



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

# **Projeto do Pistão de um Motor de Combustão Interna para um Veículo de Elevada Eficiência Energética**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Automóvel

**Autor**

**Álvaro José Gandarez de Oliveira Bizarro**

**Orientador**

**Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira**

**Júri**

**Presidente** Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa  
Professor Associado com Agregação da Universidade de Coimbra

**Vogais** Professor Doutor José Joaquim da Costa  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra  
Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

---

**Coimbra, Julho 2015**







## **Agradecimentos**

Gostaria de aproveitar este espaço para agradecer sinceramente a todos os que me ajudaram e encorajaram ao longo da minha carreira académica, sem os quais este trabalho não podia ter sido realizado.

Ao Professor Doutor Pedro Carvalheira pelo apoio e ensinamentos prestados, não só neste trabalho como também ao longo do mestrado e na equipa do Eco Veículo.

À minha família por sempre acreditarem em mim e me apoiarem nas minhas decisões.

Aos meus amigos que, de perto ou à distância, me acompanharam nesta fase da minha vida.



## Resumo

Esta dissertação consiste no projeto de um pistão para o motor de combustão interna a 4 tempos de ignição por faísca a gasolina para propulsionar o Eco Veículo XC20i, que participa em competições de alto rendimento energético. Neste trabalho foi necessário dimensionar o pistão para o motor de combustão interna M3165 que permita obter um rendimento de conversão de combustível ao freio superior ao do motor já existente, otimizando o desempenho do Eco Veículo XC20i nas competições da Shell Eco-marathon.

Para realizar o projeto do pistão foram utilizados dados do programa de simulação do ciclo de funcionamento de motores de combustão interna a 4 tempos de ignição por faísca (CFM), desenvolvido no DEM-FCTUC pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira.

Realizou-se uma análise térmica ao pistão, determinando a densidade de fluxo de calor de saída em cada região do pistão. Foi ainda definida uma geometria abaulada para a saia do pistão, de forma a tirar proveito da formação da película de lubrificante na redução das forças de atrito.

Utilizando os dados de fluxo de calor e pressão, provenientes do programa de simulação CFM, e os coeficientes globais de transmissão de calor, procedeu-se ao projeto mecânico do componente. Para esta parte do projeto foram utilizadas ferramentas de análise estrutural por elementos finitos, ANSYS Workbench 16.0, assim como um programa de desenho CAD, Autodesk Inventor Professional 2015.

Foi feita uma análise da influência de vários parâmetros geométricos nas tensões localizadas nas regiões mais problemáticas do pistão.

Por fim efetuou-se um estudo comparativo englobando as melhores geometrias e os melhores materiais, em termos de coeficientes de segurança à fadiga, deformações radiais, e massa total do conjunto pistão-cavilhão.

**Palavras-chave:** Pistão, Análise estrutural, Densidade de fluxo de calor.



## Abstract

This thesis consists of the project of a piston for a four-stroke spark ignition internal combustion engine for the Eco Veículo XC20i that participates in energy efficiency competitions. In this work it was necessary to design the piston for a internal combustion engine M3165 that allows a higher break fuel efficiency than in the current engine, optimizing the performance of the Eco Veículo XC20i in the Shell Eco-Marathon competition.

This project was made using results from the four-stroke internal combustion engine simulation software CFM developed by Prof. Dr. Pedro Carvalheira.

A thermal analysis of the piston was made by ascertaining the exit heat flow density in each area of the piston. It was also defined a bulged geometry to the piston skirt, with the aim of taking benefit of the film of lube generated to reduce the friction forces.

Using the pressure and heat flow data obtained with the CFM simulation software and the heat transfer coefficients, the mechanical design of the part was developed. In this stage of the project finite element analysis tools (ANSYS Workbench 16.0), as well as a CAD software (Autodesk Inventor Professional 2015) were used.

An analysis of the influence of the various geometric parameters on the stresses in the most problematic areas of the piston was made.

Finally, a comparative study was made between the best geometries and the best materials, regarding to the fatigue safety coefficients, radial deformations and total mass of the set piston-pin.

**Keywords** Piston, Structural analysis, Heat flux density.



## Índice

Índice de Figuras .....	xi
Índice de Tabelas .....	xiii
Simbologia e Siglas .....	xiv
Simbologia.....	xiv
Símbolos Gregos .....	xvii
Siglas .....	xvii
1. INTRODUÇÃO.....	19
2. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA .....	21
2.1. Objetivos e princípio de funcionamento do pistão .....	21
2.2. Termos e dimensões importantes na caracterização de pistões .....	22
2.3. Dissipação de calor .....	24
2.3.1. Deformação induzida termicamente.....	25
2.3.2. Comportamento do material dependente da temperatura .....	25
2.3.3. Efeito da temperatura nos anéis.....	26
2.4. Massa do pistão.....	26
2.5. Atrito e desgaste.....	26
2.6. <i>Blow-by</i> .....	27
2.7. Perfil do pistão .....	28
2.7.1. Folga do pistão .....	28
2.7.2. Ovalização .....	28
2.7.3. Abaulamento da saia e do porta-anéis .....	29
2.7.4. Tolerâncias dimensionais .....	29
2.7.5. Tolerância de folga .....	30
2.7.6. Superfície da saia.....	31
2.8. Materiais utilizados em pistões.....	31
3. PROJETO DO PISTÃO .....	33
3.1. Materiais de construção .....	33
3.2. Geometria do pistão .....	34
3.3. Determinação do abaulamento da saia.....	35
3.3.1. Efeito da folga radial entre o pistão e cilindro no bsfc.....	35
3.3.2. Determinação do perfil de abaulamento da saia .....	36
3.4. Solicitações mecânicas e térmicas .....	40
3.5. Cálculo da densidade de fluxo de calor de saída do pistão.....	41
3.5.1. Densidade de fluxo de calor através dos anéis do pistão.....	45
3.5.2. Densidade de fluxo de calor através da 3 <sup>a</sup> caixa do pistão .....	48
3.5.3. Densidade de fluxo de calor através das <i>lands</i> e da saia do pistão.....	48
3.5.4. Densidade de fluxo de calor através das superfícies chapinhadas pelo óleo do motor .....	49
3.5.5. Densidade de fluxo de calor através do cavilhão .....	49

4.	SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	51
4.1.	Método de análise.....	51
4.1.1.	Refinamento da malha.....	51
4.2.	Suportes e contactos.....	53
4.3.	Solicitações térmicas aplicadas na simulação.....	53
4.3.1.	Solicitações mecânicas e térmicas provenientes do programa de simulação do CFM.....	54
4.4.	Variação de parâmetros geométricos.....	54
4.4.1.	Largura da chumaceira.....	55
4.4.2.	Diâmetro do cavilhão.....	57
4.4.3.	Cavidades no interior da caixa.....	58
4.4.4.	Furos de escoamento de óleo da caixa do anel raspador.....	59
4.4.5.	Espessura da coroa.....	60
4.4.6.	Alteração da geometria das paredes que suportam a saia do pistão.....	60
5.	ANÁLISE DE RESULTADOS.....	63
5.1.	Análise de tensões.....	63
5.2.	Análise de tensões à fadiga.....	63
5.3.	Análise comparativa das geometrias da saia.....	66
5.4.	Análise comparativa dos materiais.....	67
5.5.	Apresentação de resultados para a geometria final.....	68
5.6.	Deformações máximas radiais.....	70
5.6.1.	Correção da geometria.....	70
5.7.	Caracterização da geometria final do pistão.....	71
6.	CONCLUSÕES.....	73
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	75
	ANEXO A.....	77
A.1.	Composição química das ligas de alumínio utilizadas na produção de pistões.....	77
A.2.	Propriedades das ligas de alumínio utilizadas na produção de pistões.....	78
A.3.	Propriedades do aço de cementação.....	80
	APÊNDICE A.....	83
A.1.	Desenhos de fabrico do pistão.....	83
A.2.	Determinação dos coeficientes globais de transferência de calor.....	86

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema das forças presentes no pistão. ....	21
Figura 2 - Nomenclatura das principais zonas do pistão. ....	22
Figura 3 - Dimensões e termos importantes (Basshuysen and Schäfer, 2004). ....	23
Figura 4 - Perfil de variação da temperatura em pistões de motores Diesel (esquerda) e a gasolina (direita) (MAHLE GmbH, 2012). ....	24
Figura 5 - Ilustração esquemática da deformação do pistão (MAHLE GmbH, 2012). ....	25
Figura 6 - Zona de lubrificação entre o pistão e o cilindro (MAHLE GmbH, 2012). ....	27
Figura 7 - Ovalização da saia do pistão (MAHLE GmbH, 2012). ....	28
Figura 8 - Perfil típico do abaulamento do pistão (MAHLE GmbH, 2012). ....	29
Figura 9 - Perfil do pistão, dimensões e tolerâncias de forma (MAHLE GmbH, 2012). ....	30
Figura 10 - Pistão atualmente em utilização no motor M3165. ....	34
Figura 11 - Efeito da folga radial entre o pistão e o cilindro no bsfc. ....	35
Figura 12 - Esquema ilustrativo utilizado para determinar o ponto inicial de recuo da saia do pistão. ....	36
Figura 13 - Perfil de abaulamento do pistão. ....	39
Figura 14 - Esquema da perda de calor numa conduta (Incropera, 1996). ....	43
Figura 15 - Esquema do estudo de transferência de calor na região do 1º anel do pistão. ...	45
Figura 16 - Tensões de von Mises obtidas no furo da chumaceira do pistão em função do número de elementos da malha. ....	52
Figura 17 - Malha utilizada nas simulações no <i>software</i> ANSYS Workbench 16.0. ....	52
Figura 18 - Conjunto pistão-cavilhão-biela, com suporte fixo no pé da biela. ....	53
Figura 19 - Representação dos coeficientes globais de transferência de calor aplicados no pistão. ....	53
Figura 20 - Representação da aplicação das solicitações mecânicas e térmicas na simulação. ....	54
Figura 21 - Esquema do pistão representando a direção do aumento da largura das chumaceiras. ....	55
Figura 22 - Resultados das tensões de von Mises variando a largura das chumaceiras. ....	56
Figura 23 - Resultados das temperaturas variando a largura das chumaceiras. ....	56
Figura 24 - Resultados de tensões de von Mises variando o diâmetro externo do cavilhão. ....	57

Figura 25 - Resultados de tensões de von Mises variando o diâmetro interno do cavilhão.	57
Figura 26 - Pistão com cavidade no seu interior.	58
Figura 27 - Resultados de tensões de von Mises variando a posição da cavidade no interior da caixa do pistão.	58
Figura 28 - Pistão com nova concepção de furos de escoamento de óleo.	59
Figura 29 - Resultados de tensões de von Mises variando a espessura do pistão.	60
Figura 30 - Geometrias das paredes que suportam a saia.	60
Figura 31 - Resultados das tensões de von Mises no furo da chumaceira com a variação da inclinação das paredes que suportam a saia do pistão.	61
Figura 32 - Resultados das tensões de von Mises no furo da chumaceira com a variação da dimensão no eixo $x$ da elipse.	62
Figura 33 - Distribuição de temperaturas da geometria final do pistão.	68
Figura 34 - Distribuição das tensões de von Mises na geometria final do pistão.	69
Figura 35 - Apresentação da forma do pistão, efetuando a correção das deformações radiais.	71
Figura 36 - Geometria final do pistão	72
Figura 37 - Propriedades do aço de cementação 16MnCr5.	80
Figura 38 - Continuação das propriedades do aço de cementação 16MnCr5.	81
Figura 39 - Desenho 1 de fabrico do pistão.	83
Figura 40 - Desenho 2 de fabrico do pistão.	84
Figura 41 - Desenho de fabrico do cavilhão.	85

---

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Designação das dimensões que permitem caracterizar o pistão.....	23
Tabela 2 - Designação das siglas presentes no esquema da Figura 11.....	36
Tabela 3 - Valores de densidade de fluxo de calor e pressão máxima, retirados do programa de simulação CicloOtto4g_1415_M3165_Matic_Sin. ....	40
Tabela 4 - Valores de condutibilidade térmica dos materiais e o coeficiente de transferência de calor por convecção do escoamento no exterior do cilindro de retirados de Incropera (1996). ....	44
Tabela 5 - Coeficientes globais de transferência de calor na 1ª e 2ª caixa de anel.....	47
Tabela 6 - Coeficientes globais de transferência de calor na <i>top land</i> , 1ª <i>land</i> , 2ª <i>land</i> , região abaixo da 3ª caixa e saia. ....	48
Tabela 7 - Comparação de coeficientes de segurança, massa e área da saia para várias geometrias. ....	66
Tabela 8 - Comparação de coeficientes de segurança e massa para a mesma geometria utilizando dois diâmetros de cavilhão e materiais diferentes. ....	67
Tabela 9 - Resultados dos estudos realizados para a geometria final.....	69
Tabela 10 - Correção da geometria, subtraindo os valores de deformações radiais, obtidos na simulação FEA da geometria final, utilizando o material M-SP25.....	70
Tabela 11 - Caracterização da geometria final do pistão.....	71
Tabela 12 - Composição química das ligas de alumínio MAHLE M142, M145, M174+ e M-SP25.....	77
Tabela 13 - Composição química das ligas de alumínio MAHLE M124, M126, M138 e M244. ....	77
Tabela 14 - Propriedades físicas e mecânicas das ligas de alumínio utilizadas para fundição pela MAHLE. ....	78
Tabela 15 – Propriedades físicas e mecânicas das ligas de alumínio utilizadas para forjamento pela MAHLE.....	79
Tabela 16 - Determinação dos coeficientes globais de transferência de calor. ....	86

