µm
Inclination angle	[α _{ur}]	-111.773	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.040	mrad
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.056	mrad
Misalignment of bearing	[r _r]	0.069	mrad

8.8.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.000	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.058	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.058	Nm
Power loss	[P _{loss}]	0.000	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.

8.9 Rolling bearing 'b8'

Position (Y-coordinate)	[y]	253.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.60	kN
Static equivalent load	[P ₀]	0.60	kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.000	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.023	
Life modification factor for reliability	[a _i]	1.000	

8.9.1 Operating bearing clearance

Clearance change due to interference fit, radial thermal expansion, embedding and centrifugal expansion of rotating rings considered in the calculation of the operating bearing clearance

Total diametral clearance change	[ΔP _d]	-7.513	µm
Operating diametral clearance	[P _d]	-1.513	µm

8.9.2 Results according to ISO 281

Lubricant Shell Omala S4 WE 220

Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Oil lubrication, off-line/no filtration, ISO4406 -/15/12			
Contamination factor	[e _c]	0.001	
Load ratio	[C/P]	22.974	
Operating viscosity	[ν]	76.454	mm ² /s
Reference viscosity	[ν _i]	288023.170	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	0.000	
Life modification factor	[a _{ISO}]	0.100	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Basic rating life	[L _{10h}]	> 1000000	h
Bearing rating life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Modified rating life	[L _{nmh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	16.648	

8.9.3 Calculation with proprietary bearing internal geometry data (ISO/TS 16281)

Contamination factor	[e _c]	0.000	
Fatigue load limit	[C _u]	0.425	kN
Reference rating life	[L _{nrh}]	> 1000000	h
Modified reference rating life	[L _{nmrh}]	> 1000000	h
Maximum contact stress	[p _{max}]	1541.543	N/mm ²
Static equivalent load	[P _{0ref}]	0.000	kN
Effective static safety factor	[S _{0w}]	9999.990	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.990	
(S _{0w} = (p ₀ / p _{max}) ⁿ , S _{0ref} = C ₀ / P _{0ref})			

8.9.4 Bearing reactions

Bearing reaction force	[F _x]	0.155	kN
------------------------	-------------------	-------	----

Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.580	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.601	kN
Inclination angle	[α _{Fr}]	75.084	°
Bearing reaction moment	[M _x]	-1.372	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	0.377	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	1.423	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	164.627	°
Displacement of bearing	[u _x]	-1.343	µm
Displacement of bearing	[u _y]	70.041	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-5.235	µm
Displacement of bearing	[u _r]	5.405	µm
Inclination angle	[α _{ur}]	-104.385	°
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.011	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.017	mrاد
Misalignment of bearing	[r _r]	0.020	mrاد

8.9.5 Friction and power loss

Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	0.000	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	0.011	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.011	Nm
Power loss	[P _{loss}]	0.000	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant $\mu_{bl} = 0.15$.

8.10 Bearing 'con_z3'

Position (Y-coordinate)	[y]	123.00	mm
Bearing reaction force	[F _x]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.000	kN
Bearing reaction moment	[M _x]	0.671	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	0.856	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	1.087	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	51.894	°
Displacement of bearing	[u _x]	0.342	µm
Displacement of bearing	[u _y]	0.728	µm
Displacement of bearing	[u _z]	0.125	µm
Displacement of bearing	[u _r]	0.364	µm
Inclination angle	[α _{ur}]	20.046	°
Misalignment of bearing	[r _x]	0.000	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	0.000	mrاد
Misalignment of bearing	[r _r]	0.000	mrاد

8.11 Bearing 'con_z4'

Position (Y-coordinate)	[y]	261.00	mm
Bearing reaction force	[F _x]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.000	kN
Bearing reaction moment	[M _x]	16.331	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	35.256	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	38.855	Nm
Inclination angle	[α _{Mr}]	65.146	°
Displacement of bearing	[u _x]	-1.295	µm
Displacement of bearing	[u _y]	70.041	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-5.258	µm
Displacement of bearing	[u _r]	5.415	µm
Inclination angle	[α _{ur}]	-103.833	°
Misalignment of bearing	[r _x]	0.000	mrاد
Misalignment of bearing	[r _z]	0.000	mrاد
Misalignment of bearing	[r _r]	0.000	mrاد

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database. The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C₀ (details in the manufacturer's catalog). For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

8.12 Damage relative to the required service life (L_{req} = 4580 h)

Load case	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7
1	48.73	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46
Σ	48.73	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46

B1 : b3 (SKF 6007)

B2 : b9 (SKF 6007)

B3 : b10(SKF NJ 1009 ECP)

B4 : b4 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)

B5 : b5 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)

B6 : b7 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)

B7 : b8 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)

8.13 Utilization relative to the required service life (L_{req} = 4580 h)

Rolling bearings	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7
Utilization (%)	78.69	16.61	19.87	16.61	16.61	16.61	16.61

Note: Utilization = $(L_{req}/L_n)^{1/k}$

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1 : b3 (SKF 6007)

B2 : b9 (SKF 6007)

B3 : b10(SKF NJ 1009 ECP)

B4 : b4 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)

B5 : b5 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)

B6 : b7 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)

B7 : b8 (SKF 61908, Connecting rolling bearing)

8.14 Calculation of the factors required to define reliability R(t) using the Weibull distribution. t in (h)

Calculation method: Bertsche

Bearing	p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Bearing	96033	110	1.805e+08	5.766e+09	96.64
2	Bearing	903	110	1.805e+08	5.766e+09	100.00
3	Bearing	903	135	1.805e+08	4.005e+09	100.00
4	Bearing	501	110	1.002e+08	3.202e+09	100.00
5	Bearing	501	110	1.002e+08	3.202e+09	100.00
6	Bearing	0	110	2e-10	6.388e-09	100.00
7	Bearing	0	110	2e-10	6.388e-09	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%)99.00

Eigenfrequencies

- Eigenfrequency: 0.00 Hz, : 0.00 1/min Rigid body rotation Y 'shaft'
- Eigenfrequency: 43.80 Hz, : 2628.01 1/min Axial 'shaft'
- Eigenfrequency: 363.66 Hz, : 21819.80 1/min Axial 'shaft'
- Eigenfrequency: 483.67 Hz, : 29019.92 1/min Bending YZ 'shaft', Bending XY 'shaft'
- Eigenfrequency: 592.12 Hz, : 35527.16 1/min Bending XY 'shaft', Bending YZ 'shaft'
- Eigenfrequency: 843.69 Hz, : 50621.62 1/min Axial 'shaft'
- Eigenfrequency: 886.87 Hz, : 53212.38 1/min Axial 'shaft'
- Eigenfrequency: 984.40 Hz, : 59063.95 1/min Bending XY 'shaft', Bending YZ 'shaft'
- Eigenfrequency: 1294.36 Hz, : 77661.62 1/min Bending YZ 'shaft'
- Eigenfrequency: 1323.30 Hz, : 79397.78 1/min Bending XY 'shaft'

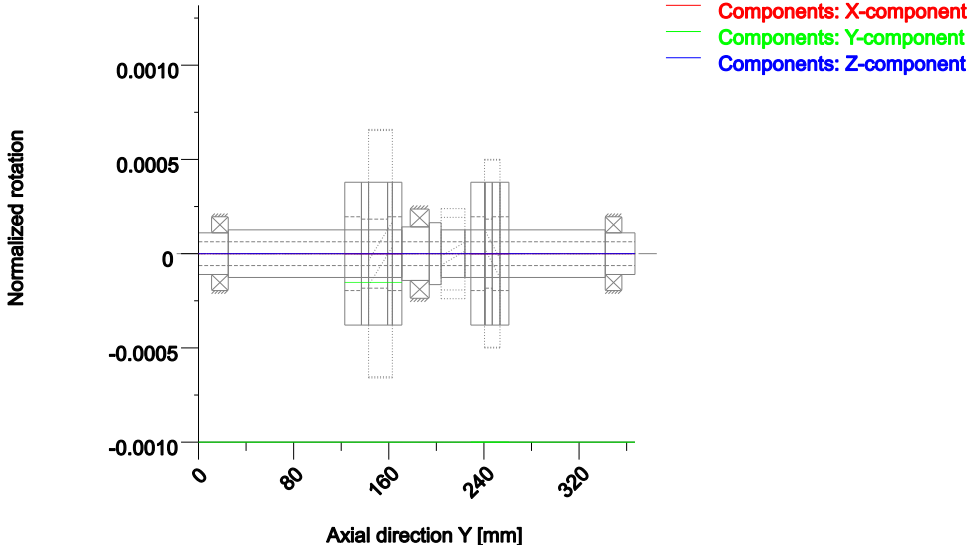


Figure: Eigenfrequencies (Normalized rotation) (Eigenfrequency: 1. (0 Hz))

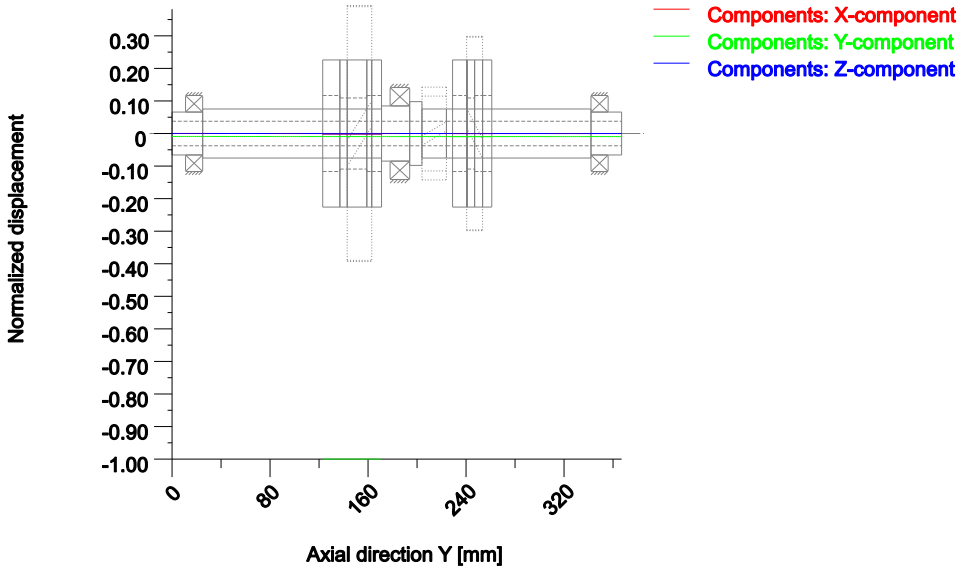


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 2. (43.8 Hz))

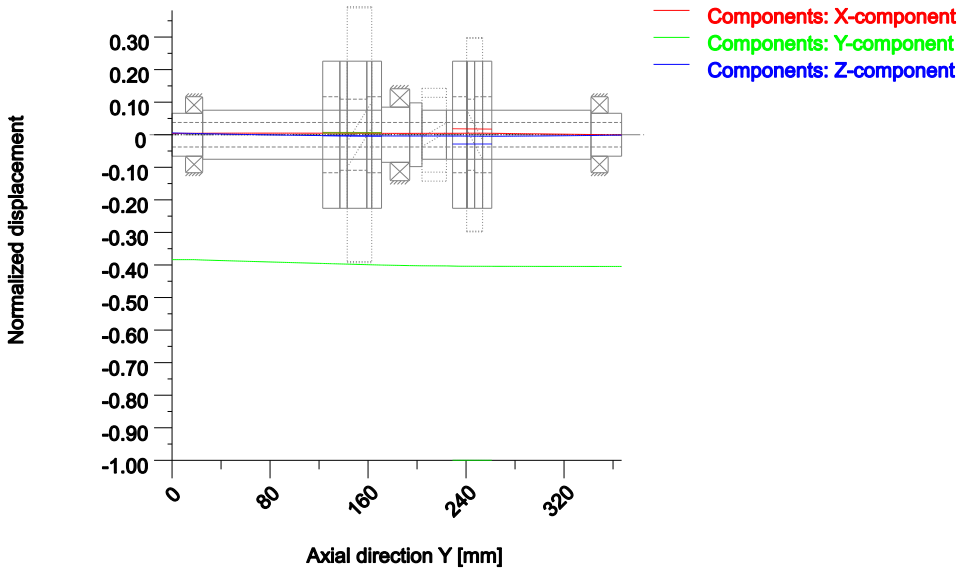


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 3. (363.66 Hz))

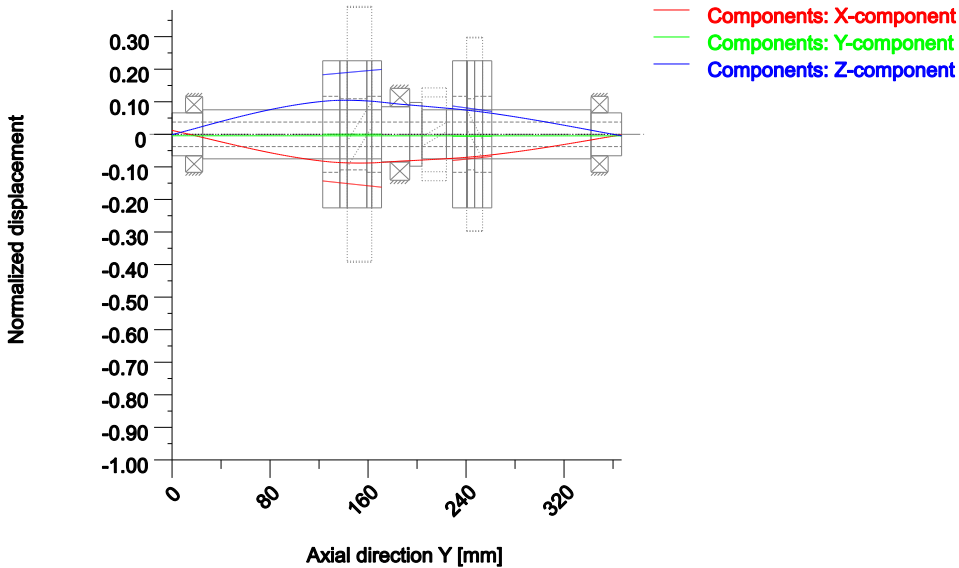


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 4. (483.67 Hz))

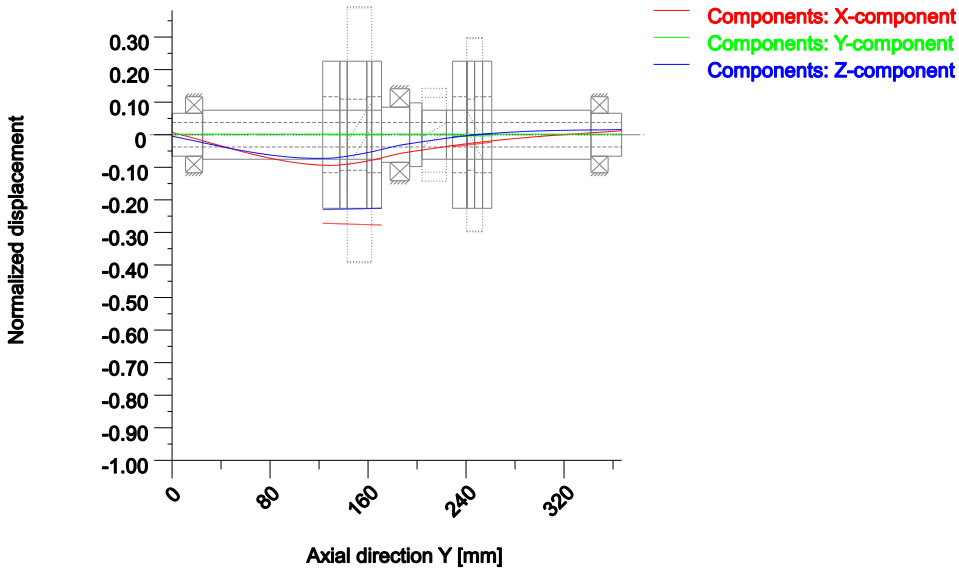


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 5. (592.12 Hz))