## SIMBOLOGIA E SIGLAS

### Simbologia

$a$	- Ponto do sistema de coordenadas elípticas, [m]
$A$	- Área, [m <sup>2</sup> ], Alongamento à fratura, [%]
$A_1$	- Área do anel em $R_1$ , [m <sup>2</sup> ]
$AA$	- Espaço entre chumaceiras, [m]
$A_L$	- Área de contacto entre o anel e a caixa, [m <sup>2</sup> ]
$b$	- Ponto do sistema de coordenadas elípticas, [m]
$BO$	- Diâmetro do furo para o cavilhão, [m]
$C_1$	- Constante de integração, [adimensional]
$C_2$	- Constante de integração, [adimensional]
$D$	- Diâmetro nominal do pistão, [m]
$D_{1,2,3,4}$	- Diâmetros do pistão em diferentes zonas, [m]
$D_c$	- Diâmetro do cilindro, [m]
$DL$	- Altura de expansão, [m]
$DN$	- Diâmetro nominal do pistão, [m]
$D_n$	- Diâmetro nominal do pistão no ponto $h_s$ , [m]
$D_{\text{final}}(h_z)$	- Diâmetro final do pistão no ponto $h_z$ , [m]
$D_{\text{novo}}$	- Novo diâmetro do pistão no ponto $h_s$ , [m]
$D_p$	- Distância horizontal média entre dois picos consecutivos [m]
$e$	- Metade da altura do anel, [m]
$E$	- Módulo de Young, [Pa]
$F$	- Força vertical no pistão, [N]
$F_B$	- Força lateral no pistão, [N]
$F_O$	- Força resultante no pistão, [N]
$GL$	- Comprimento total do pistão, [m]
$h$	- Coeficiente de transferência de calor por convecção, [W/m <sup>2</sup> .K]
$H_i$	- Distância do eixo do cavilhão à base do pistão, [m]

---

$H_s$	- Distância do eixo do cavilhão ao topo do pistão, [m]
$H_z$	- Altura segundo o eixo $z$ quando o pistão está concêntrico com o cilindro, medida a partir do eixo do cavilhão, [m]
$k$	- Condutibilidade térmica, [W/m·K]
$K_a$	- Coeficiente de modificação de acabamento da peça, [adimensional]
$K_b$	- Coeficiente de modificação de dimensão, [adimensional]
$K_c$	- Coeficiente de modificação de carga, [adimensional]
$K_d$	- Coeficiente de modificação de temperatura, [adimensional]
$K_e$	- Coeficiente de fiabilidade, [adimensional]
$K_f$	- Coeficiente de concentração de tensões, [adimensional]
$KH$	- Altura de compressão, [m]
$K_{\text{óleo}}$	- Condutibilidade térmica do óleo, [W/m·K]
$K_p$	- Constante para uma parábola, [adimensional]
$K_t$	- Fator de concentração de tensões devido à rugosidade da superfície em alumínio [adimensional]
$L$	- Comprimento do cilindro, largura, [m]
$L_1$	- Comprimento do segmento de reta no ponto $h_s$ , [m]
$L_{\text{novo}}$	- Novo comprimento do segmento de reta no ponto $h_s$ , [m]
$M$	- Comprimento entre $R_2$ e $R_i$ , [m]
$n_{\text{fASME}}$	- Coeficiente de segurança <i>ASME-elliptic</i> , [adimensional]
$n_y$	- Coeficiente de segurança das tensões ( $n_y$ ) pelo critério de Langer, [adimensional]
$p_{\text{máx}}$	- Pressão máxima na câmara de combustão durante o ciclo de funcionamento, [Pa]
$Q_p$	- Densidade de fluxo de calor dos gases na câmara de combustão para a coroa do pistão, [W/m <sup>2</sup> ]
$q_r$	-Potência térmica, [W]
$r$	- Raio, [m]
$R$	- Razão de tensões, [adimensional]
$r_1$	- Raio interior do um cilindro, [m]
$R_1$	- Raio interior, [m]
$r_2$	- Raio exterior do um cilindro, [m]
$R_2$	- Raio exterior do anel, [m]

---

$R_4$	- Raio exterior, [m]
$R_i$	- Raio correspondente a metade da zona de contacto entre o anel e a caixa, [m]
$R_{L1}$	- Raio interior de contacto entre o anel e a caixa do anel, [m]
$R_{L2}$	- Raio exterior de contacto entre o anel e a caixa do anel, [m]
$R_{ncorrigido}$	- Raio nominal do pistão com correção da deformação radial, [m]
$R_{nfinal}(h_z)$	- Raio final do pistão para cada ponto $h_z$ , [m]
$R_t$	- Distância vertical entre o pico mais alto e o vale mais profundo no comprimento de avaliação [m]
$R_{t,cond}$	- Resistência térmica por condução, [K/W]
$R_{t,conv}$	- Resistência térmica por convecção, [K/W]
$R_{tot}$	- Resistência térmica total, [K/W]
$s$	- Espessura da coroa, [m]
$S$	- Comprimento do segmento de reta, [m]
$S'_e$	- Tensão de limite de fadiga obtida em ensaios, [Pa]
$S_e$	- Tensão limite de fadiga, nas condições de operação, [Pa]
$S_h$	- Novo comprimento de segmento de reta, [m]
$SL$	- Comprimento da saia, [m]
$S_{ut}$	- Tensão de rotura, [Pa]
$S_y$	- Tensão de cedência, [Pa]
$T$	- Temperatura, [K] [°C]
$T_{s1}$	- Temperatura da superfície interior do cilindro, [K]
$T_{s2}$	- Temperatura da superfície exterior do cilindro, [K]
$U$	- Coeficiente global de transferência de calor, [W/m <sup>2</sup> ·K]
$U_h$	- Coeficiente global de transferência de calor na superfície radial da caixa do anel, [W/m <sup>2</sup> ·K]
$U_{inf}$	- Coeficiente global de transferência de calor na superfície inferior da caixa do anel, [W/m <sup>2</sup> ·K]
$UL$	- Distância entre o eixo do cavilhão e a parte inferior da saia, [m]
$U_L$	- Coeficiente global de transferência de calor lateral da caixa, [W/m <sup>2</sup> ·K]
$U_{novo}$	- Novo coeficiente global de transferência de calor, [W/m <sup>2</sup> ·K]

---

$U_{\text{sup}}$	- Coeficiente global de transferência de calor na superfície superior da caixa do anel, [W/m <sup>2</sup> ·K]
$z$	- Cota contabilizada a partir topo do pistão para o estudo de abaulamento, [m]
$\Delta D_n$	- Variação do diâmetro do pistão, [m]
$\Delta x$	- Espessura da película de óleo, [m]
$\Delta \sigma$	- Gama de tensões, [Pa]

### Símbolos Gregos

$\alpha$	- Coeficiente de expansão térmica linear, [m/m·K]
$\beta$	- Ângulo da força resultante no pistão, [grau]
$\lambda$	- Condutibilidade térmica, [W/m·K]
$\mu$	- Coeficiente de atrito [adimensional]
$\rho$	- Massa volúmica, [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_a$	- Amplitude de tensão, [Pa]
$\sigma_m$	- Tensão média, [Pa]
$\sigma_{\text{máx}}$	- Tensão máxima, [Pa]
$\sigma_{\text{mín}}$	- Tensão mínima, [Pa]
$\phi_2$	- Ângulo descrito pelo segmento de reta $L_{\text{nov}} [grau]$

### Siglas

bsfc	- Consumo específico de combustível ao freio
CAD	- Computer Aided Design
CFM	- Ciclo de Funcionamento do Motor
DEM	- Departamento de Engenharia Mecânica
FCTUC	- Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra
FEA	- Finite Element Analysis
rpm	- Rotações por minuto



## 1. INTRODUÇÃO

O objetivo deste trabalho é efetuar o projeto de um pistão para o motor de combustão interna que permita maximizar o desempenho do Eco Veículo XC20i na Shell Eco-marathon Europa.

O pistão tem de suportar as solicitações previstas através do programa CFM para o novo motor. Deverá ter uma arquitetura que permita ter uma fácil dissipação de calor, pois as propriedades mecânicas dos materiais são influenciadas negativamente pelas temperaturas elevadas, assim como apresentar coeficientes de segurança à fadiga aceitáveis. As forças de atrito devem ser reduzidas concebendo uma geometria abaulada, aproveitando a formação de uma película de lubrificante entre o pistão e o cilindro, e também prevendo as deformações radiais que ocorrem devido às solicitações térmicas e mecânicas em condições de funcionamento. Considerando as deformações radiais, deve ser feita uma correção da geometria inicialmente submetida a estudo, de forma a obter em condições de funcionamento a geometria inicialmente determinada.

A primeira fase do projeto consiste em determinar as solicitações através do programa de simulação CFM e os fluxos de densidade de calor de saída do pistão que se devem considerar no *software* de análise estrutural por elementos finitos. A segunda fase consiste na determinação da geometria abaulada da saia para tirar proveito da formação da película de lubrificante. Numa terceira fase será feito um estudo paramétrico da geometria do pistão, de forma a obter as menores tensões, alcançando coeficientes de segurança à fadiga aceitáveis. Na quarta fase será realizado um estudo da geometria, utilizando três materiais, para as condições de funcionamento mais desfavoráveis, a fim de determinar o melhor material a utilizar na produção do pistão. Por último será realizada a correção da geometria, tendo em consideração as deformações radiais, e também será realizada a caracterização da geometria do pistão que apresenta melhores resultados.



## 2. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. Objetivos e princípio de funcionamento do pistão

De acordo com MAHLE GmbH (2012), no cilindro do motor a energia resultante da combustão da mistura ar-combustível é rapidamente transformada em calor e pressão, sendo o pistão considerado a parte móvel da câmara de combustão que tem a função de converter a energia em trabalho mecânico. O pistão é uma peça de forma cilíndrica oca, fechada na parte superior e aberta na parte inferior, adaptando-se perfeitamente ao diâmetro do cilindro. O pistão transmite para a cambota, através de um movimento alternado, a força devida à pressão dos gases em expansão, por intermédio do cavilhão e da biela.

Portanto, os esforços mecânicos presentes no pistão, Figura 1, provêm das forças resultantes da pressão dos gases e das forças de inércia devidas às massas em aceleração ou desaceleração (pistão, anéis, pinos, parte da biela). As forças de suporte são resultantes da biela e das forças laterais de contacto com o cilindro, forças devidos aos anéis (inércia e vibração). A máxima pressão de gás no ciclo de combustão tem um significado relevante para as cargas mecânicas, sendo as pressões de gás dependentes do processo de combustão (gasolina, diesel, dois tempos, quatro tempos) e a forma como é admitido o ar (aspiração natural ou turbo-compressão) (MAHLE GmbH, 2012).

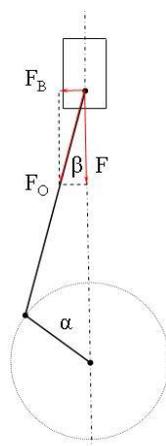


Figura 1 - Esquema das forças presentes no pistão.

## 2.2. Termos e dimensões importantes na caracterização de pistões

Segundo Basshuysen e Schäfer (2004) as divisões funcionais do pistão são a coroa do pistão, zona de anéis de segmento, chumaceiras do cavilhão e saia. Dependendo do pistão podem ainda existir canais de arrefecimento e suportes de anéis. Os anéis, cavilhão e argolas de retenção do cavilhão fazem parte da montagem do pistão. Na Figura 2, podemos visualizar as diferentes zonas do pistão e respetiva nomenclatura.