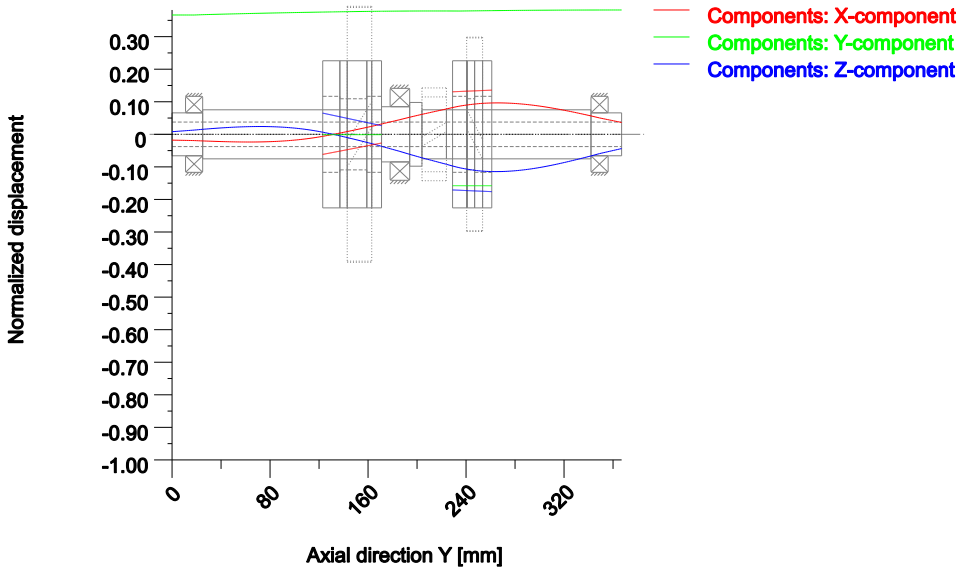


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 6. (843.69 Hz))

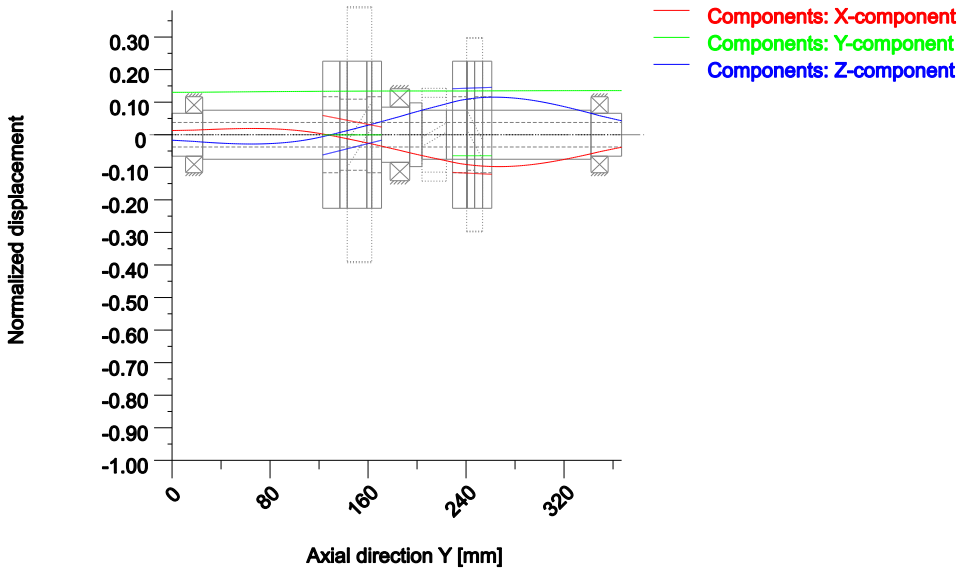


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 7. (886.87 Hz))

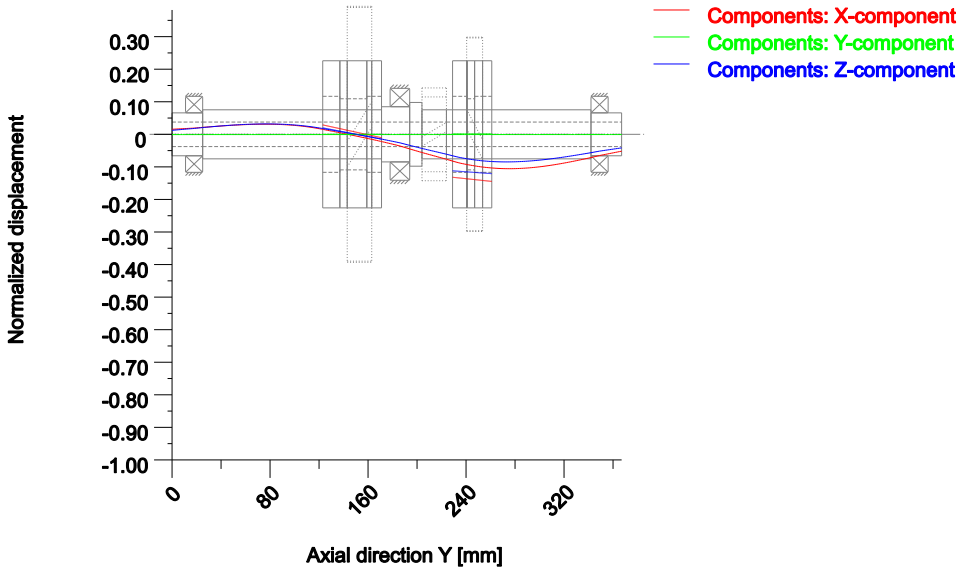


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 8. (984.4 Hz))

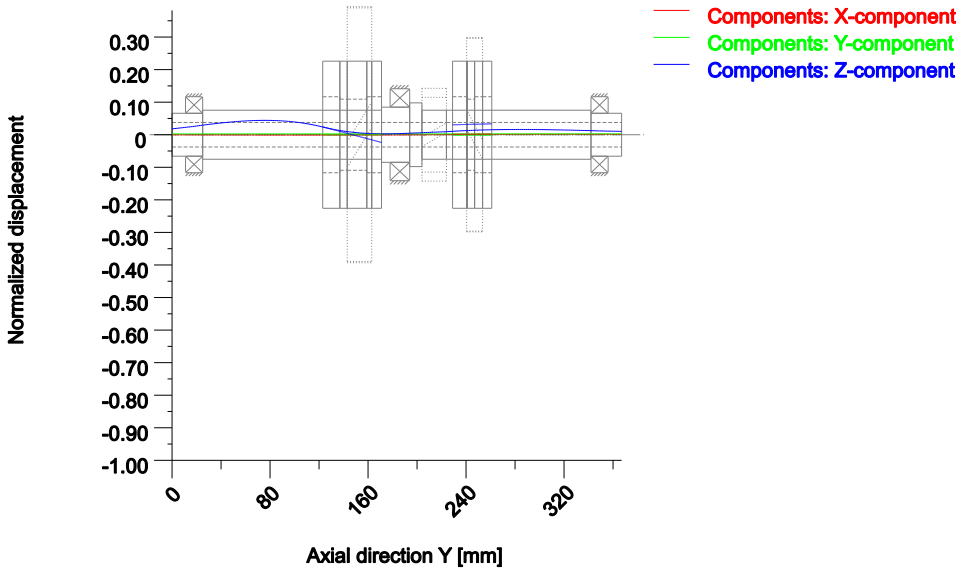


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 9. (1294.36 Hz))

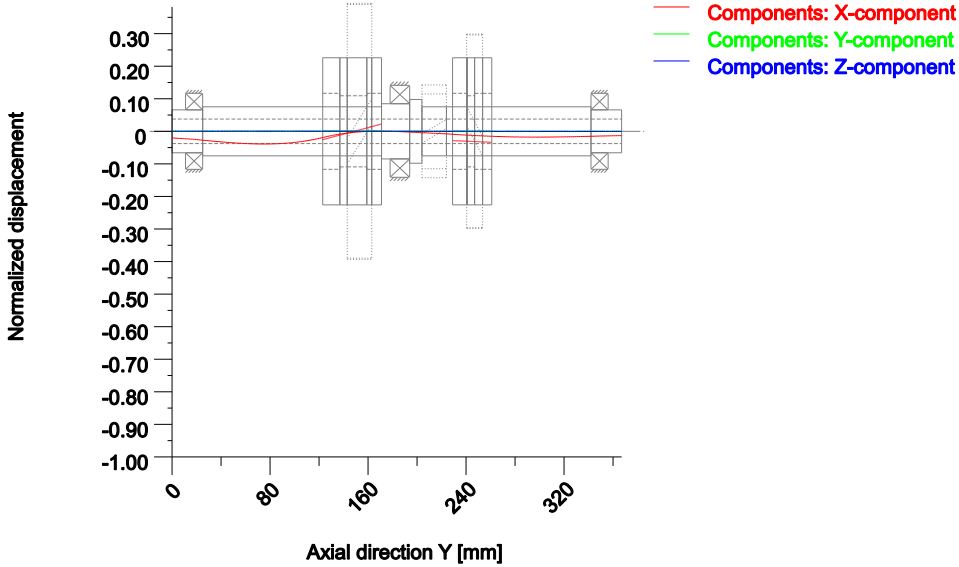


Figure: Eigenfrequencies (Normalized displacement) (Eigenfrequency: 10. (1323.3 Hz))

9 Strength calculation according to DIN 743:2012

9.1 Summary

shaft

Material	34 CrNiMo 6 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	alloyed, through hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
A-A	210.67	Key
B-B	207.01	Key
C-C	222.99	Key
D-D	204.00	Shoulder with relief groove

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	K2d	SD	SS
A-A	3.49	1.00	0.89	7.47	32.24
B-B	3.49	1.00	0.89	7.62	35.86
C-C	3.49	1.00	0.89	7.75	21.73
D-D	2.58	0.86	0.89	9.54	39.75

Required safeties:		1.20	1.20
--------------------	--	------	------

Abbreviations:

$\beta\sigma$: Notch factor, bending

$KF\sigma$: Surface factor

K2d: size factor bending

SD: Safety endurance limit

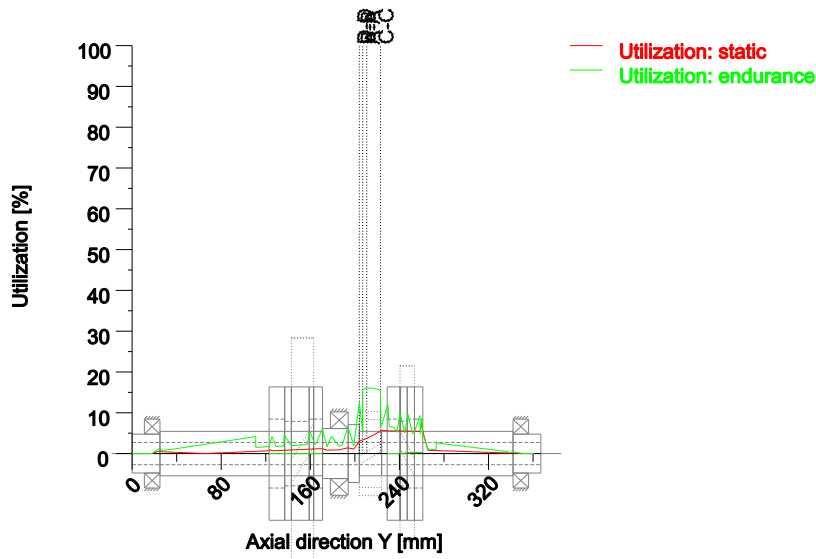
SS: Safety against yield point

9.1.1 Utilization (%)

Cross section	Static (yield point)	Endurance
A-A	3.722	16.069
B-B	3.346	15.758
C-C	5.521	15.488
D-D	3.019	12.575

Maximum utilization of shafts (%)

shaft:	16.069
--------	--------



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength (nominal load)

9.2 Calculation details

General statements

Label shaft
 Drawing
 Length (mm) [l] 367.00
 IcElem = 0
 Speed (1/min) [n] 3284.52

Material 34 CrNiMo 6 (1)
 Material type Through hardened steel
 Material treatment alloyed, through hardened
 Surface treatment No

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Stress ratio	0.000	-1.000	0.000	-1.000
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	1000.00
[σ_{zdW}], bei dB (N/mm ²)		480.00
[σ_{bW}], bei dB (N/mm ²)		600.00
[τ_{tW}], bei dB (N/mm ²)		360.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	55.00
Material data calculated with K1(d), according to DIN 743/3		
Material strength calculated from size of raw material		
Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter		
[σ_{Beff}] (N/mm ²)		1032.69
[σ_{Seff}] (N/mm ²)		817.68

[σ_b FK] (N/mm ²)	899.45
[τ_t FK] (N/mm ²)	472.09
[σ_b BRand] (N/mm ²)	810.00

[σ_{zd} W] (N/mm ²)	413.08
[σ_b W] (N/mm ²)	516.35
[τ_t W] (N/mm ²)	309.81

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

9.2.1 Cross section 'A-A' Key

Comment	Y= 207.00...223.00mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		210.667
External diameter (mm)	[da]		40.000
Inner diameter (mm)	[di]		20.000
Notch effect		Key	
Number of keys	[n]		2
Groove with manufactured with end milling cutter			
Standard: DIN 6885.1:1968 Default			
[b, t] (mm)	12.000	5.100	
Mean roughness (μm)		[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)					
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-659.9	0.0	22.3	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	659.9	95.9	22.3	1522.9
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-1319.9	95.9	44.6	1522.9
Maximum value (static safety)		-2243.8	163.0	75.8	2588.9
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt]		942.5	5890.5	11781.0	

Stresses: (N/mm ²)					
[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)		-0.700	0.000	1.893	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)		0.700	16.281	1.893	3.016
[σ_{zdmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)		-2.381	27.677	6.437	5.128

Technological size influence	[K1(σ_B)]			0.861
	[K1(σ_S)]			0.818

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	3.488	3.488	2.108
[dB] (mm) =		40.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.939	0.939	0.964
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.939	0.939	0.964
Notch effect coefficient	[β]	3.488	3.488	2.108
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.888	0.888
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.488	3.926	2.373

Present safety for endurance limit:				
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σ_{mV}]			3.204
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τ_{mV}]			1.850

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	118.442	131.506	130.568
Influence coefficient of mean stress sensitivity:				
	[$\psi\sigma_K$]	0.061	0.068	0.067
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	92.654	129.770	122.492
Safety against fatigue	[S]			7.468
Required safety against fatigue	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			622.3

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[yF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	817.677	899.445	472.086
Safety yield stress	[S]			32.240
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			2686.7

9.2.2 Cross section 'B-B' Key

Comment	Y= 207.00...223.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			207.010
External diameter (mm)	[da]			40.000
Inner diameter (mm)	[di]			20.000
Notch effect		Key		
Number of keys	[n]			2
Groove with manufactured with end milling cutter				
Standard: DIN 6885.1:1968 Default				
[b, t] (mm)	12.000	5.100		
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-765.3	0.0	10.1	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	765.3	95.3	10.1	2052.1
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-1530.6	95.3	20.1	2052.1

Maximum value (static safety) -2602.1 162.0 34.2 3488.6

Cross section, moment of resistance: (mm²)

[A, Wb, Wt]	942.5	5890.5	11781.0
-------------	-------	--------	---------

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	-0.812	0.000	0.855	0.000
[σzda, oba, τα, τqa] (N/mm ²)	0.812	16.175	0.855	4.064
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	-2.761	27.498	2.906	6.909

Technological size influence

[K1(σB)]	0.861
[K1(σS)]	0.818

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	3.488	3.488	2.108
[dB] (mm) =	40.0			
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.939	0.939	0.964
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.939	0.939	0.964
Notch effect coefficient	[β]	3.488	3.488	2.108
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.888	0.888
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.488	3.926	2.373

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]			1.238
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]			0.715

Fatigue limit of part (N/mm²) [σWK] 118.442 131.506 130.568

Influence coefficient of mean stress sensitivity.

	[ψσK]	0.061	0.068	0.067
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	108.389	130.825	123.594
Safety against fatigue	[S]			7.615
Required safety against fatigue	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			634.6

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[γF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	817.677	899.445	472.086
Safety yield stress	[S]			35.863
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			2988.6

9.2.3 Cross section 'C-C' Key

Comment	Y= 207.00...223.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			222.990
External diameter (mm)	[da]			40.000
Inner diameter (mm)	[di]			20.000
Notch effect		Key		
Number of keys	[n]			2
Groove with manufactured with end milling cutter				
Standard: DIN 6885.1:1968 Default				
[b, t] (mm)		12.000	5.100	
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)

Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-304.8	0.0	63.5	0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	304.8	81.1	63.5	1752.2
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-609.6	81.1	127.1	1752.2

Maximum value (static safety)		-1036.3	137.8	216.0	2978.7
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt]		942.5	5890.5	11781.0	

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		-0.323	0.000	5.393	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm ²)		0.323	13.764	5.393	3.470
[σzdmax, obmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)		-1.100	23.398	18.336	5.900

Technological size influence	[K1(σB)]			0.861
	[K1(σS)]			0.818

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	3.488	3.488	2.108
[dB] (mm) =		40.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.939	0.939	0.964
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.939	0.939	0.964
Notch effect coefficient	[β]	3.488	3.488	2.108
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.888	0.888
Influence coefficient surface roughness	[KF]	1.000	1.000	1.000
Roughness factor is included into the notch effect coefficient				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.488	3.926	2.373

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]			9.335
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]			5.390

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	118.442	131.506	130.568
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				
	[ψσK]	0.061	0.068	0.067
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	27.379	125.708	122.318
Safety against fatigue	[S]			7.748
Required safety against fatigue	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			645.7

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
---------------------------------	-------	-------	-------	-------

Increase coefficient	[γF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	817.677	899.445	472.086
Safety yield stress	[S]			21.733
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			1811.1

9.2.4 Cross section 'D-D' Shoulder with relief groove

Comment	Y= 204.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			204.000
External diameter (mm)	[da]			40.000
Inner diameter (mm)	[di]			20.000
Notch effect		Shoulder with relief groove		
[D, d, D1, r, t1] (mm)	52.000	39.400	40.000	0.800 0.300
Shape B				
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)				
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-852.1	0.0	0.0 0.0
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	852.1	93.2	0.0 2548.4
Maximum value	[Fzdm _{max} , Mb _{max} , T _{max} , Fqm _{max}]	-1704.1	93.2	0.0 2548.4

Maximum value (static safety)		-2897.0	158.4	0.0 4332.3
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt]		905.1	5606.0	11212.0

Stresses: (N/mm ²)				
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		-0.941	0.000	0.000 0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)		0.941	16.621	0.000 5.270
[σzdm _{max} , σb _{max} , τ _{max} , τq _{max}] (N/mm ²)		-3.201	28.255	0.000 8.958

Technological size influence	[K1(σB)]			0.861
	[K1(σS)]			0.818

Tension/Compression Bending Torsion

Stress concentration factor	[α]	3.073	2.730	1.884
References stress slope	[G]	3.092	3.092	1.437
Notch sensitivity factor	[n]	1.058	1.058	1.040
Notch effect coefficient	[β]	2.904	2.579	1.812
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.888	0.888
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.858	0.858	0.919
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.069	3.069	2.129

Present safety for endurance limit:				
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]			-0.941
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[τmV]			0.000

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	134.614	168.252	145.552
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				
	[ψσK]	0.070	0.089	0.076
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	144.702	169.101	145.552
Safety against fatigue	[S]			9.542
Required safety against fatigue	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			795.2

Present safety				
for proof against exceed of yield point:				
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.000
Increase coefficient	[γF]	1.150	1.100	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	940.329	989.390	472.086
Safety yield stress	[S]			39.755
Required safety	[Smin]			1.200
Result (%)	[S/Smin]			3312.9

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit: The notch factors for the 'Slight interference fit' case are no longer defined in DIN 743. The notch factors are taken from the FKM Guideline, except if those for the 'tight interference fit' according to DIN are smaller, in which case they will be used.

End of report (lines: 1720)

ANEXOS

Este capítulo apresenta os anexos necessários para complementar a informação presente na dissertação. Os catálogos apresentados, apenas apresentam as páginas cuja informação se julgue fazer sentido. A ordem de anexos será a seguinte:

- Anexo A - Ficha técnica do material 18 CrNiMo 7 – 6;
- Anexo B - Ficha técnica do material 34 CrNiMo 6;
- Anexo C - Catálogo técnico da *Parker*;
- Anexo D - Catálogo *Ortlinghaus*;
- Anexo E - Ficha técnica do lubrificante Shell Omala S4 WE 220;
- Anexo F - Ficha técnica do material G-ALSi9Cu3;
- Anexo G - Fichas técnicas dos rolamentos selecionados;
- Anexo H - Ficha técnica do vedante;
- Anexo I - Ficha técnica dos bujões e válvula de respiro.

Anexo A - Ficha técnica do material 18 CrNiMo 7 – 6



Cin



G 15 Special

Aço de cementação

W.Nr. 1.6587

Normas:

EN: 18 CrNiMo 7-6

AISI: (3415)

DIN: 17 CrNiMo 6

Fornecimento: EN 10084

Estado de fornecimento:

Recozido \leq 229 HB

Perfis disponíveis:

\varnothing	\square	\square	Chapa
25 a 500 mm EN 10060	---	---	---

COMPOSIÇÃO QUÍMICA (%):

C	Si	Mn	Ni	P	S	Cr	Mo
0,15 – 0,21	\leq 0,40	0,50 – 0,90	1,40 – 1,70	\leq 0,025	\leq 0,035	1,50 – 1,80	0,25 – 0,35

CARACTERÍSTICAS:

Aço para cementação adequado a peças de maior dimensão, necessidades de maior profundidade de cementação e núcleo mais resistente.

APLICAÇÕES PRINCIPAIS:

Orgãos de máquinas, engrenagens, casquilhos, rótulas de direcção, excêntricos, árvores de torno, cambotas, cavilhas e parafusos.

PROPRIEDADES:

Densidade: 7,85 Kg/dm³

Coefficiente de Dilatação Térmica, 10⁻⁶m/mK:

20 a 600 °C	20 a 500 °C	20 a 400 °C	20 a 300 °C	20 a 200 °C	20 a 100 °C
---	13,9	13,5	12,9	12,1	11,1

Condutibilidade Térmica, W/mK:

700 °C	350 °C	20 °C
---	---	38

Módulo de Elasticidade, GPa:

600 °C	500 °C	400 °C	300 °C	200 °C	100 °C	20 °C	0 °C	-100 °C
---	---	---	---	---	---	210	---	---

Propriedades Mecânicas:

	\varnothing (mm)	Rm (MPa)
Temperado e revenido	\leq 16	\geq 1200
	\leq 40	\geq 1100
	\leq 100	\geq 800

Ramada Aços, S.A.

Avenida da Régua, Apartado 10, 3884-004 Ovar

Tel.: +351 256 580 580 | Fax: +351 256 580 500 / +351 256 580 410

www.ramada.pt | acos.ovar@ramada.pt

A informação fornecida é precisa e de confiança contudo, alguns dos valores são apresentados a título indicativo, não assumindo carácter vinculativo, dado a poder existir variações resultantes de erros associados aos ensaios e às fontes documentais.

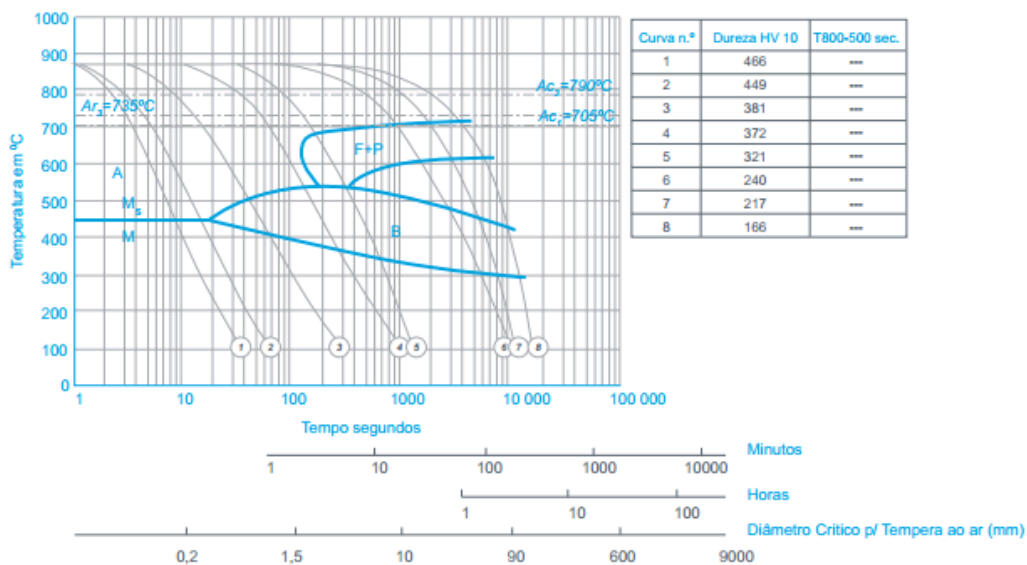
Data de actualização: 27-06-2018



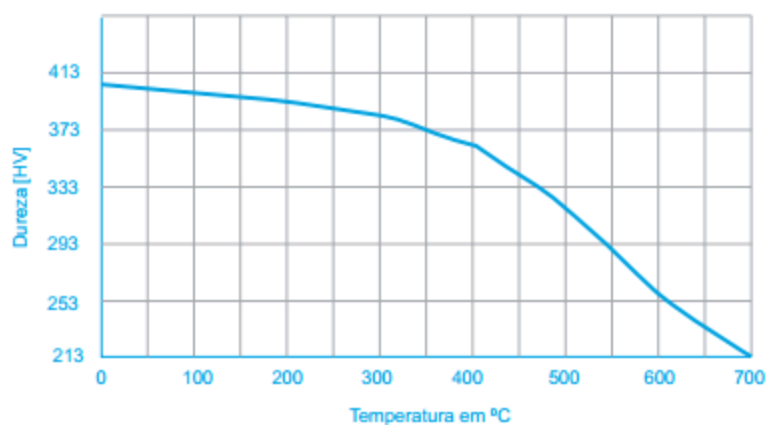
TRATAMENTOS TÉRMICOS

	Temperatura	Meio de Arrefecimento	Dureza
Recozimento de Amaciamento	650-900 °C	Forno	229 HB
Cementação	880-940 °C	---	58-62 HRC
Têmpera	830-880 °C	---	46 HRC
Revenido Usual	150-560 °C	---	32-42 HRC

DIAGRAMA TAC



CURVA DE REVENIDO



Aconselhamento Técnico:

A nossa equipa técnica encontra-se disponível para esclarecimento de dúvidas e aconselhamento na selecção do material e tratamento térmico mais adequado à sua aplicação.

Ramada Aços, S.A.

Avenida da Régua, Apartado 10, 3884-004 Ovar
 Tel.: +351 256 580 580 | Fax: +351 256 580 500 / +351 256 580 410
 www.ramada.pt | acos.ovar@ramada.pt

A informação fornecida é precisa e de confiança contudo, alguns dos valores apresentados são indicativos, não podendo possuir carácter vinculativo, dado existirem variações resultantes de erros associados aos ensaios e às actualizações documentais.

Data de actualização: 27-06-2018

Anexo B - Ficha técnica do material 34 CrNiMo 6



Lar

Normas:

EN: 34 CrNiMo 6	AISI: 4337	DIN: 34 CrNiMo 6	AFNOR: 35NCD6	UNE: (F-1272)
Fornecimento: EN 10083-3			W. Nr. 1.6582	

Perfis disponíveis:



14 a 230 mm
EN 10060

Estado de fornecimento:

Tratado ≈ 300 HB

COMPOSIÇÃO QUÍMICA (%):

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
0,30 – 0,38	≤ 0,40	0,50 – 0,80	≤ 0,025	≤ 0,035	1,30 – 1,70	0,15 – 0,30	1,30 – 1,70

CARACTERÍSTICAS:

Aço ligado ao cromo-níquel-molibdénio tratado para aplicações de esforço superior aos aços de construção ao carbono. A nitruração melhora significativamente a sua resistência ao desgaste e fadiga.

APLICAÇÕES PRINCIPAIS:

Orgãos de máquinas, semi-eixos, veios de torção e flexão, rodas dentadas, sem-fins, cavilhas, parafusos, porcas e pernos.

PROPRIEDADES:

Densidade: 7,84 Kg/dm³

Coefficiente de Dilatação Térmica, 10⁻⁶m/mK:

20 a 600 °C	20 a 500 °C	20 a 400 °C	20 a 300 °C	20 a 200 °C	20 a 100 °C
---	---	13,6	13,2	12,7	12,1

Condutibilidade Térmica, W/mK:

400 °C	200 °C	20 °C
---	---	33,7

Módulo de Elasticidade, GPa:

600 °C	500 °C	400 °C	300 °C	200 °C	100 °C	20 °C	0 °C	-100 °C
---	---	---	---	---	---	210	---	---

Propriedades Mecânicas:

Ø (mm)	Espessura (t) (mm)	Rm (MPa)	Rp0,2 (MPa)	A% (L0=5do)	Z%
< 16	< 8	1200 - 1400	> 1000	> 9	> 40
< 40	< 20	1100 - 1300	> 900	> 10	> 45
< 100	< 60	1000 - 1200	> 800	> 11	> 50
< 160	< 100	900 - 1100	> 700	> 12	> 55

Ramada Aços, S.A.

Avenida da Régua, Apartado 10, 3884-004 Ovar
Tel.: +351 256 580 580 | Fax: +351 256 580 500 / +351 256 580 410
www.ramada.pt | acos.ovar@ramada.pt

A informação fornecida é precisa e de confiança contudo, alguns dos valores apresentados são indicativos, não podendo possuir carácter vinculativo, dado existirem variações resultantes de erros associados aos ensaios e às actualizações documentais.