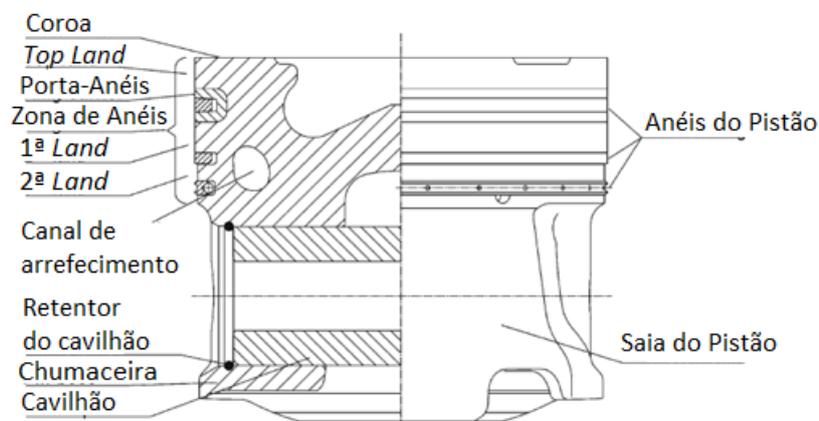


Figura 2 - Nomenclatura das principais zonas do pistão.

Existem algumas dimensões que permitem caracterizar o pistão, tal como se representa na Figura 3, e cuja designação é a apresentada na Tabela 1.

Tabela 1 - Designação das dimensões que permitem caracterizar o pistão.

Sigla da dimensão	Designação
<i>D</i>	Diâmetro nominal do pistão
<i>KH</i>	Altura de compressão
<i>GL</i>	Comprimento total do pistão
<i>S</i>	Espessura da coroa
<i>SL</i>	Comprimento da saia
<i>UL</i>	Distância entre o eixo do cavilhão e a parte inferior da saia
<i>BO</i>	Diâmetro do furo para o cavilhão
<i>AA</i>	Espaço entre chumaceiras
<i>DL</i>	Altura de expansão

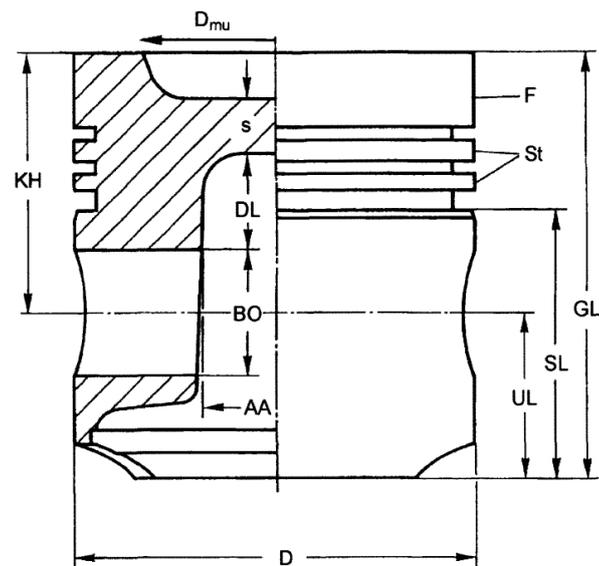


Figura 3 - Dimensões e termos importantes (Basshuysen and Schäfer, 2004).

### 2.3. Dissipação de calor

Basshuysen and Schäfer (2004) consideram que as temperaturas do pistão e do cilindro são importantes parâmetros para uma operação segura e uma longevidade de serviço. O pico de temperatura dos produtos da combustão, mesmo que estes estejam presentes num curto intervalo de tempo, podem atingir níveis que excedem os 2350°C. A variação da amplitude de temperaturas é de apenas alguns graus na coroa do pistão, decaindo rapidamente para o exterior. A coroa do pistão, que está exposta aos gases de combustão a altas temperaturas, absorve diferentes quantidades de calor, dependendo do ponto de operação (rpm, binário). Para pistões sem arrefecimento por óleo, o calor é inicialmente conduzido para a parede do cilindro através dos anéis de compressão, e numa quantidade muito inferior pela saia. Para pistões com arrefecimento, o óleo é o principal responsável pela dissipação do calor.

Como se pode observar na Figura 4, ao longo do eixo do pistão surgem perfis de temperatura semelhantes para pistões de motores Diesel e gasolina. Estes atingem tipicamente a sua temperatura máxima no centro da coroa do pistão, mas também na borda da bacia, no caso de injeção direta de combustível. A temperatura desce de forma uniforme em direção ao fundo da saia. O perfil de temperatura é em grande parte determinado pelo número e orientação dos orifícios de injeção, a pressão de injeção, o tempo e duração de injeção, e a geometria da bacia de combustão (Basshuysen and Schäfer, 2004).

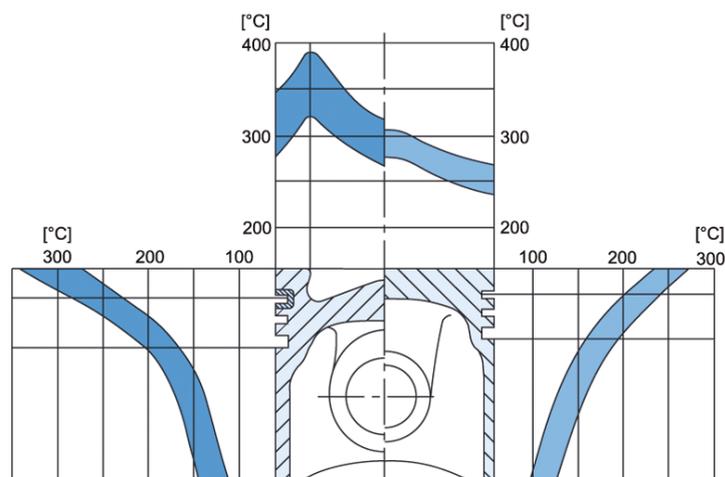


Figura 4 - Perfil de variação da temperatura em pistões de motores Diesel (esquerda) e a gasolina (direita) (MAHLE GmbH, 2012).

### 2.3.1. Deformação induzida termicamente

A deformação induzida termicamente é um efeito relevante sobre o pistão. Como se pode observar esquematicamente através da Figura 5, o pistão expande e deforma-se sob o efeito da distribuição de temperatura no motor. A extensão da deformação depende dos coeficientes de expansão térmica e da diferença da temperatura entre as condições de funcionamento a frio e a quente. A deformação radial afeta o ruído e aumenta a suscetibilidade de gripagem, pelo que o pistão deve ser compensado com folgas apropriadas, especialmente na região dos anéis. A deformação axial deve ser tida em consideração na conceção para manter a folga entre a coroa e a zona de atuação das válvulas (MAHLE GmbH, 2012).

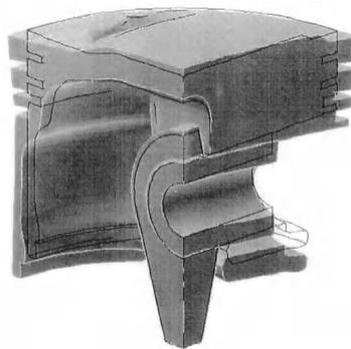


Figura 5 - Ilustração esquemática da deformação do pistão (MAHLE GmbH, 2012).

### 2.3.2. Comportamento do material dependente da temperatura

As cargas térmicas resultam numa significativa redução da resistência à fadiga no pistão. Para o pistão de uma liga de alumínio M124, cujas propriedades se encontram presentes na tabela 14, do anexo A, isto significa que o furo do cavilhão e as chumaceiras, que tipicamente atingem um nível de temperatura de 160 a 260 °C, apresentam reduções de resistência à fadiga de 20 a 60% em comparação com as propriedades à temperatura ambiente. Para a coroa do pistão de motores Diesel, que podem atingir temperaturas de 300 a 400 °C, a resistência à fadiga diminui cerca de 80% (MAHLE GmbH, 2012).

### **2.3.3. Efeito da temperatura nos anéis**

Se a temperatura máxima tolerável da área do anel for excedida, então a deformação plástica e o aumento do desgaste pode ocorrer, em particular na caixa do 1º anel. A desintegração química do lubrificante ocorre devido à temperatura e pode adicionalmente causar acumulação de resíduos na caixa. Estes resíduos podem agir como isoladores térmicos no sulco do anel e reduzir a transferência de calor do pistão para a parede do cilindro, e também obstruir o movimento do anel levando a bloqueá-lo completamente (MAHLE GmbH, 2012).

### **2.4. Massa do pistão**

O pistão trabalha em conjunto com os anéis, cavilhão e freios, que constituem a massa oscilante no movimento oscilatório proveniente da ligação do pistão à biela. Dependendo do tipo de motor, são geradas forças de inércia e momentos de inércia, que são difíceis de compensar ou requerem muito esforço para isso. Assim é proveitoso reduzir as massas oscilantes, particularmente para motores de elevada velocidade de rotação. Cerca de 80% da massa do pistão está localizada na área compreendida entre o centro do cavilhão e a coroa e os restantes 20% encontram-se na área entre o centro do cavilhão e o fim da saia. Os pistões de motores a gasolina com injeção direta são mais altos e pesados, pois a coroa é utilizada para suportar a formação da mistura, possuindo um centro de gravidade mais deslocado para cima (Basshuysen and Schäfer, 2004).

### **2.5. Atrito e desgaste**

As forças de atrito na saia e a lubrificação são decisivas para um funcionamento suave do pistão. Certos valores de rugosidade devem ser mantidos entre a saia do pistão e a superfície do cilindro para melhorar as características de deslizamento, prevenir desgaste abrasivo, provocar a formação do filme hidrodinâmico do lubrificante entre a saia do pistão e a parede do cilindro e impedir a gripagem no caso de ocorrer falta de óleo. Por norma são utilizadas rugosidades com valores de 2,5 a 5  $\mu\text{m}$  na saia do pistão. Na Figura 6 é possível visualizar a localização e a forma da película de lubrificante entre o pistão e o cilindro. O comportamento hidrodinâmico do lubrificante apenas é perturbado nos pontos de inversão

(ponto morto superior e inferior), devido à mudança de direção do movimento do pistão. Para reduzir o atrito e evitar que o pistão agarre ao cilindro, no caso de faltar lubrificante entre a saia do pistão e o cilindro, podem ser usados revestimentos especiais na saia (MAHLE GmbH, 2012).

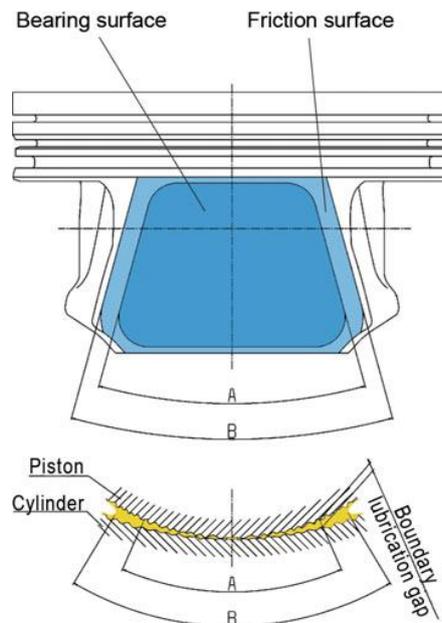


Figura 6 - Zona de lubrificação entre o pistão e o cilindro (MAHLE GmbH, 2012).

## 2.6. *Blow-by*

Devido à folga entre o pistão e o cilindro, durante a sequência de movimentos cinemáticos do pistão os gases de combustão podem passar para o cárter, o que resulta em perdas de energia e descolamento do filme lubrificante levando à contaminação do fluido lubrificante e conseqüente decomposição, o que por sua vez provoca o depósito de resíduos criando isolamentos térmicos e criando pontos de superaquecimento. A selagem da câmara de combustão é proporcionada principalmente pelo primeiro anel (MAHLE GmbH, 2012).

## 2.7. Perfil do pistão

### 2.7.1. Folga do pistão

O pistão sofre deformações e alongamentos, devido à pressão e temperaturas geradas na câmara de combustão. Esta mudança de forma deve ser considerada para prevenir gripagem, quando o pistão se encontra em baixas temperaturas de funcionamento. Isto é feito com recurso a uma forma de pistão que se desvia da forma de cilindro circular ideal. O pistão deve ser instalado com alguma folga a frio. A folga local no estado frio é criada medindo a diferença entre o diâmetro do cilindro e o pistão, imaginado como se este apresentasse uma forma totalmente circular, assim como o desvio do pistão a partir da forma circular. O perfil do pistão desvia-se a partir do cilindro circular ideal na direção axial (conicidade, forma de barril) e na direção circunferencial (ovalização) (MAHLE GmbH, 2012).

### 2.7.2. Ovalização

Os pistões têm tipicamente um diâmetro ligeiramente menor no eixo do cavilhão em relação ao eixo perpendicular a este, sendo esta diferença designada por ovalização diametral. A forma oval da saia cria mais espaço para a expansão térmica do pistão na direção do eixo do cavilhão. A ovalização, cujo perfil se encontra ilustrado na Figura 7, pode ser variada para gerar um padrão de desgaste uniforme e é tipicamente 0,3 a 0,8% do diâmetro do pistão. A maquinação destes pistões apresenta muitas dificuldades, pelo que os pistões ovais são muito raros (MAHLE GmbH, 2012).

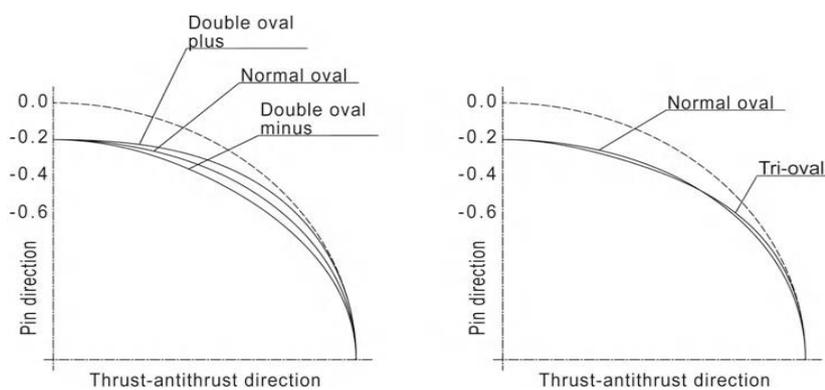


Figura 7 - Ovalização da saia do pistão (MAHLE GmbH, 2012).

### 2.7.3. Abaulamento da saia e do porta-anéis

O pistão é ligeiramente abaulado na extremidade superior e inferior da saia, a fim de aproveitar o efeito de cunha na película de óleo lubrificante, melhorando o deslizamento. O grande rebaixo na zona dos anéis do pistão compensa a grande expansão térmica devido às altas temperaturas nesta área e a deformação devido à pressão do gás e também impede que a zona de anéis do pistão entre em contacto com o cilindro devido ao movimento secundário do mesmo. Na Figura 8 é visível o perfil típico do abaulamento da saia do pistão (MAHLE GmbH, 2012).

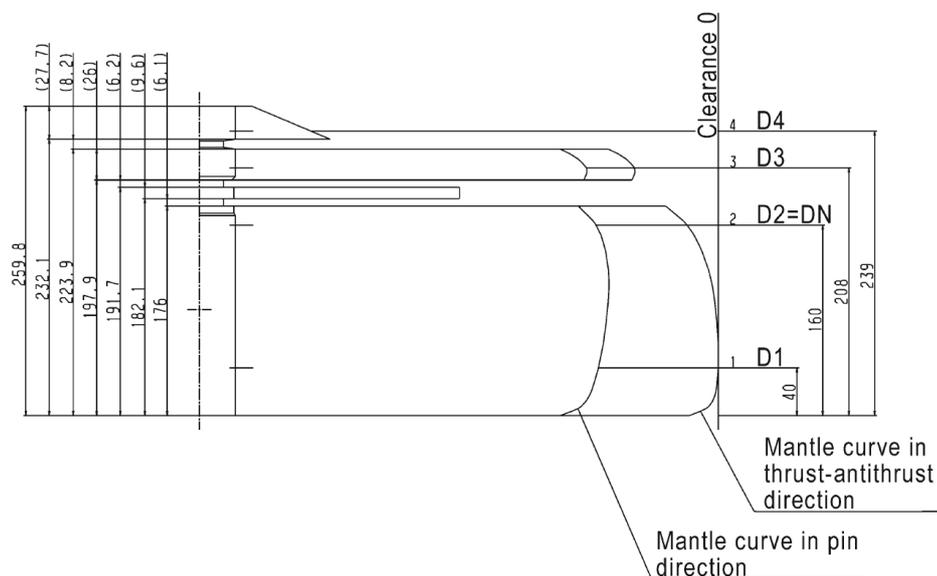


Figura 8 - Perfil típico do abaulamento do pistão (MAHLE GmbH, 2012).

### 2.7.4. Tolerâncias dimensionais

O diâmetro do pistão é tipicamente determinado em pelo menos um de três planos de medida. Observando a Figura 8 esta medida é designada por  $DN$  sendo de preferência situada no ponto com folga apertada entre o pistão e cilindro ( $DN = D1$ ) ou numa área com uma forma estável ( $DN = D2$ ). As tolerâncias dimensionais diamétricas são por norma de 8 a 18  $\mu\text{m}$ , dependendo do diâmetro do pistão, sendo os desvios da forma nominal chamados de tolerâncias de forma. As tolerâncias de forma para o  $D1$ ,  $D2$ ,  $D3$  e  $D4$ , para pistões utilizados em motores de carros de passageiros e de carros comerciais, são de 7  $\mu\text{m}$  relativamente ao  $DN$  na zona da saia, e 10 a 15  $\mu\text{m}$  na zona dos anéis (MAHLE GmbH, 2012).

### 2.7.5. Tolerância de folga

A folga de montagem é a diferença entre o diâmetro do cilindro e o maior diâmetro  $D1$  do pistão e deve ser a menor possível, de forma a garantir um funcionamento suave para todas as condições de operação. Esta diminui com o aumento da temperatura de operação, que é causada pelo maior aquecimento do pistão relativamente ao cilindro, e possivelmente pela diferente expansão térmica dos materiais do pistão e do cilindro. Na temperatura de operação, o pistão trabalha em contacto com o cilindro, no entanto devido à ovalização este contacto é limitado à adaptabilidade elástica da saia. Na Figura 9 é possível observar o perfil do pistão, dimensões e tolerâncias de forma (MAHLE GmbH, 2012).

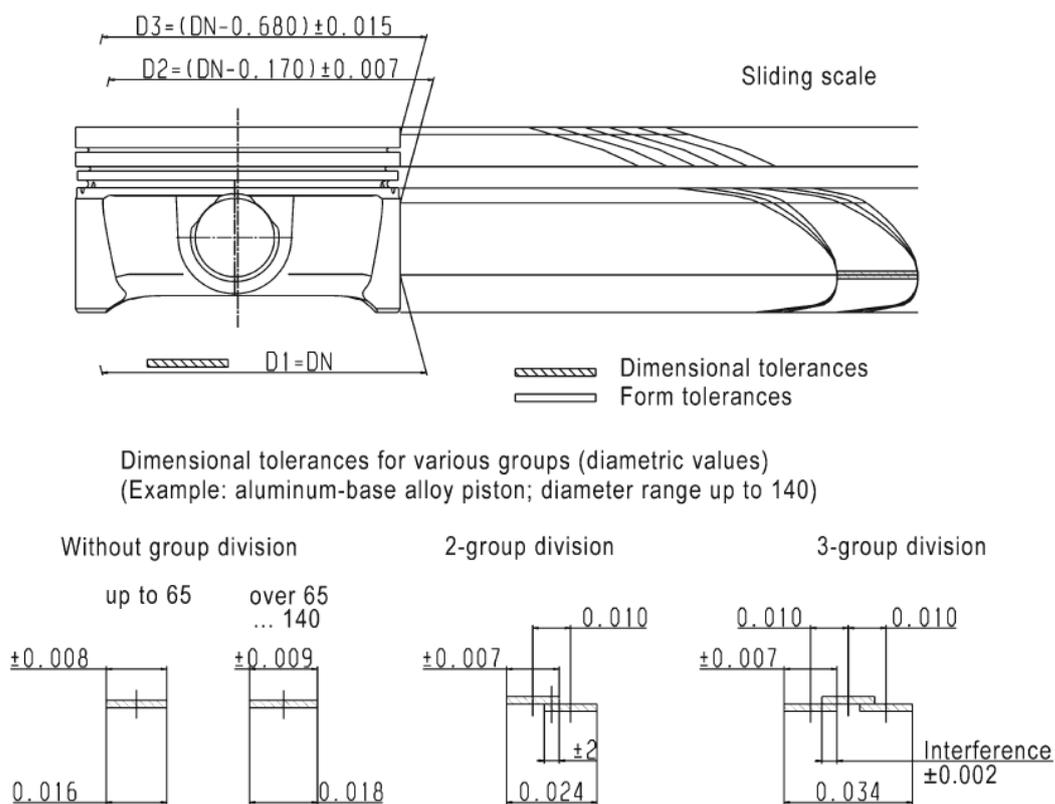


Figura 9 - Perfil do pistão, dimensões e tolerâncias de forma (MAHLE GmbH, 2012).

### **2.7.6. Superfície da saia**

Além do contorno, a rugosidade de superfície da saia também tem uma grande influência sobre o comportamento de deslizamento do pistão uma vez que se a rugosidade for muito reduzida o pistão não funciona adequadamente. Por norma os valores de rugosidade da saia são entre 2,5 e 5  $\mu\text{m}$ , gerados por torneamento com diamante, e em condições de operação moderada, um pistão concebido com as dimensões corretas não precisa de revestimento da saia. O risco do pistão ficar preso existe em condições extremas de operação, que podem ocorrer devido à falta de folga local, causada pela deformação mecânica e/ou térmica do cilindro, insuficiente fornecimento de óleo, durante o funcionamento a frio, insuficiente capacidade de lubrificação do óleo do motor, ou em condições de rodagem, quando o pistão ainda não se encontra devidamente ajustado ao cilindro.

Finas camadas metálicas de estanho (0,8-1,3  $\mu\text{m}$ ) ou revestimentos de resina de grafite sintética (10-40  $\mu\text{m}$ ) melhoram as propriedades de lubrificação, particularmente no processo de rodagem crítica ou quando o motor inicia o seu funcionamento em condições não ideais, como no arranque a frio. Em alguns casos, um revestimento antifricção de fosfato (cerca de 0,5  $\mu\text{m}$ ) é adicionalmente aplicado antes do revestimento de grafite (MAHLE GmbH, 2012).

## **2.8. Materiais utilizados em pistões**

Os pistões são produzidos quase exclusivamente em ligas eutécticas de alumínio-silício, e uma pequena parte com composição hipereutéctica, podendo ser facilmente fundidas e também podendo quase sempre ser forjadas. Nas Tabelas 12 e 13, no anexo A é possível observar a composição química das ligas utilizadas em pistões pela MAHLE.

A liga eutéctica M124 é a liga de pistão "clássica", e tem sido a base para a grande maioria dos pistões nas últimas décadas, continuando a ser muito utilizada. Pistões feitos em ligas hipereutécticas exibem maior resistência ao desgaste. Deste grupo, as ligas M138 e M244 são muito utilizadas em pistões para motores a dois tempos e a M126 em motores para carros ligeiros nos EUA. As ligas M142, M145, M174+ e M-SP25 foram desenvolvidas recentemente e a característica que apresentam em comum é a alta

quantidade de cobre e níquel que leva a uma particular resistência a elevadas temperaturas e boa estabilidade térmica. No entanto apresenta desvantagem devido a uma maior densidade e menor condutibilidade térmica (MAHLE GmbH, 2012).

Ligas de alumínio-silício são utilizadas principalmente em pistões obtidos por fundição mas também podem ser utilizadas para fabricar pistões por forjamento para fins especiais, o que leva a diferentes microestruturas e propriedades. A liga M-SP25 é uma liga de alumínio de alta resistência sem silício utilizada exclusivamente em pistões forjados, principalmente em veículos de competição. A evolução das propriedades físicas e mecânicas com a temperatura das ligas descritas é apresentada nas Tabelas 14 e 15 no anexo A (MAHLE GmbH, 2012).

Os valores de resistência indicados foram obtidos em provetes retirados de pistões. Antes dos testes a temperaturas elevadas, as amostras foram envelhecidas artificialmente à temperatura de ensaio durante um longo período de tempo. Os valores característicos dos materiais para pistões forjados são apresentados na Tabela 15 do anexo A. Comparando com o estado fundido, o material no estado forjado apresenta uma maior resistência e uma maior deformabilidade plástica (maior alongamento após fratura). A vantagem da resistência do material com estrutura forjada é maior a baixas e médias temperaturas, até cerca de 250 °C, e cai a temperaturas mais elevadas. As bandas mais largas de dispersão para os valores de resistência em comparação com as ligas de fundição, devido a diferenças de tratamento térmico, são responsáveis pela utilização de pistões forjados para diferentes requisitos de durabilidade. (MAHLE GmbH, 2012).

### **3. PROJETO DO PISTÃO**

O pistão é um dos principais componentes de um motor de combustão interna, podendo mesmo ser o ponto de partida para o projeto de um motor. Este componente vai definir o diâmetro do cavilhão do pistão e o diâmetro e a largura do pé da biela.