Data de Atualização: 14-03-2018

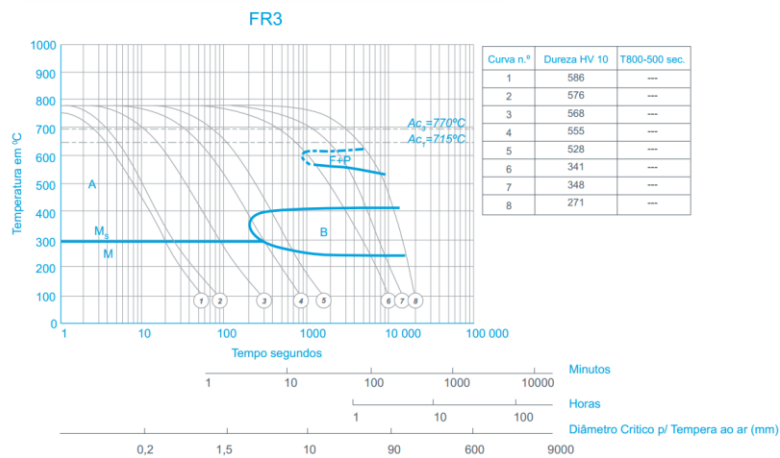


Lar

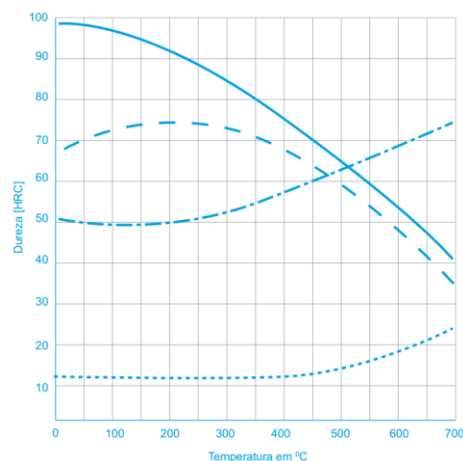
TRATAMENTOS TÉRMICOS

	Temperatura	Meio de Arrefecimento	Dureza
Recozimento de Amaciamento	650 – 700 °C	---	≤ 248 HB
Normalização	850 – 880 °C	---	---
Redução de Tensões	550 – 600 °C	---	---
Têmpera	830-860 °C	Óleo	---
Revenido	180-660 °C	Ar	---

DIAGRAMA TAC



CURVA DE REVENIDO



Aconselhamento Técnico:

A nossa equipa técnica encontra-se disponível para esclarecimento de dúvidas e aconselhamento na selecção do material e tratamento térmico mais adequado à sua aplicação.

Ramada Aços, S.A.

Avenida da Régua, Apartado 10, 3884-004 Ovar
 Tel.: +351 256 580 580 | Fax: +351 256 580 500 / +351 256 580 410
www.ramada.pt | acos.ovar@ramada.pt

A informação fornecida é precisa e de confiança contudo, alguns dos valores apresentados são indicativos, não podendo possuir carácter vinculativo, dado existirem variações resultantes de erros associados aos ensaios e às actualizações documentais.

Data de Atualização: 14-03-2018

Anexo C - Catálogo técnico da *Parker*

Global Vehicle Inverter (GVI)

With functional safety at its very core, the second generation GVI mobile inverter provides a single-family solution for both traction and work function applications, on and off-road. All three sizes are rated up to IP6K9K and are designed for ISO26262 and EN13849 functional safety standards. Plug and socket connections on the front face simplify installation, and the comprehensive configuration software tool combined with both CANopen and J1939-76 support give system design flexibility.



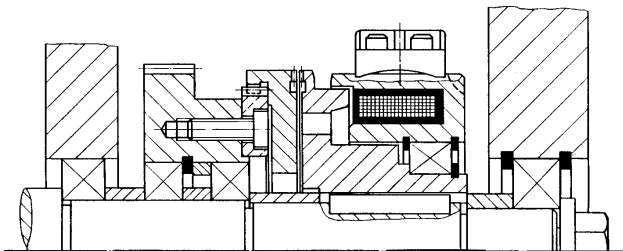
	Low voltage	High Voltage
Nominal Voltage	24 / 48 / 80 / 96 Vdc	650 Vdc
Peak Current	700 Arms	500 Arms
Peak Power	68 kVA	300 kVA
Safety	-	Motor Torque Off and HVIL
Protection	IP65	IP6K9K
Control Type	Speed or Torque control	
Feedback	Sin/Cos encoder	Resolver
Communication	CAN J1939, CANopen, Parker IQAN compatible	
Cooling	Cold plate	WEG liquid cooled
Conformance	IEC60068, EN61000-4, EN1175-1, IEC60529, EN55022	ISO20653:2006, ISO16750-4, ISO16750-3, EN60068-2, CISPR25 Ed.4 Class 3, ISO11452-4, ISO11452-8, ISO7637-2

Inverter association

Motor Model Number	Inverter	Battery Voltage	Rated Torque Mn	Rated Power Pn	Rated Speed Nn	Peak Torque Mp	Peak Power Pp	Max Speed Nmax
		[VDC]	[Nm]	[kW]	[rpm]	[Nm]	[kW]	[rpm]
GVM210-050-P-AJ1-W	GVI C024 0550	24	30,17	6,667	2480	57,22	11,79	3200
GVM210-050-P-AR1-W	GVI D048 0450	48	37,21	11,37	3630	68,67	17,24	4400
GVM210-050-P-BT1-W	GVI D096 0350	96	45,38	11,76	3900	82,5	15,07	5990
GVM210-100-P-AK1-W	GVI D048 0450	48	56,74	11,52	2175	108,6	21,71	3000
GVM210-100-P-AK1-W	GVI D096 0400	96	69,03	20,96	3500	129,3	35,8	4000
GVM210-100-P-AR1-W	GVI G650 0300	350	102,4	46,03	5850	172	58,5	5990
GVM210-100-P-BT1-W	GVI E096 0500	96	95,36	26,37	3000	180,4	48,2	4000
GVM210-150-P-AK1-W	GVI G650 0300	350	161,8	48,88	5250	261,5	58,07	5990
GVM210-150-P-BT1-W	GVI G650 0300	350	161,8	48,88	5250	261,5	58,07	5990
GVM210-150-P-BM1-W	GVI G650 0300	650	155,7	83,99	5990	261,5	129,1	5990
GVM210-200-P-BT1-W	GVI G650 0300	350	219,2	50,14	3900	351	57,5	5990
GVM210-200-P-BE1-W	GVI G650 0300	350	219	70,7	4650	306,8	84,64	5990
GVM210-200-P-BT1-W	GVI G650 0300	650	217,5	87,19	5100	351	110,3	5990
GVM210-300-P-BM1-W	GVI G650 0300	350	331,4	57,95	3000	530	66,52	5990
GVM210-300-P-AK1-W	GVI G650 0300	350	174,3	86,92	5400	230,2	116	5990
GVM210-300-P-BT1-W	GVI G650 0300	650	332,4	90,25	3300	530	109,2	5990
GVM210-300-P-BE1-W	GVI G650 0300	650	328,7	127,4	5250	462,8	159,7	5990
GVM210-400-P-AY1-W	GVI G650 0300	350	396,1	85,77	3150	512,7	104,4	5990
GVM210-400-P-BM1-W	GVI G650 0300	650	439,6	106,3	3600	709	127,3	5990
GVM210-400-P-AT1-W	GVI G650 0300	650	357,1	161,2	5250	464,1	206,2	5990

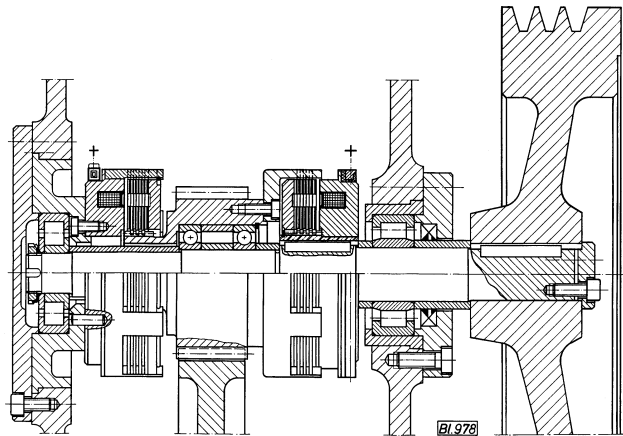
Anexo D - Catálogo *Ortlinghaus*

Application examples



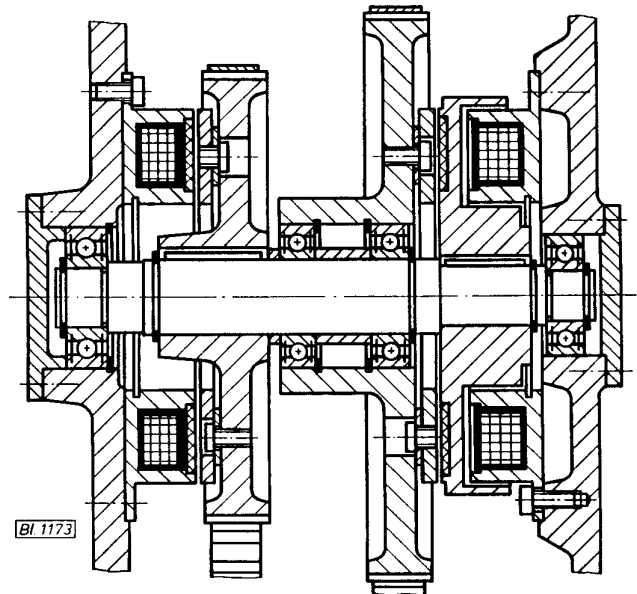
Bl. 1720

Electromagnetic stationary field tooth clutch with drive section flanged to gearwheel, series **0013**



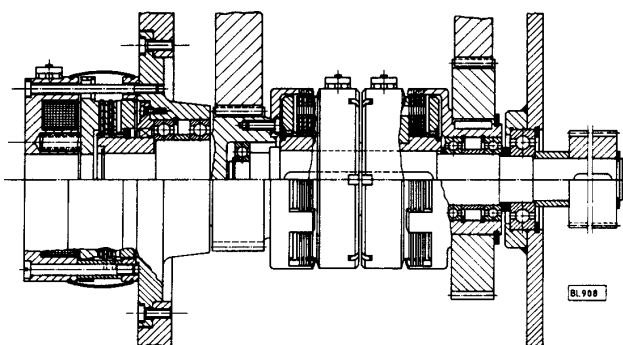
Bl. 976

Electromagnetic Sinus[®] multi-plate clutch with slipping, series **0011**, and electromagnetic Sinus[®] multi-plate brake, series **0011-300**



Bl. 1173

Electromagnetic single-face clutch, series **0008-100**, employed in conjunction with an electromagnetic single-face brake, series **0009-100**



Bl. 908

Electromagnetic stationary field Sinus[®] multi-plate clutches, series **0010**, friction combination steel/steel, in conjunction with an electromagnetic, spring-applied multi-plate brake, series **0028**, friction combination steel/organic lining.

**Stationary field
electromagnetic Sinus® multi-plate clutches
with flux-type plate stack, maintenance-free,
for wet-running only**

**Version with hub housing
Series 0010-055-Size-code number 100**

3 keyways spaced at 120°,
offset relative to plug
connection by 60°
(up to size 47).

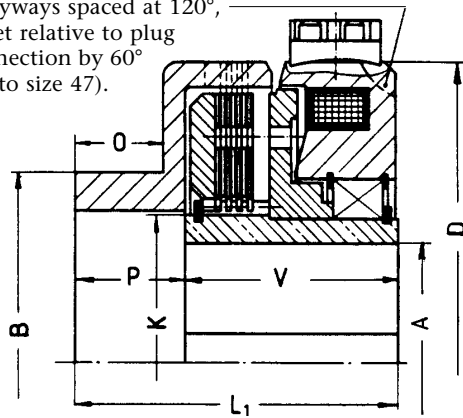


Fig. 1: 1 Bearing up to size 43

**Version with cup housing
Thickness S1 series 0010-057-size-004000
Thickness S2 series 0010-057-size-003000**

6 keyways spaced at 60°,
offset relative to plug
connection by 30°
(from size 47).

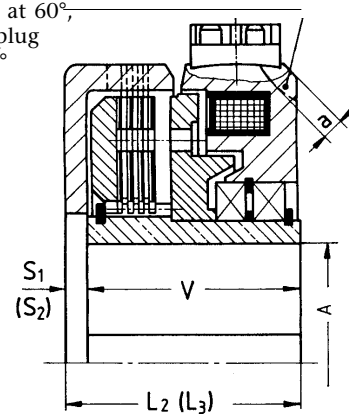


Fig. 2: 2 Bearings from size 47

Series		0010-05 - Size - ... 100000 (Fig. 1)									0010-05 - Size - ... 000000 (Fig. 2)			
Hub housing	Size Code number	07	11	15	23	27	31	32	43	47	51	55	59	
Cup housing	Size	07	11	15	23	27	31	32	43	47	51	55	59	
M _{dyn}	Nm	12	25	60	120	200	240	360	480	720	1200	2000	3000	
DC voltage	V	24									24			
Power consumption	20 °C W	26	37	42	63	53	85	98	86	112	116	178	210	
	80 °C W	21	30	34	51	43	69	79	70	91	94	144	170	
n _{max}	min ⁻¹	4000	4000	3800	3100	2800	2500	2500	2100	2000	1700	1450	1350	
n _{max} with internal oiling	min ⁻¹	4000	4000	3800	3700	3700	3300	3300	3000	2700	2200	2000	1750	
J	hub housing internal	kgcm ²	3	7	18	34	61	94	98	257	395	778	1640	2383
	cup housing S1 external	kgcm ²	3	11	21	46	81	88	113	283	439	845	2108	2675
	cup housing S2 external	kgcm ²	2	9	13	31	53	61	78	186	289	533	1458	1880
	cup housing S2 external	kgcm ²	4	12	20	44	74	91	116	248	344	633	1728	2223
Weight	hub housing	kg	1,74	3,11	4,76	6,06	7,86	10,1	12,6	18,9	25,5	35,1	63,6	77
	cup housing S1	kg	1,585	2,764	4,289	5,26	6,83	8,69	11,18	16,32	21,92	29,35	51,7	67,6
	cup housing S2	kg	1,738	2,912	4,513	5,743	7,46	9,461	11,93	17,36	22,71	30,61	54	69,7
Recommended bores ²⁾	A _{max}	H7	22	30	35	42	42	55	55	65	70	78 ¹⁾	98 ¹⁾	98 ¹⁾
	Keyway	DIN 6885	6x1,6	8x2	10x2,4	12x2,2	12x2,2	16x4,3	16x4,3	18x2,3	20x2,7	22x3,1	28x3,2	28x3,2
	A	H7	20	25	30	40	40	50	50	60	60			
	Keyway	DIN 6885	6x2,8	8x3,3	8x3,3	12x3,3	12x3,3	14x3,8	14x3,8	18x4,3	18x4,3			
	A	H7	18	22	28	35	35	45	40	55	50			
	Keyway	DIN 6885	6x2,8	6x2,8	8x3,3	10x3,3	10x3,3	14x3,8	12x3,3	16x4,3	14x3,8			
Diameters	D	80	95	114	134	147	165	165	195	210	240	295 ³⁾	310	
	B	55	70	80	90	100	110	110	130	145	170	195	205	
	K	32	45	55	60	60	80	80	90	100	120	140	145	
	External keyway	keyway width x a	6x3	6x3	6x4	8x5	8x5	8x6	8x6	10x8	12x9	12x10	14x11	14x12
Length dimensions	L1	70,5	87	92	106	111	113	128	153	180	174	197	232	
	L2	50,5	57	62	66	71	73	88	93	115	109	129	145	
	L3	55,5	61	66	72	77	79	94	99	119	113	134	149	
	O	20	30	30	40	40	40	40	60	65	65	68	87	
	P	24	35	35	46	46	46	46	68	75	75	80	100	
S1	S1	4	5	5	6	6	6	6	8	10	10	12	13	
	S2	9	9	9	12	12	12	12	14	14	14	17	17	
	V	46,5	52	57	60	65	67	82	85	105	99	117	132	

1) 2 keyways offset at 180° to each other.