Para o projeto do pistão é necessário conhecer as forças que atuam no mesmo, assim como o fluxo de calor para a coroa do pistão proveniente do gás na câmara de combustão, sendo necessário fazer uma simulação multifísica do componente de modo a avaliar com precisão as tensões que surgem, bem como as deformações nas direções principais em cada ponto do pistão.

#### **3.1. Materiais de construção**

O material com que é construído o pistão é bastante importante, tendo vindo a sofrer muitas alterações ao longo dos anos o que tem permitido aumentar bastante a performance dos motores, em particular os de combustão interna de ignição por compressão. As ligas de alumínio apresentam vantagens em relação às ferrosas como um maior coeficiente de transferência de calor por condução e uma menor massa volúmica. Como desvantagens têm menor tensão limite de resistência à fadiga, e maior redução de propriedades mecânicas com o aumento da temperatura. Em Carvalheira e Gonçalves (2006) é possível observar com mais clareza as vantagens de uma liga de alumínio em relação ao ferro fundido. Nas Tabelas 14 e 15 retiradas de MAHLE GmbH (2012) presentes no anexo A, estão as principais propriedades das ligas de alumínio mais utilizadas para a produção de pistões na indústria automóvel.

Para um motor de combustão interna conseguir obter um bom rendimento é necessário que a energia despendida para acelerar os seus componentes em regime transitório seja o menor possível. No caso do XC20i, ao concorrer na prova da Shell Eco-marathon, o motor opera apenas em regime transitório, tipicamente entre as 2500 rpm e as 4500 rpm, sendo por isso importante minimizar a massa dos componentes móveis do motor de modo a diminuir ao máximo a energia despendida a acelerá-los. Assim decidiu-se

avaliar o comportamento do pistão com as ligas de alumínio destinadas ao processo de fundição, designadas por M124 e M142, e a liga de alumínio destinada ao processo de forjamento, designada por M-SP25. No cavilhão e na biela foi considerado um aço de cementação designado por 16MnCr5, e as propriedades físicas e mecânicas estão presentes nas Figuras 37 e 38 do anexo A.

### 3.2. Geometria do pistão

O motor M3165 encontra-se em funcionamento com um pistão dimensionado por Gonçalves (2008). Como ponto de partida, utilizou-se a geometria desse pistão, ilustrado na Figura 10.

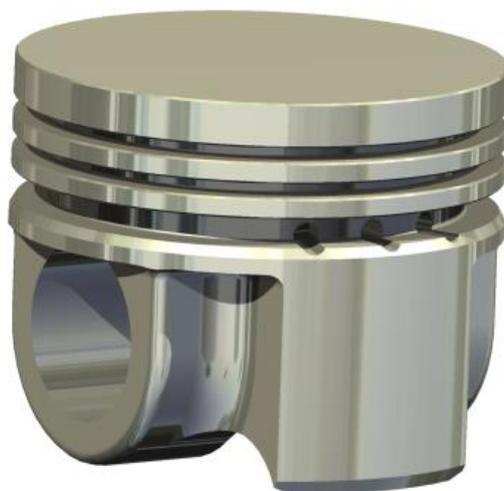


Figura 10 - Pistão atualmente em utilização no motor M3165.

### 3.3. Determinação do abaulamento da saia

De acordo com MAHLE GmbH (2012), sabe-se que uma forma de reduzir o atrito passa por tirar proveito do efeito de cunha sobre a película de óleo. Assim, utilizando as dimensões pré-estabelecidas do pistão atualmente em funcionamento, foi determinado um abaulamento da saia do pistão, como será adiante exposto.

#### 3.3.1. Efeito da folga radial entre o pistão e cilindro no bsfc

Utilizou-se o programa de CFM para avaliar o efeito da folga radial entre o pistão e o cilindro no consumo específico de combustível ao freio do motor, bsfc.

Este estudo foi feito à velocidade de rotação de 3500 rpm, que representa a velocidade de rotação média de utilização de operação do motor na competição Shell Eco-marathon. A folga radial entre o pistão e o cilindro foi variada no intervalo de 5  $\mu\text{m}$  a 35  $\mu\text{m}$  com um incremento de 5  $\mu\text{m}$ , considerando o pistão concêntrico com o cilindro.

Os resultados dos cálculos estão apresentados na Figura 11, da qual se pode concluir que quanto maior for a folga radial menor é o consumo específico de combustível ao freio do motor. No entanto a redução que se tem entre valores de folga radial de 15  $\mu\text{m}$  a 35  $\mu\text{m}$  é inferior a 1% e como o aumento da folga radial provoca um aumento do ruído e da oscilação angular do pistão em torno do cavilhão, optou-se por utilizar um valor de folga radial de 15  $\mu\text{m}$ .

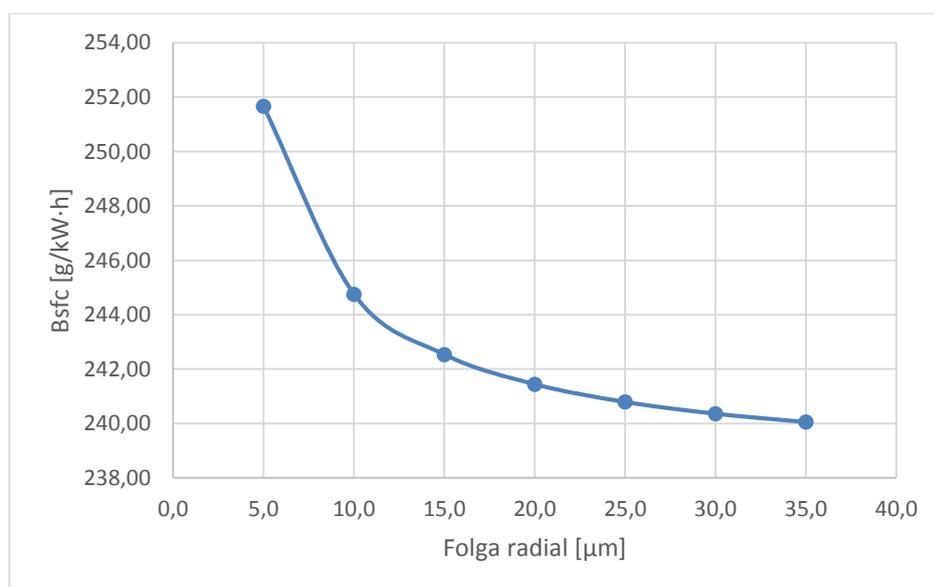


Figura 11 - Efeito da folga radial entre o pistão e o cilindro no bsfc.

### 3.3.2. Determinação do perfil de abaulamento da saia

Na Figura 12 podemos ver o esquema utilizado para a determinação do ponto inicial de recuo da superfície lateral do pistão face à geometria atual utilizando a folga radial de 15  $\mu\text{m}$ , onde as designações das siglas são as seguintes:

Tabela 2 - Designação das siglas presentes no esquema da Figura 11.

$D_c$	<b>Diâmetro do cilindro</b>
$D_n$	Diâmetro nominal do pistão
$H_s$	Distância do eixo do cavilhão ao topo do pistão
$H_i$	Distância do eixo do cavilhão à base do pistão
$z$	Cota contabilizada a partir topo do pistão
$H_2$	Altura para $\phi_2$
$H_z$	Altura segundo o eixo $z$ quando o pistão está concêntrico com o cilindro, medida a partir do eixo do cavilhão

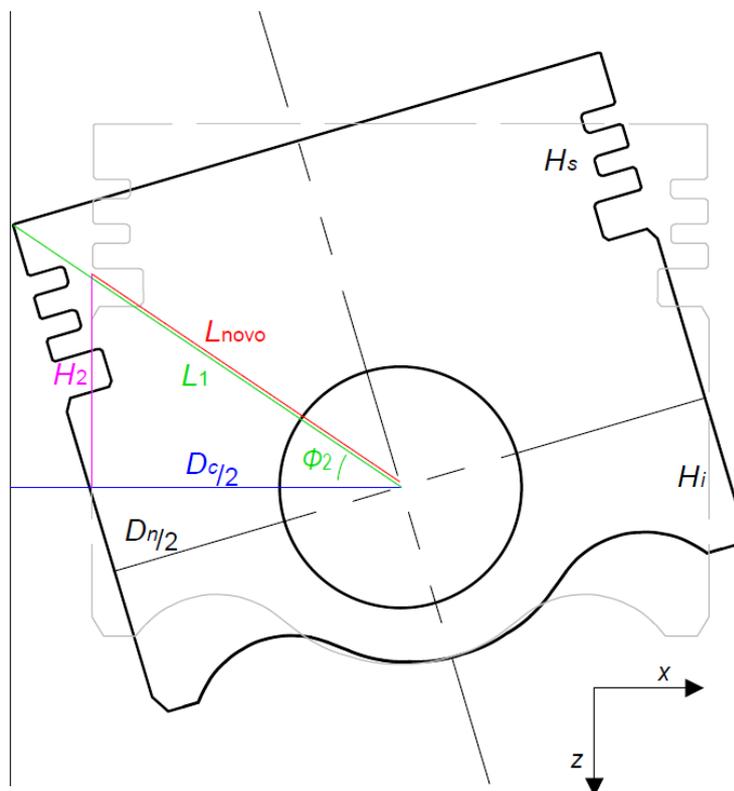


Figura 12 - Esquema ilustrativo utilizado para determinar o ponto inicial de recuo da superfície lateral do pistão.

Através do teorema de Pitágoras foi utilizada a Equação (3.1) que permitiu determinar o comprimento do segmento de reta  $L_1$ , onde  $D_n$  representa o diâmetro na coroa do pistão e  $H_s$  a distância entre o eixo do cavilhão e a coroa do pistão tendo em conta o eixo  $z$ .

$$L_1 = \sqrt{\left[\left(\frac{D_n}{2}\right)^2 + H_s^2\right]} \quad (3.1)$$

Com recurso à trigonometria, utilizando a Equação (3.2) foi determinado o ângulo  $\phi_2$  descrito pelo segmento de reta  $L_1$ , em relação ao eixo  $x$  quando a aresta superior da coroa do pistão entra em contato com o cilindro, onde  $D_c$  é o diâmetro do cilindro.

$$\phi_2 = \cos^{-1} \left[ \frac{\left[\frac{D_c}{2}\right]}{L_1} \right] \quad (3.2)$$

Considerando o diâmetro do pistão  $D_n$  e o ângulo  $\phi_2$ , na Equação (3.3) determinou-se um novo segmento de reta, designado por  $L_{\text{novo}}$  que permite achar um novo ponto, mais recuado para o canto superior da coroa pistão.

$$L_{\text{novo}} = \sqrt{\left[\left(\tan \phi_2 \times \frac{D_n}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_n}{2}\right)^2\right]} \quad (3.3)$$

Atendendo ao segmento de reta  $L_{\text{novo}}$ , na Equação (3.4) determinou-se o novo diâmetro,  $D_{\text{novo}}$  para a coroa do pistão.

$$D_{\text{novo}} = 2 \times \sqrt{[(L_{\text{novo}})^2 - (H_s)^2]} \quad (3.4)$$

Para este ponto foi definido uma constante,  $K_p$ , para uma parábola através da Equação (3.5).

$$K_p = [D_n - D_{\text{novo}}]/(H_s)^2 \quad (3.5)$$

Utilizando a constante  $K_p$  da parábola na Equação (3.6) achou-se a variação do diâmetro do pistão,  $\Delta D_n$ , para diferentes valores de  $H_z$ , onde  $H_z$  é a altura medida segundo o eixo  $z$  quando o pistão está concêntrico com o cilindro, sendo a origem coincidente com o eixo do cavilhão.

$$\Delta D_n(H_z) = K_p \times H_z^2 \quad (3.6)$$

De seguida através das Equações (3.7) e (3.8), foi determinado o diâmetro final do pistão,  $D_{nFinal}(H_z)$ , e o raio final do pistão,  $R_{nFinal}(H_z)$  para diferentes valores de  $H_z$ .

$$D_{nFinal}(H_z) = D_n - \Delta D_n(H_z) \quad (3.7)$$

$$R_{nFinal}(H_z) = \frac{D_{nFinal}(H_z)}{2} \quad (3.8)$$

Atendendo a que era necessário fazer a importação dos pontos determinados para o programa de desenho Autodesk Inventor, utilizou-se um sistema de coordenadas cilíndricas, para determinar os pontos no espaço para cada altura pretendida.

Para cada  $H_z$  foram considerados os eixos da elipse  $a$  e  $b$  iguais respetivamente ao raio final do pistão na direção do eixo do cavilhão e na direção perpendicular, determinados através das Equações (3.9) e (3.10), sendo possível introduzir ovalização do pistão caso se pretenda.

$$a(H_z) = R_{nFinal}(H_z) \quad (3.9)$$

$$b(H_z) = R_{nFinal}(H_z) \quad (3.10)$$

Para obter um determinado conjunto de pontos foram utilizados vários ângulos igualmente espaçados entre si, no intervalo de  $0^\circ$  a  $360^\circ$ . Na Equação (3.11) procedeu-se à conversão do ângulo de grau para radiano.

$$\phi[\text{rad}] = \frac{\phi[\text{grau}] \times \pi}{180} \quad (3.11)$$

De seguida para obter o raio  $r$  correspondente a cada ângulo foi utilizada a Equação (3.12).

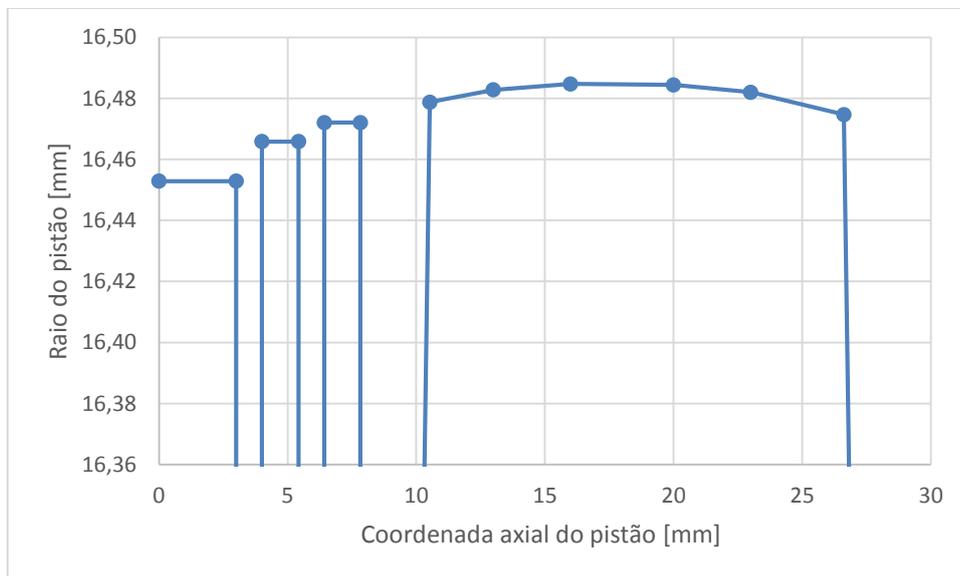
$$r = \frac{ab}{\sqrt{[(a^2 \times \sin^2 \phi) + (b^2 \times \cos^2 \phi)]}} \quad (3.12)$$

Por fim determinou-se a coordenada  $x$  através da Equação (3.13) e a coordenada  $y$  através da Equação (3.14).

$$x = r \times \cos \phi \quad (3.13)$$

$$y = r \times \sin \phi \quad (3.14)$$

Na Figura 13, é apresentado o perfil de abaulamento obtido, em que o eixo das abcissas, corresponde à coordenada  $z$  do pistão, tendo origem na coroa do pistão, e o eixo das ordenadas corresponde ao raio final do pistão para cada valor da coordenada  $z$  do pistão.



**Figura 13 - Perfil de abaulamento do pistão.**

### 3.4. Solicitações mecânicas e térmicas

Na Tabela 3 estão apresentados os valores, durante o ciclo de funcionamento, do fluxo de calor na coroa do pistão e da pressão máxima na câmara de combustão para cada velocidade de rotação com intervalo de 500 rpm. Na realização da simulação foram utilizados conjuntamente os valores de pressão máxima,  $p_{\text{máx}} = 11,40$  MPa e densidade de fluxo de calor máximo presente na coroa do pistão,  $Q_p = 547516$  W/m<sup>2</sup>, pois a combinação destas solicitações representam a condição de funcionamento mais extrema. Na prática representa o motor a trabalhar a 5500 rpm durante algum tempo, sofrendo de seguida uma desaceleração até às 3500 rpm, atingindo o binário máximo e consequente pressão máxima, não tendo tempo suficiente para dissipar o calor acumulado.

**Tabela 3 - Valores de densidade de fluxo de calor e pressão máxima, retirados do programa de simulação CicloOtto4g\_1415\_M3165\_Matic\_Sin.**

$n$ /rpm	$Q_p$ /(W/m <sup>2</sup> )	$p_{\text{máx}}$ /MPa
<b>1000</b>	-131960	10,86
<b>1500</b>	-186802	11,13
<b>2000</b>	-237657	11,09
<b>2500</b>	-285899	10,99
<b>3000</b>	-333487	11,21
<b>3500</b>	-379652	11,40
<b>4000</b>	-423123	11,29
<b>4500</b>	-469996	11,38
<b>5000</b>	-505671	11,27
<b>5500</b>	-547516	11,21

Para o cálculo da força de inércia aplicada no pistão gerada no motor em funcionamento foi considerado o motor a operar à velocidade de rotação máxima,  $n$ , igual a 6100 rpm, que corresponde a uma aceleração de valor 9571,4 m/s<sup>2</sup>, valor esse utilizado para realizar a simulação FEA.

### 3.5. Cálculo da densidade de fluxo de calor de saída do pistão

O pistão recebe calor pela coroa e tem de perder esse calor, caso contrário a temperatura aumentaria até ser igual à do gás presente na câmara de combustão. O pistão perde calor principalmente pelos anéis, *lands*, saia e cavilhão. O programa utilizado para o cálculo por elementos finitos foi o ANSYS Workbench. A forma de introduzir um fluxo de calor no programa passa por selecionar uma área e associar a essa área um coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , para a superfície do pistão assim como um valor de temperatura de 85°C correspondente à temperatura do líquido de arrefecimento do motor. O valor de coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , utilizado em cada superfície corresponde ao valor de coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , para a parede composta entre o pistão e o líquido de arrefecimento. Para o cálculo de  $U$  é utilizada a Equação (3.27), considerando as dimensões apresentadas na Tabela 16 no Apêndice A.

De acordo com Incropera (1996) foi determinada a densidade de fluxo de calor de um cilindro, considerando uma difusão unidimensional e em condições estacionárias. Assim para condições de regime estacionário unidimensional sem geração de calor, considerou-se a Equação (3.15).

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( kr \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (3.15)$$

Onde  $k$  é a condutibilidade térmica, que por momento é tratado como variável,  $r$  corresponde ao raio do sistema cilíndrico em estudo e  $T$  representa a temperatura da superfície em questão. O significado físico deste resultado torna-se evidente se for considerada a forma apropriada da lei de Fourier. A potência térmica ( $q_r$ ) conduzida através da superfície do cilindro pode ser expressa pela Equação (3.16).

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (3.16)$$

Onde  $A = 2\pi rL$  é a área normal à direção de transferência de calor, sendo  $L$  o comprimento do cilindro em estudo.

Determinou-se a distribuição de temperatura resolvendo a Equação (3.15) e aplicando as condições de fronteira apropriadas, assumindo que o valor de  $k$  é constante. Assim realizando a integração é obtida a Equação (3.17).

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2 \quad (3.17)$$

Depois para obter as constantes de integração  $C_1$  e  $C_2$ , foram introduzidas as condições de fronteira.

$$T(r_1) = T_{s,1} \quad (3.18)$$

$$T(r_2) = T_{s,2} \quad (3.19)$$

Aplicando estas condições de fronteira na equação geral, obtêm-se as Equações (3.20) e (3.21).

$$T_{s,1} = C_1 \ln r_1 + C_2 \quad (3.20)$$

$$T_{s,2} = C_1 \ln r_2 + C_2 \quad (3.21)$$

Resolvendo as Equações (3.20) e (3.21) para obter as constantes  $C_1$  e  $C_2$  e substituindo o seu valor na Equação (3.17) foi obtida a Equação (3.22).

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln \frac{r}{r_2} + T_{s,2} \quad (3.22)$$

Como mostra o esquema da Figura 14 a distribuição de temperatura associada à condução na parede do cilindro é logarítmica, não linear.

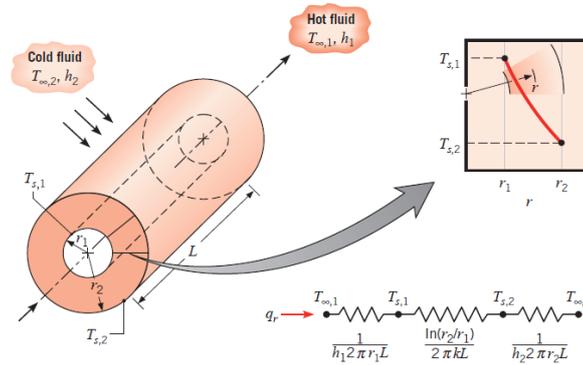


Figura 14 - Esquema da perda de calor numa conduta (Incropera, 1996).

Utilizando a Equação (3.22), com a lei de Fourier, Equação (3.16), foi obtida a Equação (3.23) da taxa de transferência de calor.

$$q_r = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (3.23)$$

Onde  $q_r$  é a potência térmica,  $L$  é o comprimento do cilindro em estudo,  $k$  é a condutibilidade térmica,  $T_{s,1}$  é a temperatura da superfície interior do cilindro,  $T_{s,2}$  é a temperatura da superfície exterior do cilindro,  $r_1$  é o raio interior do cilindro e  $r_2$  é o raio exterior do cilindro.

De acordo com estes resultados, torna-se evidente que para a condução radial na parede do cilindro, a resistência térmica por condução,  $R_{t,cond}$ , é dada pela Equação (3.24).

$$R_{t,cond} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi Lk} \quad (3.24)$$

Da mesma forma determinou-se a Equação (3.25) para a resistência térmica por convecção,  $R_{t,conv}$ , em sistemas cilíndricos, onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

$$R_{t,conv} = \frac{1}{2\pi Lr \times h} \quad (3.25)$$

Por fim foi considerada a Equação (3.26) para a taxa de transferência de calor,  $q_r$ .

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{R_{tot}} = UA(T_{\infty,1} - T_{\infty,4}) \quad (3.26)$$

Assim o coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , pode ser expresso pela Equação (3.27).

$$U = \frac{1}{\sum R_t \times A} \quad (3.27)$$

A transferência de calor do pistão pode ser estudada de forma análoga a uma conduta como na Figura 14, considerando as  $R_t$  entre a superfície do pistão e o líquido de arrefecimento com uma temperatura de 85°C. A condutibilidade térmica dos materiais e o coeficiente de transferência de calor por convecção do escoamento no exterior do cilindro, retiradas de Incropera (1996) são apresentados na Tabela 4.

**Tabela 4 - Valores da condutibilidade térmica dos materiais e do coeficiente de transferência de calor por convecção do escoamento no exterior do cilindro retirados de Incropera (1996).**

	$k$ [W/m·K]
<b>Anel de fogo</b>	42
<b>Anel de pressão</b>	42
<b>Cilindro</b>	42
<b>Óleo</b>	0,138
<b>Gases de combustão</b>	0,060
	$h$ [W/m <sup>2</sup> ·K]
<b>Fluido de arrefecimento</b>	6750

### 3.5.1. Densidade de fluxo de calor através dos anéis do pistão

Para melhor compreender o estudo de transferência de calor realizado na região do anel do pistão, elaborou-se o esquema apresentado na Figura 15.

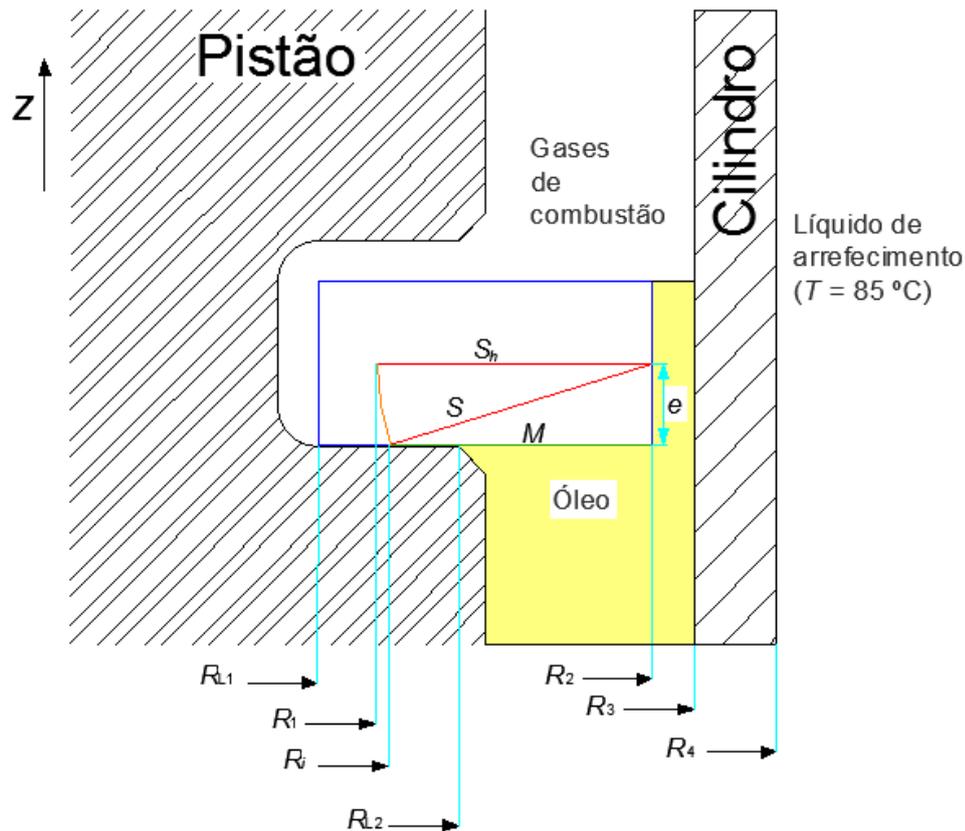


Figura 15 - Esquema do estudo de transferência de calor na região do 1º anel do pistão.