2) Bore diameters in bold print are available ex stock.

3) Housing external diameter = 290.

Version with flange housing on request.

Friction combination Steel/steel for wet-running

Tolerances For bores and keyways see section 1 "Technical information"

Plug connection and flat plug See chapter "Accessories", page 4.51.00

Anexo E - Ficha técnica do lubrificante Shell Omala S4 WE 220



Technical Data Sheet

Previous Name: Shell Tivela S

Shell Omala S4 WE 220

- *Proteção & Vida Extra*
- *Poupança de energia*
- *Aplicações em engrenagens sem-fim*

Óleo Sintético Avançado para Engrenagens Industriais

O Shell Omala S4 WE é um lubrificante sintético avançado, vocacionado para engrenagens industriais sem-fim sujeitas a cargas elevadas, formulado a partir de fluidos base e aditivos especialmente selecionados de polialquileno glicol. Proporciona um desempenho excepcional de lubrificação sob condições de operação severas, incluindo o melhoramento na eficiência energética, vida útil de serviço prolongada e elevada resistência ao fenómeno de micro-pitting.

DESIGNED TO MEET CHALLENGES

Desempenho, Funções & Benefícios

▪ Óleo de longa duração - poupança na manutenção

O Shell Omala S4 WE é formulado para fornecer excelente estabilidade à oxidação e excelente estabilidade térmica, alargando a vida útil do lubrificante e resistindo à formação de produtos nocivos resultantes da oxidação a elevadas temperaturas de operação. Contribuindo para a manutenção da limpeza do sistema durante longos períodos.

Este desempenho é reconhecido pela Flender AG onde a aprovação oficial de 20.000 horas de trabalho (quatro anos) a 80°C (temperatura da carga de óleo), é garantida.

O Shell Omala S4 WE oferece a possibilidade de intervalos de manutenção mais alargados, comparativamente a lubrificantes convencionais de engrenagens industriais.

▪ Excelente protecção anti-desgaste

O Shell Omala S4 WE é formulado para proporcionar excelente capacidade de suporte de carga, oferecendo uma maior vida útil aos componentes mesmo sob condições de carga com impacto.

Proporciona elevada resistência ao fenómeno de micro-pitting. Estas características oferecem benefícios para a vida útil de engrenagens e rolamentos, comparativamente a produtos formulados a partir de óleos base minerais.

▪ Mantêm a eficiência do sistema

O Shell Omala S4 WE melhora a eficiência energética, assim como proporciona temperaturas de operação mais baixas em equipamentos com engrenagens sem-fim. O teste Rig tem demonstrado melhoramentos na eficiência da ordem de 15% em comparação a produtos formulados com óleos base minerais, e na ordem de 11% sobre lubrificantes sintéticos formulados com óleos base constituídos por hidrocarbonetos. Os resultados são confirmados por testes e experiência de campo, realizados pelos fabricantes (OEMs).

Principais Aplicações



▪ Sistemas fechados de engrenagens sem-fim

Recomendado para sistemas redutores industriais com engrenagens sem-fim, operando sob condições muito severas, como cargas elevadas, temperaturas muito altas ou muito baixas ou sujeitas a grandes gradientes térmicos.

▪ Maior vida útil dos sistemas

O Shell Omala S4 WE é particularmente recomendado para determinados sistemas onde a manutenção é pouco frequente ou vocacionado para sistemas inacessíveis (como engrenagens planetárias presentes em turbinas eólicas).

▪ Outras aplicações

Os óleos lubrificantes Shell Omala S4 WE são adequados para a lubrificação de rolamentos e outros componentes em sistemas de circulação ou sistemas de lubrificação por chapinhagem.

▪ O Shell Omala S4 WE não é recomendado para a lubrificação de componentes de alumínio ou de ligas de alumínio.

▪ Para engrenagens de dentes diretos e de dentes helicoidais é recomendada a gama de lubrificantes Shell Omala "G".

Para engrenagens hipóides de automóveis, deverá ser usado o lubrificante Shell Spirax adequado.

Compatibilidade e miscibilidade

▪ Compatibilidade com Tintas & Vedantes

São recomendadas tintas de epoxy de elevada qualidade, dado que os polialquilenos glicóis tendem a atacar algumas tintas convencionais. O desempenho do Shell Omala S4 WE foi considerado satisfatório em contacto com vedantes de Viton e de Nitrilo, contudo é preferencial o uso de vedantes Viton.

▪ Procedimento de mudança

O Shell Omala S4 WE contém polialquilenos glicol que não é compatível com lubrificantes minerais ou sintéticos. A mudança de óleos sintéticos ou minerais para o Shell Omala S4 WE, deverá ser efectuada cuidadosamente.

Deverá ser realizado um flushing ao sistema com a quantidade de lubrificante mínima de operação do sistema, utilizando o Shell Omala S4 WE, operando sem carga e drenado enquanto quente. Idealmente, os vedantes em contacto com óleo mineral também deverão ser substituídos. Inspeccione o lubrificante alguns dias após a substituição. Garanta que o sistema de lubrificação está limpo e sem contaminantes.

O Shell Omala S4 WE também não é miscível com outros polialquilenos glicóis, requerendo atenção se se realizarem atestos.

Geralmente, é preferível evitar misturas, drenando o sistema voltando a encher e colocando ao nível.

Especificações, Aprovações & Recomendações

- David Brown S1.53.105 G
- Aprovado pela Siemens MD para unidades de engrenagens Flender e engrenagens de motores T7300
- Completamente aprovado por Bonfiglioli
- ISO 12925-1 Tipo CKE
- ANSI/AGMA 9005-E02 (EP)
- Para uma lista completa de aprovações e recomendações do equipamento, por favor contacte o seu representante local Shell, ou o website de aprovações do fabricante (OEM).

Características Físicas Típicas

Properties		Method	Shell Omala S4 WE	
Categoria de Viscosidade		IC O 3448	220	
Viscosidade Cinemática	@40°C	mm ² /s	222	
Viscosidade Cinemática	@100°C	mm ² /s	34.4	
Índice de Viscosidade		ISO 2909	203	
Ponto de Inflamação		°C	ISO 2592 (C O C)	298
Ponto de Fluxão		°C	ISO 3016	-39
Densidade	@15°C	kg/m ³	ISO 12185	1074
Teste FZG		Estágio de carga que ocorre falha	DIN 51354-2 A/8.3/90	>12

As características são típicas da produção actual. Embora a produção futura seja conforme as especificações Shell, poderão ocorrer variações nas suas características.

Saúde, Segurança & Ambiente

- Aconselhamento sobre Saúde e Segurança está disponível nas Folhas de Segurança apropriadas, que podem ser obtidas a partir de: <http://www.epc.shell.com/>

▪ Proteja o Ambiente

Leve o óleo usado para um ponto de recolha autorizado. Não despejar em esgotos, terra ou cursos de água.

Informação adicional

▪ Recomendação

Informações complementares sobre aplicações não abrangidas neste folheto poderão ser obtidas com o seu representante Shell

Anexo F - Ficha técnica do material G-ALSi9Cu3

Material No.	ENAC-ALSi9Cu3(Fe)
DIN material No.	3.2163
Abbreviation	GD-ALSi9Cu3
Description	Cast aluminium
Composition Alloy constituents [%]	<ul style="list-style-type: none"> ■ Si: 8 - 11 ■ Cu: 2 - 4 ■ Fe: max. 1.3 ■ Zn: max. 1.2
Density [g/cm ³]	2.76
Yield point Rp0.2 [N/mm ²] min. – max.	140
Tensile strength Rm [N/mm ²] min. – max.	240
Elongation after fracture A [%] min. – max.	< 1
Brinell hardness HB reference value	80
Corrosion resistance in normal atmosphere	poor
Corrosion resistance in coastal atmosphere	poor
Machinability	very good
Weldability	very good
Anodising capability	not suitable
High-gloss polishing, mechanical	very good
Main uses	<ul style="list-style-type: none"> ■ Aluminium castings, e.g. pressure casting ■ Complicated machine construction and engine parts for the automotive industry ■ Electrical engineering

Anexo G - Fichas técnicas dos rolamentos selecionados



Image may differ from product. See specification for details.

6305

Rolamento rígido de esferas

Os rolamentos rígidos de esferas de uma carreira são particularmente versáteis, possuem baixo atrito e são otimizados para baixo ruído e baixa vibração, o que permite uma alta velocidade de rotação. Eles suportam cargas radiais e axiais em ambas as direções, são fáceis de montar e requerem menos manutenção do que muitos outros tipos de rolamentos.

- Modelo simples, versátil e robusto
- Baixo atrito
- Capacidade de alta velocidade
- Suporta cargas radiais e axiais em ambas as direções
- Requer pouca manutenção

Visão geral

Dimensões

Diâmetro do furo	25 mm
Diâmetro externo	62 mm
Largura	17 mm

Desempenho

Classificação de carga dinâmica básica	23.4 kN
Classificação de carga estática básica	11.6 kN
Velocidade de referência	24 000 r/min
Velocidade-limite	16 000 r/min
Classe de desempenho SKF	SKF Explorer

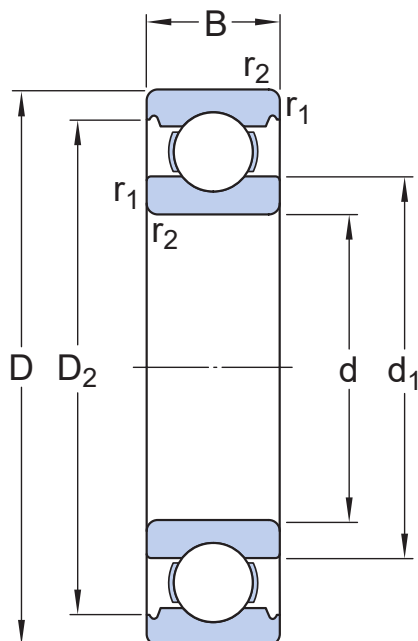
Propriedades

Rasgos de entrada	Sem
Número de carreiras	1
Recurso de fixação, anel externo do rolamento	Sem
Tipo de furo	Cilíndrico
Gaiola	Metal laminado
Arranjo pareado	Não
Folga interna radial	CN
Material, rolamento	Aço para rolamentos
Revestimento	Sem
Vedação	Sem
Lubrificante	Nenhum
Recurso de relubrificação	Sem
Indicative product carbon footprint to manufacture	0.785 kg CO ₂ e

Logística

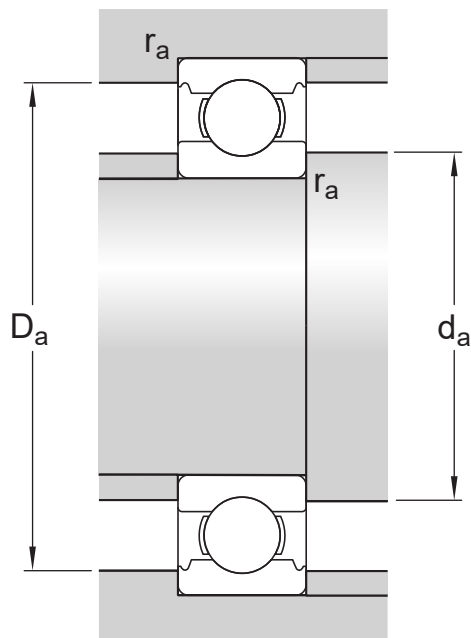
Peso líquido do produto	0.218 kg
Código eClass	23-05-08-01
Código UNSPSC	31171504

Especificação técnica



Dimensões

d	25 mm	Diâmetro do furo
t _{Δdmp}	-0.008 – 0 mm	Deviation limits of mid-range bore diameter
D	62 mm	Diâmetro externo
t _{ΔDmp}	-0.011 – 0 mm	Deviation limits of mid-range outside diameter
B	17 mm	Largura
t _{ΔBs}	-0.06 – 0 mm	Deviation limits of ring width
d ₁	≈ 36.6 mm	Diâmetro do ressalto
D ₂	≈ 52.7 mm	Diâmetro do rebaixo
r _{1,2}	min. 1.1 mm	Dimensão de chanfro
	P6 and tighter width tolerance	ISO tolerance class for dimensions



Dimensões do encosto

d_a	min. 32 mm	Diâmetro do encosto do eixo
D_a	max. 55 mm	Diâmetro do encosto do mancal
r_a	max. 1 mm	Raio de concordância do eixo ou filete do mancal

Dados de cálculo

Classe de desempenho SKF		SKF Explorer
Classificação de carga dinâmica básica	C	23.4 kN
Classificação de carga estática básica	C_0	11.6 kN
Limite de carga de fadiga	P_u	0.49 kN
Velocidade de referência		24 000 r/min
Velocidade-limite		16 000 r/min
Fator de carga mínima	k_r	0.03
Fator de cálculo	f_0	12

Tolerances of run-out

Range of section height at inner ring of assembled bearing	t_{Kia}	8 μm
Range of section height at outer ring of assembled bearing	t_{Kea}	13 μm

ISO tolerance class for geometrical tolerances

P6

Tolerâncias e folgas

ESPECIFICAÇÕES GERAIS DO ROLAMENTO

- Tolerâncias: Normal (métrico), P6, P5, Normal (polegadas)
- Folga interna radial: Classes C2 a C5

INTERFACES DO ROLAMENTO

- [Tolerâncias de assento para condições padrão](#)
- [Tolerâncias e ajustes resultantes](#)


Produtos compatíveis

Ferramenta recomendada

Kit extrator de rolamentos rígidos de esferas

[TMMD 100](#)

Mais informações

 Detalhes do produto	 Informações de engenharia	 Ferramentas
Rolamentos rígidos de uma carreira de esferas	Princípios da seleção de rolamentos	SKF Product Select (Seleção de produtos SKF)
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 gerais do rolamento	Tolerâncias de assento para condições padrão	Ferramenta para seleção de aquecedor
Cargas	Seleção de folga interna	
Limites de temperatura	Lubrificação	
Velocidade permitida	Vedação, montagem e desmontagem	
Sistema de designação	Falha do rolamento e como evitá-la	



Termos de uso

Ao acessar e usar este site/aplicativo de propriedade da, e publicado pela AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gotemburgo) ("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.

Serviços de terceiros

Ao visualizar o conteúdo do YouTube através do(s) website(s) da SKF (isto é, utilizando os [Serviços API do YouTube](#)), você concorda em estar vinculado aos [Termos de Serviço do YouTube](#).

Direitos autorais

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 fantasias 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.



Image may differ from product. See specification for details.

6007

Rolamento rígido de esferas

Os rolamentos rígidos de esferas de uma carreira são particularmente versáteis, possuem baixo atrito e são otimizados para baixo ruído e baixa vibração, o que permite uma alta velocidade de rotação. Eles suportam cargas radiais e axiais em ambas as direções, são fáceis de montar e requerem menos manutenção do que muitos outros tipos de rolamentos.