A maior fração do calor é perdida quando o anel se encontra em contacto com a face inferior ou a face superior da caixa do pistão. Sabendo que devido ao ciclo de funcionamento do motor, o anel encontra-se  $\frac{3}{4}$  do tempo em contacto com a face inferior da caixa do pistão e  $\frac{1}{4}$  do tempo em contacto com a face superior da caixa do pistão. O percurso do fluxo de calor perdido pode ser representado na Figura 15 através do segmento de reta  $S$ .

$R_i$  é o raio médio da superfície de contacto entre o anel e a caixa do anel, determinado através da Equação (3.28), onde  $R_{L1}$  e  $R_{L2}$  são respetivamente o raio interior e exterior de contacto entre o anel e a caixa do anel.

$$R_i = \frac{R_{L1} + R_{L2}}{2} \quad (3.28)$$

Para determinar o comprimento de  $S$ , na Equação (3.30), recorreu-se à trigonometria, onde  $M$ , na Equação (3.29) é o comprimento entre  $R_2$  e  $R_i$  e  $e$  representa metade da altura do anel.

$$M = R_2 - R_i \quad (3.29)$$

$$S = \sqrt{M^2 + (e)^2} \quad (3.30)$$

O trajeto percorrido pelo calor corresponde ao segmento de reta  $S$ . Para determinar  $U$  considerando um escoamento unidimensional em sistemas cilíndricos, foi necessário realizar uma simplificação, utilizando o comprimento do segmento de reta  $S$  transpondo-se de seguida para um plano perpendicular ao eixo  $z$  do pistão, designando-se este novo segmento de reta por  $S_h$  e foi determinado o raio interior,  $R_1$ , correspondente a esse segmento de reta. Assim  $U$  foi calculado através da Equação (3.27) entre o raio interior,  $R_1$ , e o raio exterior,  $R_4$ , da superfície em contacto com o fluido de arrefecimento.

A área cilíndrica do anel correspondente a  $R_1$  não é a mesma que corresponde à zona de contacto entre o anel e a respetiva caixa, por isso realizou-se uma correção sabendo que,

$$U_i \times A_i = \text{Constante}$$

Foi determinado o coeficiente global de transferência de calor lateral da caixa  $U_L$ , Equação (3.31), sendo  $A_1$  a área cilíndrica do raio anel em  $R_1$  e  $A_L$  a área de contacto entre o anel e a caixa.

$$U_L = \frac{U \times A_1}{A_L} \quad (3.31)$$

Quando o anel se encontra em contacto com a região superior ou inferior da caixa, dado que a altura,  $L$ , da caixa é maior que a espessura do anel, forma-se uma película de óleo na região oposta à zona de contacto entre o pistão e o anel. Foi definido um novo coeficiente global de transferência de calor,  $U_{\text{novo}}$ , Equação (3.32). Para isso foi considerada a transferência de calor através de um sistema plano, onde  $\Delta_x$  representa a espessura da película de óleo e  $K_{\text{óleo}}$  é a condutibilidade térmica do óleo.

$$U_{\text{novo}} = \frac{1}{\left(\frac{\Delta_x}{K_{\text{óleo}}} + \frac{1}{U_L}\right)} \quad (3.32)$$

Dada a alternância da posição do anel para determinar o coeficiente global de transferência de calor a colocar em cada zona da caixa do pistão foi utilizada a Equação (3.33) a aplicar na face superior da caixa do anel e a Equação (3.34) na face inferior da caixa do anel.

$$U_{\text{sup}} = 0,25 \times U_L + 0,75 \times U_{\text{novo}} \quad (3.33)$$

$$U_{\text{inf}} = 0,75 \times U_L + 0,25 \times U_{\text{novo}} \quad (3.34)$$

Analisando a caixa do anel radialmente, sabe-se que existe uma determinada folga entre o anel e o pistão, sendo necessário determinar o coeficiente global de transferência de calor,  $U_h$ , através da Equação (3.27).

O procedimento anteriormente descrito foi aplicado à caixa do primeiro e segundo anel, sendo os resultados obtidos apresentados na Tabela 5.

**Tabela 5 - Coeficientes globais de transferência de calor na 1ª e 2ª caixa de anel.**

	$U_{\text{inf}} [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$	$U_{\text{sup}} [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$	$U_h [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$
<b>1ª Caixa</b>	651,25	700,64	88,15
<b>2ª Caixa</b>	651,25	700,64	196,78

### 3.5.2. Densidade de fluxo de calor através da 3ª caixa do pistão

Para reduzir o atrito entre o pistão e o cilindro o motor atual não dispõe da montagem do anel raspador de óleo. Para determinar o coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , nesta zona considerou-se que toda a caixa do segmento se encontra preenchida pelo óleo de lubrificação. Utilizando a Equação (3.27), considerando para o cálculo da resistência térmica, óleo de lubrificação, cilindro e fluido de arrefecimento, obteve-se um valor de  $50,44 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

### 3.5.3. Densidade de fluxo de calor através das *lands* e da saia do pistão

No caso das *lands* e da saia do pistão o cálculo é feito com base na Equação (3.27) onde se determina a resistência térmica dos diferentes materiais através da Equação (3.24) quando se trata de um processo de condução e da Equação (3.25) quando se trata de um processo de convecção. A *land* imediatamente acima do 1º anel é chamada de *top land*, enquanto a *land* abaixo do 1º anel é chamada de 1ª *land* e a *land* abaixo do 2º anel é chamada de 2ª *land*. Entre a *top land* e o cilindro considera-se existirem gases de combustão, e nas restantes *lands* e saia, óleo do motor. Para efeitos de cálculo o material considerado para o cilindro é ferro fundido nodular e o fluido de arrefecimento é água.

Na Tabela 6 estão apresentados os coeficientes globais de transferência de calor calculados para cada zona.

Tabela 6 - Coeficientes globais de transferência de calor na *top land*, 1ª *land*, 2ª *land*, região abaixo da 3ª caixa e saia.

	$U [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$
<b><i>Top land</i></b>	612,89
<b>1ª <i>Land</i></b>	1525,56
<b>2ª <i>Land</i></b>	1533,50
<b>Região abaixo da 3ª caixa</b>	1404,36
<b>Saia</b>	5103,97

### **3.5.4. Densidade de fluxo de calor através das superfícies chapinhadas pelo óleo do motor**

Para calcular o calor removido pelo óleo do motor devido à chapinhagem no pistão, em Carvalheira e Gonçalves (2006) foi considerada a velocidade de rotação máxima de funcionamento, 6000 rpm, visto que é esta que representa o pior caso combinado de esforço mecânico e térmico, sendo feita uma estimativa de 9 % de óleo projetado para o pistão.

Desta forma foi calculado o fluxo mássico de óleo que estava em contacto com o pistão, podendo ser calculado um coeficiente de transmissão de calor por convecção. O coeficiente de transmissão de calor por convecção calculado por Carvalheira e Gonçalves (2006) para o óleo do motor proveniente da chapinhagem em contacto com o pistão tem o valor de  $750 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

### **3.5.5. Densidade de fluxo de calor através do cavilhão**

O cavilhão do pistão tem um papel importante na remoção de calor do pistão. O cavilhão retira calor ao pistão através das chumaceiras do pistão, sendo este removido do cavilhão em parte por chapinhagem e em parte pela biela, já que o cavilhão se encontra unido através de um suporte fixo com interferência ao pé da mesma. O método utilizado anteriormente é o mesmo para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor para sistemas cilíndricos, através da Equação (3.27) e tem o resultado de  $86513,0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .



## 4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

### 4.1. Método de análise

Os objetivos do projeto de um pistão são que este possa ter a menor massa possível, que a temperatura de contacto com o gás da câmara de combustão não seja muito elevada, que a temperatura dos *lands* não ultrapasse a temperatura suportada pelo óleo do motor e que a tensão equivalente máxima em cada ponto do pistão não ultrapasse a tensão limite de fadiga nesse mesmo ponto do pistão.

O primeiro passo na análise do conjunto foi ajustar o programa de simulação ANSYS Workbench de modo a que os resultados fossem realistas e o mais próximo da realidade. Os parâmetros importantes a avaliar no pistão são a distribuição de temperatura, tensão equivalente de von Mises e deformação direcional.

#### 4.1.1. Refinamento da malha

Foi feito um estudo da influência do número de elementos de malha na tensão máxima equivalente de von Mises, concluindo-se que era necessário que a malha geral fosse muito refinada, nomeadamente nos raios de concordância entre as chumaceiras e a coroa do pistão, nos raios de concordância presentes nas caixas de anéis e nos furos das chumaceiras.

Em ANSYS Mechanical Tutorials (2012) é possível verificar os tipos de malha, seus parâmetros e influência destes no tamanho final dos elementos. Decidiu-se utilizar uma malha curva, com um centro de relevância grosseiro, suavização baixa, transição lenta e ângulo de extensão médio.

Para verificar a influência da malha foi variado o parâmetro de relevância com valores no intervalo de -60 a 2. Este parâmetro influencia automaticamente o número e dimensões dos elementos. Quanto maior é o valor de relevância positivo, menores são os elementos e maior é o número de elementos de malha presentes na peça. Devido à falta de capacidade computacional, apenas foi possível variar a relevância até um valor de 2. Quanto mais negativo for o valor de relevância, maiores são os elementos e menor é o número de elementos na peça.

Na figura 16 é possível observar a evolução das tensões com o número de elementos de malha. Para realizar as simulações foi utilizado um valor de relevância 0, com 1013000 elementos não tendo influência nos valores de tensões.

A Figura 17 mostra a malha utilizada no pistão com um refinamento na superfície do cavilhão e do furo da chumaceira.

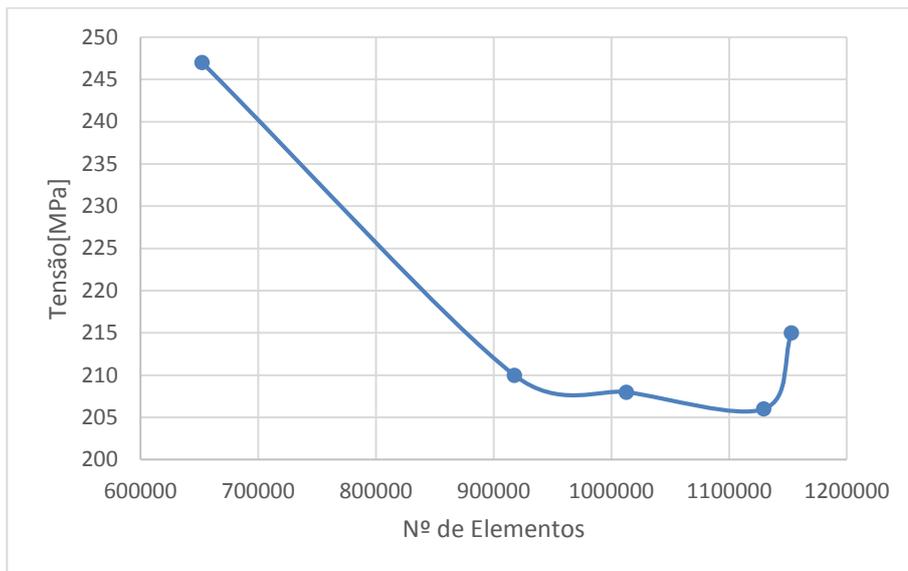


Figura 16 - Tensões de von Mises obtidas no furo da chumaceira do pistão em função do número de elementos da malha.