- Modelo simples, versátil e robusto
- Baixo atrito
- Capacidade de alta velocidade
- Suporta cargas radiais e axiais em ambas as direções
- Requer pouca manutenção

Visão geral

Dimensões

Diâmetro do furo	35 mm
Diâmetro externo	62 mm
Largura	14 mm

Desempenho

Classificação de carga dinâmica básica	16.8 kN
Classificação de carga estática básica	10.2 kN
Velocidade de referência	24 000 r/min
Velocidade-limite	15 000 r/min
Classe de desempenho SKF	SKF Explorer

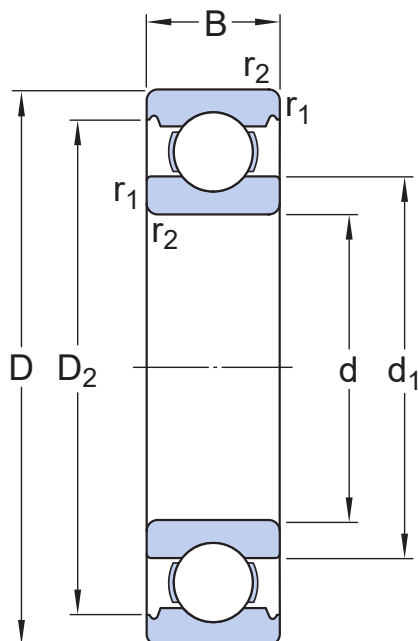
Propriedades

Rasgos de entrada	Sem
Número de carreiras	1
Recurso de fixação, anel externo do rolamento	Sem
Tipo de furo	Cilíndrico
Gaiola	Metal laminado
Arranjo pareado	Não
Folga interna radial	CN
Material, rolamento	Aço para rolamentos
Revestimento	Sem
Vedação	Sem
Lubrificante	Nenhum
Recurso de relubrificação	Sem
Indicative product carbon footprint to manufacture	0.533 kg CO ₂ e

Logística

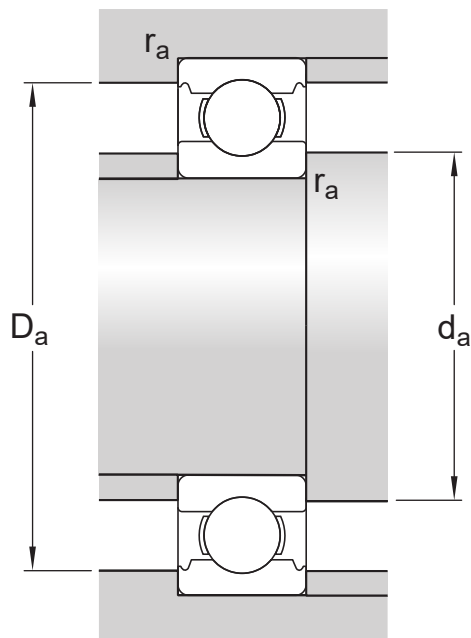
Peso líquido do produto	0.148 kg
Código eClass	23-05-08-01
Código UNSPSC	31171504

Especificação técnica



Dimensões

d	35 mm	Diâmetro do furo
$t_{\Delta dmp}$	-0.01 – 0 mm	Deviation limits of mid-range bore diameter
D	62 mm	Diâmetro externo
$t_{\Delta Dmp}$	-0.011 – 0 mm	Deviation limits of mid-range outside diameter
B	14 mm	Largura
$t_{\Delta Bs}$	-0.06 – 0 mm	Deviation limits of ring width
d ₁	≈ 43.75 mm	Diâmetro do ressalto
D ₂	≈ 55.61 mm	Diâmetro do rebaixo
r _{1,2}	min. 1 mm	Dimensão de chanfro
	P6 and tighter width tolerance	ISO tolerance class for dimensions



Dimensões do encosto

d_a	min. 39.6 mm	Diâmetro do encosto do eixo
D_a	max. 57.4 mm	Diâmetro do encosto do mancal
r_a	max. 1 mm	Raio de concordância do eixo ou filete do mancal

Dados de cálculo

Classe de desempenho SKF		SKF Explorer
Classificação de carga dinâmica básica	C	16.8 kN
Classificação de carga estática básica	C_0	10.2 kN
Limite de carga de fadiga	P_u	0.44 kN
Velocidade de referência		24 000 r/min
Velocidade-limite		15 000 r/min
Fator de carga mínima	k_r	0.025
Fator de cálculo	f_0	15

Tolerances of run-out

Range of section height at inner ring of assembled bearing	t_{Kia}	10 μm
Range of section height at outer ring of assembled bearing	t_{Kea}	13 μm

ISO tolerance class for geometrical
tolerances

P6

Tolerâncias e folgas

ESPECIFICAÇÕES GERAIS DO ROLAMENTO

- Tolerâncias: Normal (métrico), P6, P5, Normal (polegadas)
- Folga interna radial: Classes C2 a C5

INTERFACES DO ROLAMENTO

- [Tolerâncias de assento para condições padrão](#)
- [Tolerâncias e ajustes resultantes](#)

Produtos compatíveis

Ferramenta recomendada

Kit extrator de rolamentos rígidos de esferas

[TMMD 100](#)

Mais informações

 Detalhes do produto	 Informações de engenharia	 Ferramentas
Rolamentos rígidos de uma carreira de esferas	Princípios da seleção de rolamentos	SKF Product Select (Seleção de produtos SKF)
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 gerais do rolamento	Tolerâncias de assento para condições padrão	Ferramenta para seleção de aquecedor
Cargas	Seleção de folga interna	
Limites de temperatura	Lubrificação	
Velocidade permitida	Vedação, montagem e desmontagem	
Sistema de designação	Falha do rolamento e como evitá-la	



Termos de uso

Ao acessar e usar este site/aplicativo de propriedade da, e publicado pela AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gotemburgo) ("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.

Serviços de terceiros

Ao visualizar o conteúdo do YouTube através do(s) website(s) da SKF (isto é, utilizando os [Serviços API do YouTube](#)), você concorda em estar vinculado aos [Termos de Serviço do YouTube](#).

Direitos autorais

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 fantasias 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.



Image may differ from product. See specification for details.

61908

Rolamento rígido de esferas

Os rolamentos rígidos de esferas de uma carreira são particularmente versáteis, possuem baixo atrito e são otimizados para baixo ruído e baixa vibração, o que permite uma alta velocidade de rotação. Eles suportam cargas radiais e axiais em ambas as direções, são fáceis de montar e requerem menos manutenção do que muitos outros tipos de rolamentos.

- Modelo simples, versátil e robusto
- Baixo atrito
- Capacidade de alta velocidade
- Suporta cargas radiais e axiais em ambas as direções
- Requer pouca manutenção

Visão geral

Dimensões

Diâmetro do furo	40 mm
Diâmetro externo	62 mm
Largura	12 mm

Desempenho

Classificação de carga dinâmica básica	13.8 kN
Classificação de carga estática básica	9.3 kN
Velocidade de referência	24 000 r/min
Velocidade-limite	14 000 r/min

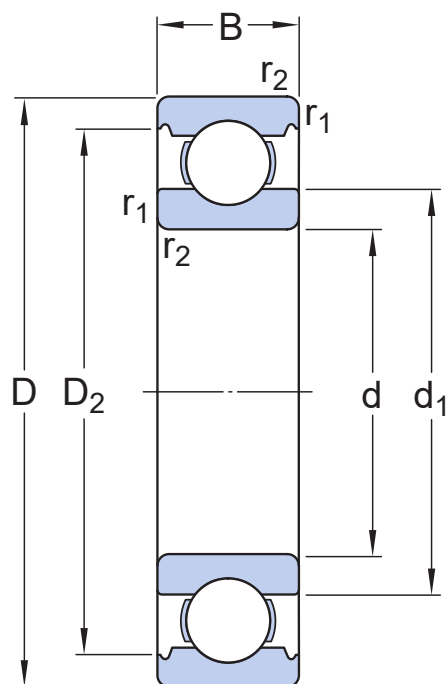
Propriedades

Rasgos de entrada	Sem
Número de carreiras	1
Recurso de fixação, anel externo do rolamento	Sem
Tipo de furo	Cilíndrico
Gaiola	Metal laminado
Arranjo pareado	Não
Folga interna radial	CN
Material, rolamento	Aço para rolamentos
Revestimento	Sem
Vedação	Sem
Lubrificante	Nenhum
Recurso de relubrificação	Sem
Indicative product carbon footprint to manufacture	0.399 kg CO ₂ e

Logística

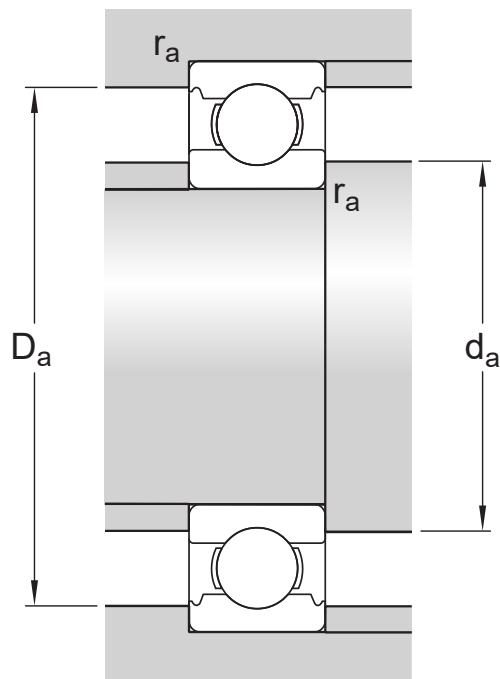
Peso líquido do produto	0.111 kg
Código eClass	23-05-08-01
Código UNSPSC	31171504

Especificação técnica



Dimensões

d	40 mm	Diâmetro do furo
$t_{\Delta dmp}$	-0.01 – 0 mm	Deviation limits of mid-range bore diameter
D	62 mm	Diâmetro externo
$t_{\Delta Dmp}$	-0.011 – 0 mm	Deviation limits of mid-range outside diameter
B	12 mm	Largura
$t_{\Delta Bs}$	-0.12 – 0 mm	Deviation limits of ring width
d_1	≈ 47 mm	Diâmetro do ressalto
D_1	≈ 55.5 mm	Diâmetro do ressalto
D_2	≈ 57.55 mm	Diâmetro do rebaixo
$r_{1,2}$	min. 0.6 mm	Dimensão de chanfro
	P6	ISO tolerance class for dimensions



Dimensões do encosto

d_a	min. 43.2 mm	Diâmetro do encosto do eixo
D_a	max. 58.8 mm	Diâmetro do encosto do mancal
r_a	max. 0.6 mm	Raio de concordância do eixo ou filete do mancal

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	13.8 kN
Classificação de carga estática básica	C_0	9.3 kN
Limite de carga de fadiga	P_u	0.425 kN
Velocidade de referência		24 000 r/min
Velocidade-limite		14 000 r/min
Fator de carga mínima	k_r	0.02
Fator de cálculo	f_0	11.4

Tolerances of run-out

Range of section height at inner ring of assembled bearing	t_{kia}	10 μm
Range of section height at outer ring of assembled bearing	t_{kea}	13 μm
ISO tolerance class for geometrical tolerances		P6

Tolerâncias e folgas

ESPECIFICAÇÕES GERAIS DO ROLAMENTO

- Tolerâncias: Normal (métrico), P6, P5, Normal (polegadas)
- Folga interna radial: Classes C2 a C5

INTERFACES DO ROLAMENTO

- Tolerâncias de assento para condições padrão
- Tolerâncias e ajustes resultantes

Mais informações

 Detalhes do produto	 Informações de engenharia	 Ferramentas
Rolamentos rígidos de uma carreira de esferas	Princípios da seleção de rolamentos	SKF Product Select (Seleção de produtos SKF)
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 gerais do rolamento	Tolerâncias de assento para condições padrão	Ferramenta para seleção de aquecedor
Cargas	Seleção de folga interna	
Limites de temperatura	Lubrificação	
Velocidade permitida	Vedação, montagem e desmontagem	
Sistema de designação	Falha do rolamento e como evitá-la	



Termos de uso

Ao acessar e usar este site/aplicativo de propriedade da, e publicado pela AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gotemburgo) ("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.

Serviços de terceiros

Ao visualizar o conteúdo do YouTube através do(s) website(s) da SKF (isto é, utilizando os [Serviços API do YouTube](#)), você concorda em estar vinculado aos [Termos de Serviço do YouTube](#).

Direitos autorais

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 fantasias 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.



Image may differ from product. See specification for details.

NJ 1009 ECP

Single row cylindrical roller bearing, NJ design

Os rolamentos de rolos cilíndricos de uma carreira são projetados para suportar cargas radiais elevadas em conjunto com velocidades altas. Com dois flanges integrais no anel externo e um flange no anel interno, os rolamentos modelo NJ podem suportar deslocamento axial em uma direção. Uma característica importante é o modelo separável, que facilita a montagem e permite que os componentes do rolamento sejam trocados.

- Alta capacidade de carga radial
- Baixo atrito
- Longa vida útil
- Fixa o eixo axialmente em uma direção
- Modelo separável

Visão geral

Dimensões

Diâmetro do furo	45 mm
Diâmetro externo	75 mm
Largura	16 mm

Desempenho

Classificação de carga dinâmica básica	52 kN
Classificação de carga estática básica	52 kN
Velocidade de referência	11 000 r/min
Velocidade-limite	11 000 r/min
Classe de desempenho SKF	SKF Explorer

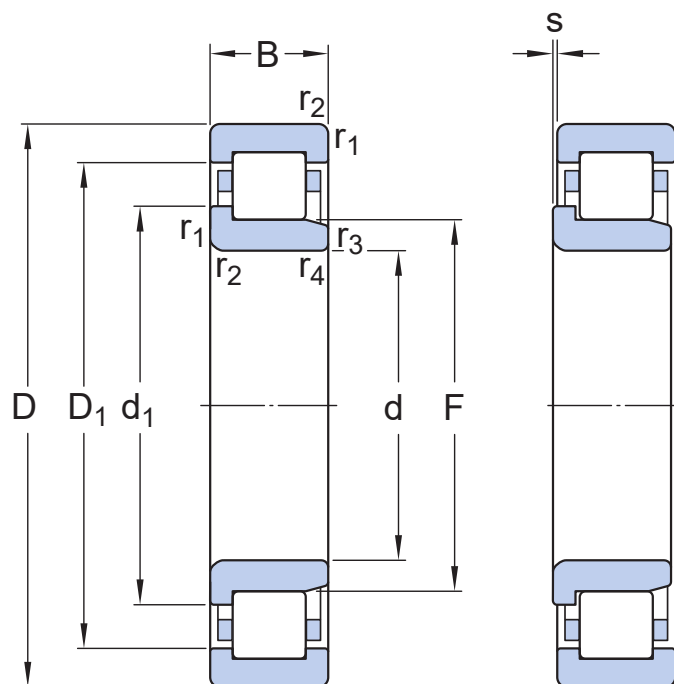
Propriedades

Peça do rolamento	Rolamento completo
Capacidade de deslocamento axial	Em uma direção
Número de carreiras	1
Recurso de fixação, anel externo do rolamento	Sem
Tipo de furo	Cilíndrico
Gaiola	Não metálico
Número de flanges, anel externo	2
Número de flanges, anel interno	1
Flange solto	Nenhum
Folga interna radial	CN
Classe de tolerância	Normal
Revestimento	Sem
Vedação	Sem
Lubrificante	Nenhum
Recurso de relubrificação	Sem
Indicative carbon footprint for new product	0.923 kg CO ₂ e

Logística

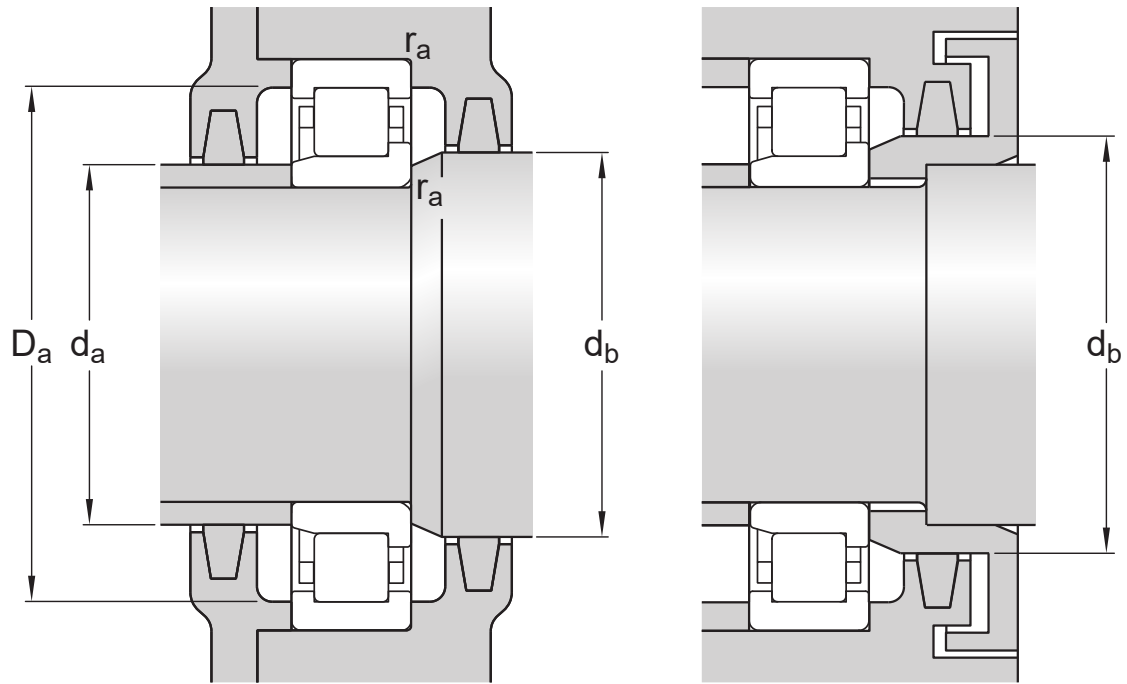
Peso líquido do produto	0.256 kg
Código eClass	23-05-09-01
Código UNSPSC	31171505

Especificação técnica



Dimensões

d	45 mm	Diâmetro do furo
D	75 mm	Diâmetro externo
B	16 mm	Largura
d ₁	≈ 56 mm	Diâmetro do ressalto do anel interno
D ₁	≈ 65.3 mm	Diâmetro do ressalto do anel externo
F	52.5 mm	Diâmetro da pista do anel interno
r _{1,2}	min. 1 mm	Dimensão de chanfro
r _{3,4}	min. 0.6 mm	Dimensão de chanfro
s	max. 0.9 mm	Deslocamento axial permitido



Dimensões do encosto

d_a	min. 48.4 mm	Diâmetro da bucha espaçadora
d_a	max. 51 mm	Diâmetro da bucha espaçadora
d_b	min. 57.5 mm	Diâmetro do encosto do eixo
D_a	max. 69.8 mm	Diâmetro do encosto do mancal
r_a	max. 1 mm	Raio do filete

Dados de cálculo

Classe de desempenho SKF		SKF Explorer
Classificação de carga dinâmica básica	C	52 kN
Classificação de carga estática básica	C_0	52 kN
Limite de carga de fadiga	P_u	6.3 kN
Velocidade de referência		11 000 r/min
Velocidade-limite		11 000 r/min
Fator de carga mínima	k_r	0.1
Valor limite	e	0.2
Fator de cálculo	Y	0.6

Tolerâncias e folgas




ESPECIFICAÇÕES GERAIS DO ROLAMENTO

- Tolerâncias: Normal (métrico), P6, Normal (polegadas)
- Folga interna radial: furo cilíndrico, furo cônico
- Folga interna axial: NUP, NJ + HJ

INTERFACES DO ROLAMENTO

- Tolerâncias de assento para condições padrão
- Tolerâncias e ajuste resultante

Mais informações

 Detalhes do produto	 Informações de engenharia	 Ferramentas
Designs e variantes	Princípios da seleção de rolamentos	SimPro Quick
Especificações gerais do rolamento	Conhecimentos gerais sobre rolamentos	SKF Product Select (Seleção de produtos SKF)
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 para seleção de aquecedor
Considerações de design		Programa do Método de injeção de óleo
Sistema de designação		



Termos de uso

Ao acessar e usar este site/aplicativo de propriedade da, e publicado pela AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gotemburgo) ("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.

Serviços de terceiros

Ao visualizar o conteúdo do YouTube através do(s) website(s) da SKF (isto é, utilizando os [Serviços API do YouTube](#)), você concorda em estar vinculado aos [Termos de Serviço do YouTube](#).

Direitos autorais

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 fantasias 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.

Anexo H - Ficha técnica do vedante



Image may differ from product. See specification for details.

22X38X8 HMSA10 V

Vedação radial de eixo com diâmetro externo do componente de borracha e lábio de vedação único para óleo ou graxa

Radial shaft seals are used between rotating and stationary machine components, or between components in relative motion. HMSA10 seals are designed with a rubber outside diameter. They have a conventional sealing lip made of elastomer. A garter spring in the seal and a non-contacting auxiliary lip optimize the sealing against the shaft also in polluted environment.

- Alta taxa de bombeamento
- Maior exclusão de contaminação com lábio guarda-pó
- Com mola de lâmina
- Suporta desalinhamento

Visão geral

Dimensões

Diâmetro do eixo	22 mm
Diâmetro do furo da caixa de mancal	38 mm
Largura da vedação	8 mm

Desempenho

Velocidade-limite	13 860 r/min
Temperatura operacional máxima	200 °C
Temperatura operacional mínima	-25 °C
Velocidade periférica permitida	16 m/s
Velocidade de rotação	13 860 r/min

Propriedades

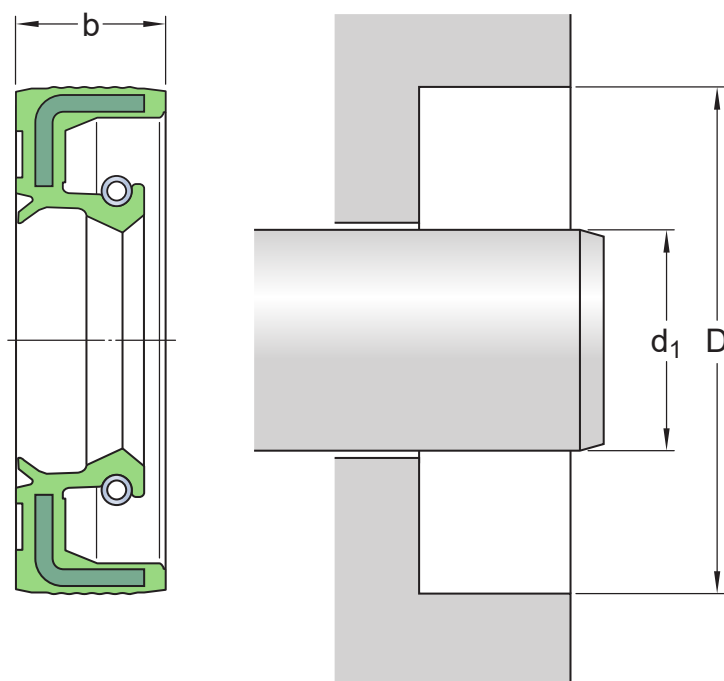
Projeto	HMSA10
Lábio auxiliar	Sim
Material do lábio de vedação	Borracha fluoroada (FKM)
Tipo de diâmetro externo	Metal de borracha reforçado
Sistema de unidades	Métrico

Logística

Peso líquido do produto	0.0113 kg
Código eClass	23-07-08-01
Código UNSPSC	31181602

Especificação técnica

Tipo de diâmetro externo	Metal de borracha reforçado
Material do retentor	Borracha fluoroada (FKM)
Design de vedação	HMSA10
Conformidade com a norma	ISO 6194; DIN 3760



Dimensões

d_1	22 mm	Diâmetro do eixo
D	38 mm	Diâmetro do furo da caixa de mancal
b	8 mm	Largura da vedação

Aplicação e condições operacionais

Temperatura operacional	min. -25 °C
Temperatura operacional	max. 200 °C
Temperatura operacional, períodos curtos	max. 200 °C
Velocidade periférica	max. 16 m/s
Velocidade de rotação	max. 13 860 r/min
Diferença de pressão	0.05 N/mm ²

Produtos associados

SKF Speedi-Sleeve

99084

Produtos compatíveis

Produto recomendado

SKF Speedi-Sleeve

[99084](#)



Termos de uso

Ao acessar e usar este site/aplicativo de propriedade da, e publicado pela AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gotemburgo) ("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.

Serviços de terceiros

Ao visualizar o conteúdo do YouTube através do(s) website(s) da SKF (isto é, utilizando os [Serviços API do YouTube](#)), você concorda em estar vinculado aos [Termos de Serviço do YouTube](#).

Direitos autorais

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 fantasias 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.

Anexo I - Ficha técnica dos bujões e válvula de respiro

Breather caps

Technopolymer

COVER

- Polyamide based (PA) technopolymer, semi-matte finish.
- SFN.: RAL 2004 orange, marked "OIL".
- SFN.....-C9: RAL 9005 black colour, marked "OIL".
- SFN.....-C2-N: RAL 2004 orange, without "OIL" mark.
- SFN.....-C9-N: RAL 9005 black colour, without "OIL" mark.

THREADED FITTING

Polyamide based (PA) technopolymer, black colour, semi-matte finish.

PACKING RING

NBR synthetic rubber.

STANDARD EXECUTIONS

- **SFN.**: without air filter.
 - **SFN+F**: with "tech-foam" air filter in polyurethane foam mesh (polyester base), air filtration 40 μ .
 - **SFN-BA+F**: with "tech-foam" air filter in polyurethane foam mesh (polyester base), air filtration 40 μ .
- Zinc-plated steel sheet bayonet.
Chrome-plated steel safety chain.

MAXIMUM CONTINUOUS WORKING TEMPERATURE

100°C.

FEATURES AND APPLICATIONS

SFN. breather caps, owing to their high air flow rate, are particularly suitable for use on hydraulic power packs or tanks subject to rapid changes in liquid volume.

TECHNICAL DATA

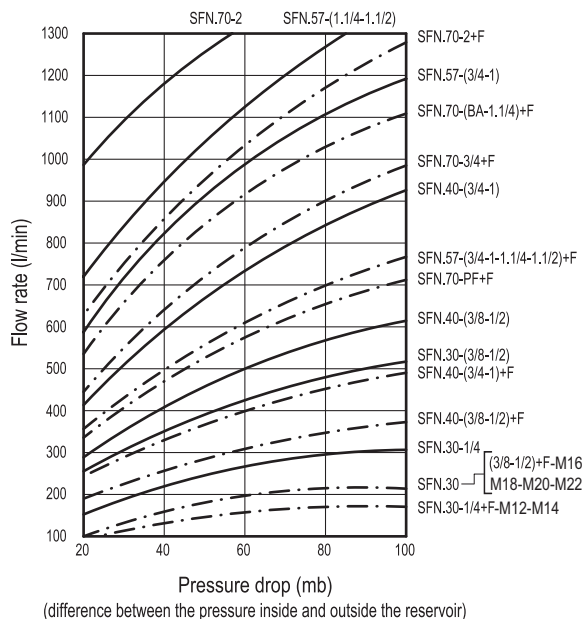
Air flow rate for each model can be determined from the graph calculating the difference between the pressure inside and outside the reservoir.

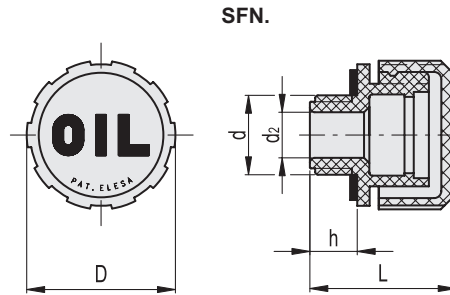
SPECIAL EXECUTION ON REQUEST

Threaded connector also with NPT thread (National Taper Pipe Thread - ANSI-ASME B1-20) for the codes marked with # in the table.



ELESA Original design





SFN.

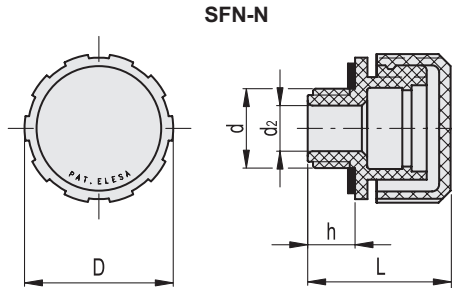
Code	Description	D	d	L	d2	h	⚠
53895	SFN.30-12x1.5	31	M12x1.5	29.5	6	9.5	10
53895-C9	SFN.30-12x1.5-C9	31	M12x1.5	29.5	6	9.5	10
53896	SFN.30-14x1.5	31	M14x1.5	29.5	8	9.5	10
53896-C9	SFN.30-14x1.5-C9	31	M14x1.5	29.5	8	9.5	10
53871	SFN.30-16x1.5	31	M16x1.5	29.5	10	9	10
53871-C9	SFN.30-16x1.5-C9	31	M16x1.5	29.5	10	9	10
53881	SFN.30-18x1.5	31	M18x1.5	29.5	10	9	10
53881-C9	SFN.30-18x1.5-C9	31	M18x1.5	29.5	10	9	10
53886	SFN.30-20x1.5	31	M20x1.5	29.5	10	9	11
53886-C9	SFN.30-20x1.5-C9	31	M20x1.5	29.5	10	9	11
53891	SFN.30-22x1.5	31	M22x1.5	29.5	13.5	9	11
53891-C9	SFN.30-22x1.5-C9	31	M22x1.5	29.5	13.5	9	11
56151	SFN.30-1/4#	31	G1/4	29.5	8	9.5	10
56151-C9	SFN.30-1/4-C9#	31	G1/4	29.5	8	9.5	10
53901	SFN.30-3/8	31	G3/8	29.5	10	9.5	11
53901-C9	SFN.30-3/8-C9	31	G3/8	29.5	10	9.5	11
53911	SFN.30-1/2	31	G1/2	29.5	12	9.5	12
53911-C9	SFN.30-1/2-C9	31	G1/2	29.5	12	9.5	12
56181	SFN.40-3/8#	42	G3/8	36.5	10	11.5	21
56181-C9	SFN.40-3/8-C9#	42	G3/8	36.5	10	11.5	21
56201	SFN.40-1/2#	42	G1/2	36.5	12	11.5	22
56201-C9	SFN.40-1/2-C9#	42	G1/2	36.5	12	11.5	22
53921	SFN.40-3/4#	42	G3/4	36.5	18	11.5	24
53921-C9	SFN.40-3/4-C9#	42	G3/4	36.5	18	11.5	24
53931	SFN.40-1	42	G1	36.5	18	11.5	23
53931-C9	SFN.40-1-C9	42	G1	36.5	18	11.5	23
56241	SFN.57-3/4#	57	G3/4	42	18	14	42
56241-C9	SFN.57-3/4-C9#	57	G3/4	42	18	14	42
56261	SFN.57-1	57	G1	42	23	14	40
56261-C9	SFN.57-1-C9	57	G1	42	23	14	42
53932	SFN.57-1¼	57	G1¼	44	28	16	44
53932-C9	SFN.57-1¼-C9	57	G1¼	44	28	16	44
53933	SFN.57-1½	57	G1½	44	28	16	44
53933-C9	SFN.57-1½-C9	57	G1½	44	28	16	43
56381	SFN.70-2	70	G2	59	23	17	84
56381-C9	SFN.70-2-C9	70	G2	59	23	17	84

Types available on request with NPT thread (National Taper Pipe Thread - ANSI-ASME B1-20).





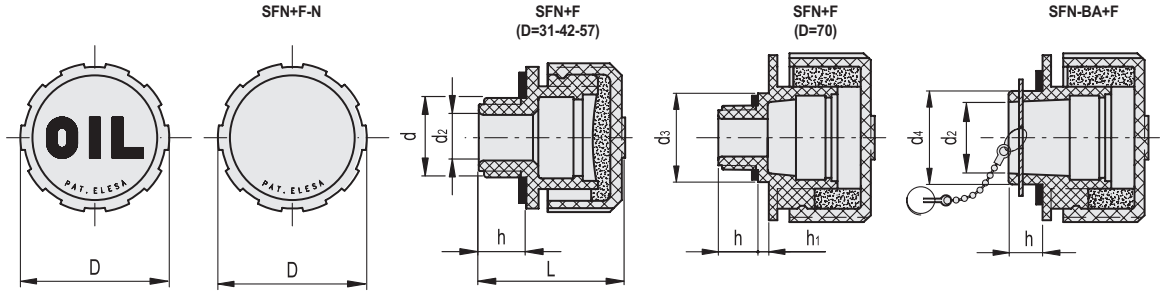
Accessories for hydraulic systems 15



SFN-N

Code	Description	D	d	L	dz	h	⚖
53895-C2-N	SFN.30-12x1.5-C2-N	31	M12x1.5	29.5	6	9.5	10
53895-C9-N	SFN.30-12x1.5-C9-N	31	M12x1.5	29.5	6	9.5	10
53896-C2-N	SFN.30-14x1.5-C2-N	31	M14x1.5	29.5	8	9.5	10
53896-C9-N	SFN.30-14x1.5-C9-N	31	M14x1.5	29.5	8	9.5	10
53871-C2-N	SFN.30-16x1.5-C2-N	31	M16x1.5	29.5	10	9	10
53871-C9-N	SFN.30-16x1.5-C9-N	31	M16x1.5	29.5	10	9	10
53881-C2-N	SFN.30-18x1.5-C2-N	31	M18x1.5	29.5	10	9	10
53881-C9-N	SFN.30-18x1.5-C9-N	31	M18x1.5	29.5	10	9	10
53886-C2-N	SFN.30-20x1.5-C2-N	31	M20x1.5	29.5	10	9	11
53886-C9-N	SFN.30-20x1.5-C9-N	31	M20x1.5	29.5	10	9	11
53891-C2-N	SFN.30-22x1.5-C2-N	31	M22x1.5	29.5	13.5	9	11
53891-C9-N	SFN.30-22x1.5-C9-N	31	M22x1.5	29.5	13.5	9	11
56151-C2-N	SFN.30-1/4-C2-N#	31	G1/4	29.5	8	9.5	10
56151-C9-N	SFN.30-1/4-C9-N#	31	G1/4	29.5	8	9.5	10
53901-C2-N	SFN.30-3/8-C2-N	31	G3/8	29.5	10	9.5	11
53901-C9-N	SFN.30-3/8-C9-N	31	G3/8	29.5	10	9.5	11
53911-C2-N	SFN.30-1/2-C2-N	31	G1/2	29.5	12	9.5	12
53911-C9-N	SFN.30-1/2-C9-N	31	G1/2	29.5	12	9.5	12
56181-C2-N	SFN.40-3/8-C2-N#	42	G3/8	36.5	10	11.5	21
56181-C9-N	SFN.40-3/8-C9-N#	42	G3/8	36.5	10	11.5	21
56201-C2-N	SFN.40-1/2-C2-N#	42	G1/2	36.5	12	11.5	22
56201-C9-N	SFN.40-1/2-C9-N#	42	G1/2	36.5	12	11.5	22
53921-C2-N	SFN.40-3/4-C2-N#	42	G3/4	36.5	18	11.5	24
53921-C9-N	SFN.40-3/4-C9-N#	42	G3/4	36.5	18	11.5	24
53931-C2-N	SFN.40-1-C2-N	42	G1	36.5	18	11.5	23
53931-C9-N	SFN.40-1-C9-N	42	G1	36.5	18	11.5	23
56241-C2-N	SFN.57-3/4-C2-N#	57	G3/4	42	18	14	42
56241-C9-N	SFN.57-3/4-C9-N#	57	G3/4	42	18	14	42
56261-C2-N	SFN.57-1-C2-N	57	G1	42	23	14	42
56261-C9-N	SFN.57-1-C9-N	57	G1	42	23	14	42
53932-C2-N	SFN.57-1/4-C2-N	57	G1 1/4	44	28	16	44
53932-C9-N	SFN.57-1/4-C9-N	57	G1 1/4	44	28	16	44
53933-C2-N	SFN.57-1/2-C2-N	57	G1 1/2	44	28	16	43
53933-C9-N	SFN.57-1/2-C9-N	57	G1 1/2	44	28	16	43
56381-C2-N	SFN.70-2-C2-N	70	G2	59	23	17	84
56381-C9-N	SFN.70-2-C9-N	70	G2	59	23	17	84

Types available on request with NPT thread (National Taper Pipe Thread - ANSI-ASME B1-20).

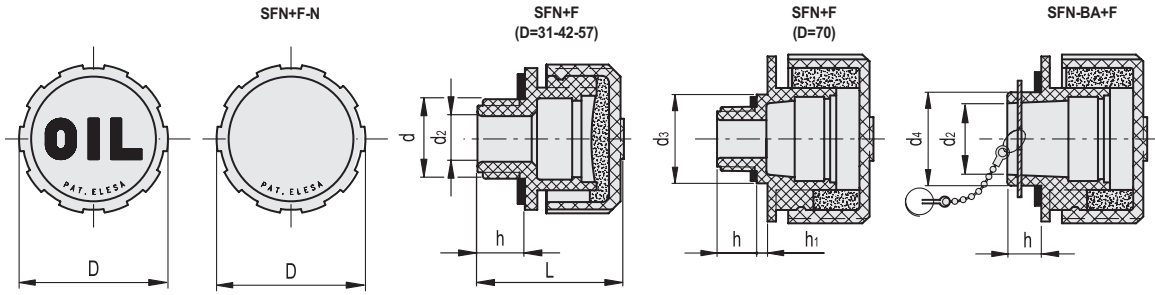


SFN+F

Code	Description	D	d	L	d ₂	d ₃	h	h ₁	⚖
56081	SFN.30-12x1.5+F	31	M12x1.5	29.5	6	-	9.5	-	10
56081-C9	SFN.30-12x1.5+F-C9	31	M12x1.5	29.5	6	-	9.5	-	10
56091	SFN.30-14x1.5+F	31	M14x1.5	29.5	8	-	9.5	-	10
56091-C9	SFN.30-14x1.5+F-C9	31	M14x1.5	29.5	8	-	9.5	-	10
56101	SFN.30-16x1.5+F	31	M16x1.5	29.5	10	-	9	-	10
56101-C9	SFN.30-16x1.5+F-C9	31	M16x1.5	29.5	10	-	9	-	10
56111	SFN.30-18x1.5+F	31	M18x1.5	29.5	10	-	9	-	10
56111-C9	SFN.30-18x1.5+F-C9	31	M18x1.5	29.5	10	-	9	-	10
56131	SFN.30-20x1.5+F	31	M20x1.5	29.5	10	-	9	-	11
56131-C9	SFN.30-20x1.5+F-C9	31	M20x1.5	29.5	10	-	9	-	11
56141	SFN.30-22x1.5+F	31	M22x1.5	29.5	13.5	-	9	-	11
56141-C9	SFN.30-22x1.5+F-C9	31	M22x1.5	29.5	13.5	-	9	-	11
56156	SFN.30-1/4+F#	31	G1/4	29.5	8	-	9.5	-	10
56156-C9	SFN.30-1/4+F-C9#	31	G1/4	29.5	8	-	9.5	-	10
56161	SFN.30-3/8+F	31	G3/8	29.5	10	-	9.5	-	11
56161-C9	SFN.30-3/8+F-C9	31	G3/8	29.5	10	-	9.5	-	11
56171	SFN.30-1/2+F	31	G1/2	29.5	12	-	9.5	-	11
56171-C9	SFN.30-1/2+F-C9	31	G1/2	29.5	12	-	9.5	-	11
56191	SFN.40-3/8+F#	42	G3/8	36.5	10	-	11.5	-	21
56191-C9	SFN.40-3/8+F-C9#	42	G3/8	36.5	10	-	11.5	-	21
56211	SFN.40-1/2+F#	42	G1/2	36.5	12	-	11.5	-	23
56211-C9	SFN.40-1/2+F-C9#	42	G1/2	36.5	12	-	11.5	-	23
56221	SFN.40-3/4+F#	42	G3/4	36.5	18	-	11.5	-	23
56221-C9	SFN.40-3/4+F-C9#	42	G3/4	36.5	18	-	11.5	-	22
56231	SFN.40-1+F	42	G1	36.5	18	-	11.5	-	24
56231-C9	SFN.40-1+F-C9	42	G1	36.5	18	-	11.5	-	24
56251	SFN.57-3/4+F#	57	G3/4	42	18	-	14	-	40
56251-C9	SFN.57-3/4+F-C9#	57	G3/4	42	18	-	14	-	40
56271	SFN.57-1+F	57	G1	42	23	-	14	-	42
56271-C9	SFN.57-1+F-C9	57	G1	42	23	-	14	-	42
56281	SFN.57-1¼+F	57	G1¼	44	28	-	16	-	44
56281-C9	SFN.57-1¼+F-C9	57	G1¼	44	28	-	16	-	44
56291	SFN.57-1½+F	57	G1½	44	28	-	16	-	45
56291-C9	SFN.57-1½+F-C9	57	G1½	44	28	-	16	-	45
54701	SFN.70-3/4+F#	70	G3/4	63	16	35	15	6	82
54701-C9	SFN.70-3/4+F-C9#	70	G3/4	63	16	35	15	6	77
54711	SFN.70-1¼+F	70	G1¼	59	23	-	17	-	81
54711-C9	SFN.70-1¼+F-C9	70	G1¼	59	23	-	17	-	81
56391	SFN.70-2+F	70	G2	59	23	-	17	-	91
56391-C9	SFN.70-2+F-C9	70	G2	59	23	-	17	-	91

Types available on request with NPT thread (National Taper Pipe Thread - ANSI-ASME B1-20).





SFN+F-N

Code	Description	D	d	L	d2	d3	h	h1	⚖
56081-C2-N	SFN.30-12x1.5+F-C2-N	31	M12x1.5	29.5	6	-	9.5	-	10
56081-C9-N	SFN.30-12x1.5+F-C9-N	31	M12x1.5	29.5	6	-	9.5	-	10
56091-C2-N	SFN.30-14x1.5+F-C2-N	31	M14x1.5	29.5	8	-	9.5	-	10
56091-C9-N	SFN.30-14x1.5+F-C9-N	31	M14x1.5	29.5	8	-	9.5	-	10
56101-C2-N	SFN.30-16x1.5+F-C2-N	31	M16x1.5	29.5	10	-	9	-	10
56101-C9-N	SFN.30-16x1.5+F-C9-N	31	M16x1.5	29.5	10	-	9	-	10
56111-C2-N	SFN.30-18x1.5+F-C2-N	31	M18x1.5	29.5	10	-	9	-	10
56111-C9-N	SFN.30-18x1.5+F-C9-N	31	M18x1.5	29.5	10	-	9	-	10
56131-C2-N	SFN.30-20x1.5+F-C2-N	31	M20x1.5	29.5	10	-	9	-	11
56131-C9-N	SFN.30-20x1.5+F-C9-N	31	M20x1.5	29.5	10	-	9	-	11
56141-C2-N	SFN.30-22x1.5+F-C2-N	31	M22x1.5	29.5	13.5	-	9	-	11
56141-C9-N	SFN.30-22x1.5+F-C9-N	31	M22x1.5	29.5	13.5	-	9	-	11
56156-C2-N	SFN.30-1/4+F-C2-N#	31	G1/4	29.5	8	-	9.5	-	10
56156-C9-N	SFN.30-1/4+F-C9-N#	31	G1/4	29.5	8	-	9.5	-	10
56161-C2-N	SFN.30-3/8+F-C2-N	31	G3/8	29.5	10	-	9.5	-	11
56161-C9-N	SFN.30-3/8+F-C9-N	31	G3/8	29.5	10	-	9.5	-	11
56171-C2-N	SFN.30-1/2+F-C2-N	31	G1/2	29.5	12	-	9.5	-	11
56171-C9-N	SFN.30-1/2+F-C9-N	31	G1/2	29.5	12	-	9.5	-	11
56191-C2-N	SFN.40-3/8+F-C2-N#	42	G3/8	36.5	10	-	11.5	-	21
56191-C9-N	SFN.40-3/8+F-C9-N#	42	G3/8	36.5	10	-	11.5	-	21
56211-C2-N	SFN.40-1/2+F-C2-N#	42	G1/2	36.5	12	-	11.5	-	23
56211-C9-N	SFN.40-1/2+F-C9-N#	42	G1/2	36.5	12	-	11.5	-	23
56221-C2-N	SFN.40-3/4+F-C2-N#	42	G3/4	36.5	18	-	11.5	-	22
56221-C9-N	SFN.40-3/4+F-C9-N#	42	G3/4	36.5	18	-	11.5	-	22
56231-C2-N	SFN.40-1+F-C2-N	42	G1	36.5	18	-	11.5	-	24
56231-C9-N	SFN.40-1+F-C9-N	42	G1	36.5	18	-	11.5	-	24
56251-C2-N	SFN.57-3/4+F-C2-N#	57	G3/4	42	18	-	14	-	40
56251-C9-N	SFN.57-3/4+F-C9-N#	57	G3/4	42	18	-	14	-	40
56271-C2-N	SFN.57-1+F-C2-N	57	G1	42	23	-	14	-	42
56271-C9-N	SFN.57-1+F-C9-N	57	G1	42	23	-	14	-	42
56281-C2-N	SFN.57-1¼+F-C2-N	57	G1¼	44	28	-	16	-	44
56281-C9-N	SFN.57-1¼+F-C9-N	57	G1¼	44	28	-	16	-	44
56291-C2-N	SFN.57-1½+F-C2-N	57	G1½	44	28	-	16	-	45
56291-C9-N	SFN.57-1½+F-C9-N	57	G1½	44	28	-	16	-	45
54701-C2-N	SFN.70-3/4+F-C2-N#	70	G3/4	63	16	35	15	6	77
54701-C9-N	SFN.70-3/4+F-C9-N#	70	G3/4	63	16	35	15	6	77
54711-C2-N	SFN.70-1¼+F-C2-N	70	G1¼	59	23	-	17	-	81
54711-C9-N	SFN.70-1¼+F-C9-N	70	G1¼	59	23	-	17	-	81
56391-C2-N	SFN.70-2+F-C2-N	70	G2	59	23	-	17	-	91
56391-C9-N	SFN.70-2+F-C9-N	70	G2	59	23	-	17	-	91

Types available on request with NPT thread (National Taper Pipe Thread - ANSI-ASME B1-20).

SFN-BA+F

Code	Description	D	L	d2	d4	h	⚖
54731	SFN.70-BA+F	70	56	23	39	14	90
54731-C9	SFN.70-BA+F-C9	70	56	23	39	14	90

SFN-BA+F-N

Code	Description	D	L	d2	d4	h	⚖
54731-C2-N	SFN.70-BA+F-C2-N	70	56	23	39	14	90
54731-C9-N	SFN.70-BA+F-C9-N	70	56	23	39	14	90