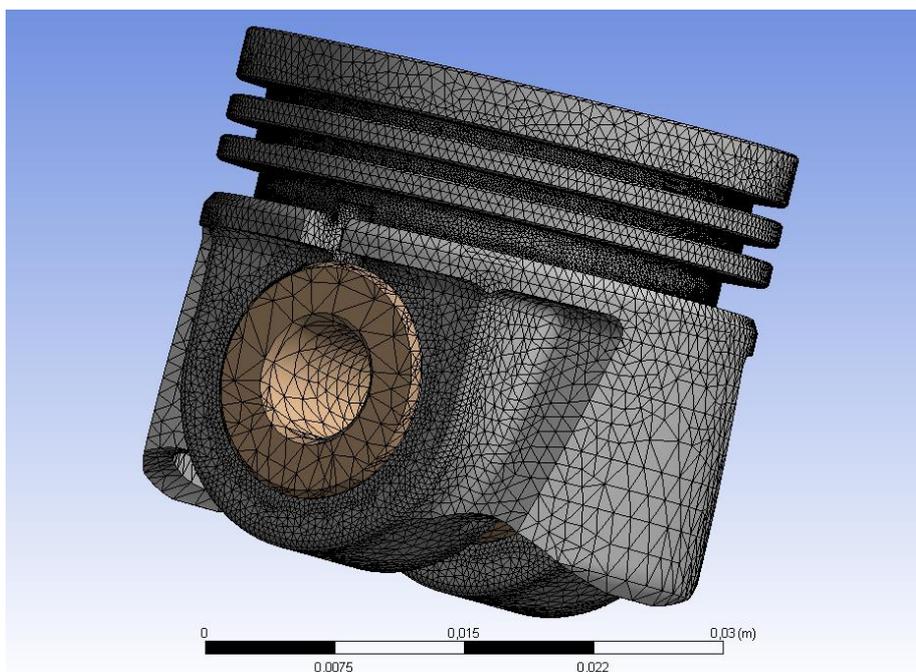


Figura 17 - Malha utilizada nas simulações no *software* ANSYS Workbench 16.0.

## 4.2. Suportes e contactos

Na realização das simulações foi necessário analisar o pistão em conjunto com o cavilhão e a biela, como uma montagem, apresentada na Figura 18. Foi considerado um suporte fixo na cabeça da biela, um contacto ligado entre o pé da biela e o cavilhão, e um contacto com atrito entre o cavilhão e as chumaceiras do pistão, em que o coeficiente de atrito,  $\mu$ , tem o valor de 0,01.

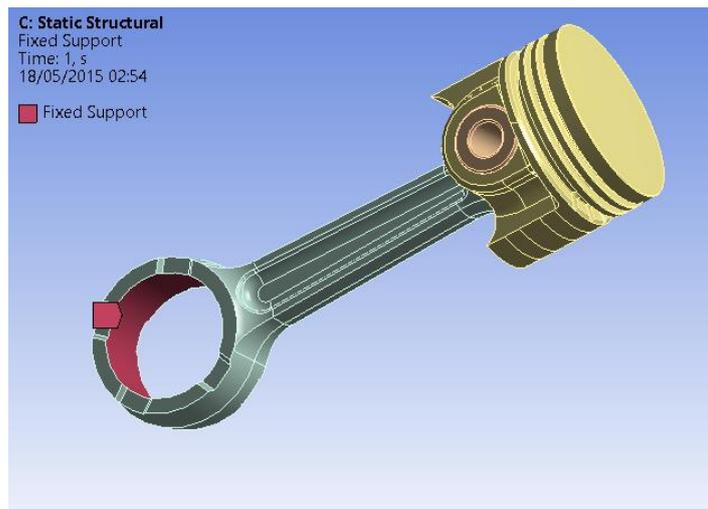


Figura 18 - Conjunto pistão-cavilhão-biela, com suporte fixo no pé da biela.

## 4.3. Solicitações térmicas aplicadas na simulação

Para realizar o estudo térmico no programa de simulação ANSYS foram aplicados os coeficientes globais de transferência de calor obtidos anteriormente, como ilustrado na Figura 19.

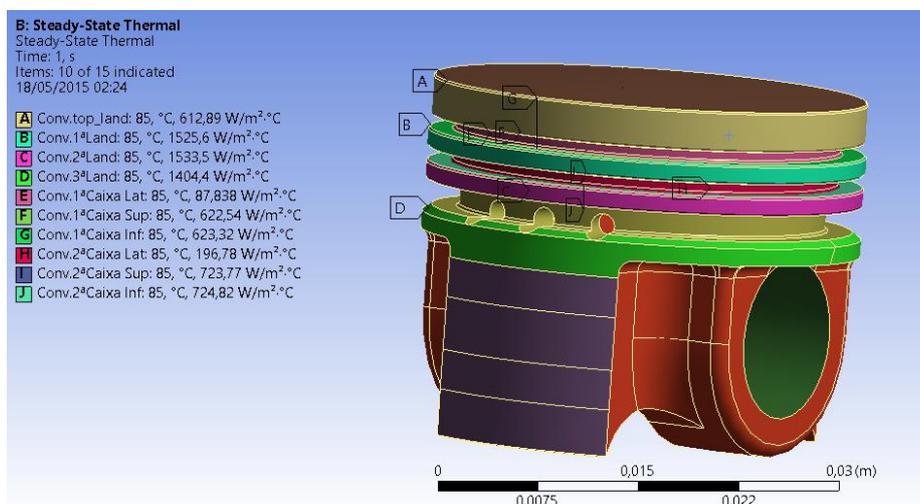


Figura 19 - Representação dos coeficientes globais de transferência de calor aplicados no pistão.

### 4.3.1. Solicitações mecânicas e térmicas provenientes do programa de simulação do CFM

Utilizando o programa de simulação de CFM é possível saber a pressão máxima na câmara de combustão,  $p_{m\acute{a}x}$ , para cada velocidade de rotação assim como a densidade de fluxo de calor presente na coroa do pistão,  $Q_p$ . Estes valores foram introduzidos na simulação multi-física, como mostra a Figura 20, onde a pressão foi aplicada sobre a coroa do pistão e na *top land* e a aceleração aplicada em todo pistão no mesmo sentido dos esforços de pressão. A densidade de fluxo máximo de calor foi aplicada sobre a face da coroa do pistão.

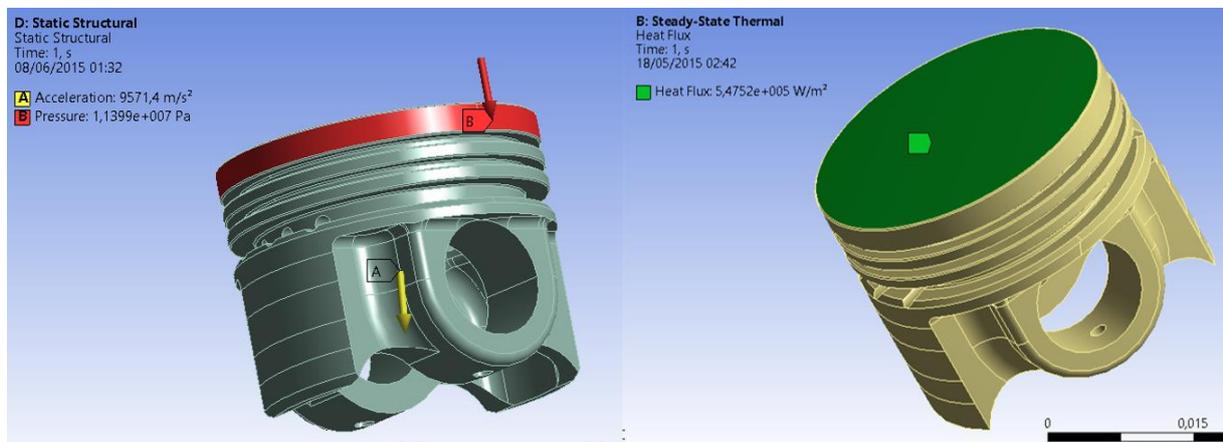


Figura 20 - Representação da aplicação das solicitações mecânicas e térmicas na simulação

## 4.4. Variação de parâmetros geométricos

Como ponto de partida para realizar as simulações de esforços no programa ANSYS utilizou-se a geometria do pistão atualmente em funcionamento, introduzindo as solicitações apresentadas no Capítulo 3 para o novo motor. Devido às solicitações térmicas e mecânicas serem maiores e o estudo das solicitações térmicas ser mais elaborado, verificou-se que as tensões localizadas no furo da chumaceira, e nos furos responsáveis pelo escoamento do óleo da caixa do anel raspador eram muito altas. Assim sendo foram variados os parâmetros adiante descritos, no sentido de obter uma geometria final do pistão capaz de suportar as solicitações a que este está sujeito.

#### 4.4.1. Largura da chumaceira

Para avaliar este parâmetro foi alinhada a linha média vertical da chumaceira com o ponto do centro da área da coroa de meio pistão. De seguida, mantendo fixa a dimensão interior da chumaceira, Foi aumentada a largura da chumaceira para o exterior, como se ilustra na Figura 21. Na Figura 22, é possível observar as tensões de von Mises obtidas no furo da chumaceira, na zona dos furos de escoamento de óleo da caixa do anel raspador e na coroa do pistão, para diferentes valores de largura da chumaceira.

As tensões de von Mises nos furos da chumaceira são mínimas para uma largura de 8,0 mm, que corresponde a um desfasamento de 1,04 mm entre a linha média vertical da chumaceira e o centro de área de meio pistão. A largura da chumaceira influencia a forma como ocorre o apoio no cavilhão alterando a distribuição das tensões nos furos da chumaceira. Na região dos furos de escoamento de óleo do anel raspador a tensão aumenta proporcionalmente ao aumento da largura da chumaceira. As tensões de von Mises na coroa apresentam o valor máximo para a largura de chumaceira de 8,0 mm, no entanto, e apesar de ser a região de temperaturas mais elevadas as tensões não são problemáticas.

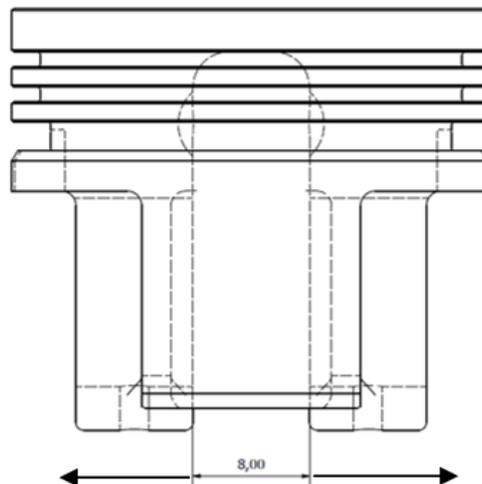


Figura 21 - Esquema do pistão representando a direção do aumento da largura das chumaceiras.

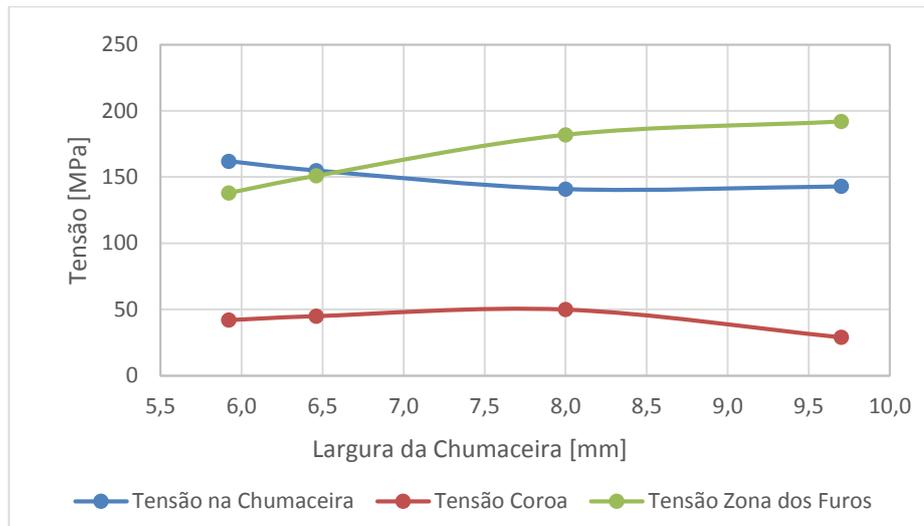


Figura 22 - Resultados das tensões de von Mises variando a largura das chumaceiras.

Na Figura 23 estão apresentadas as temperaturas nas regiões de maiores tensões, variando a largura da chumaceira, sendo possível concluir que as temperaturas decrescem, com o aumento da largura da mesma. Este fenómeno está relacionado com o aumento da massa da peça, que potencia o fenómeno de transferência de calor por condução e devido ao aumento da área de contacto que aumenta a transferência de calor da chumaceira para o cavilhão.

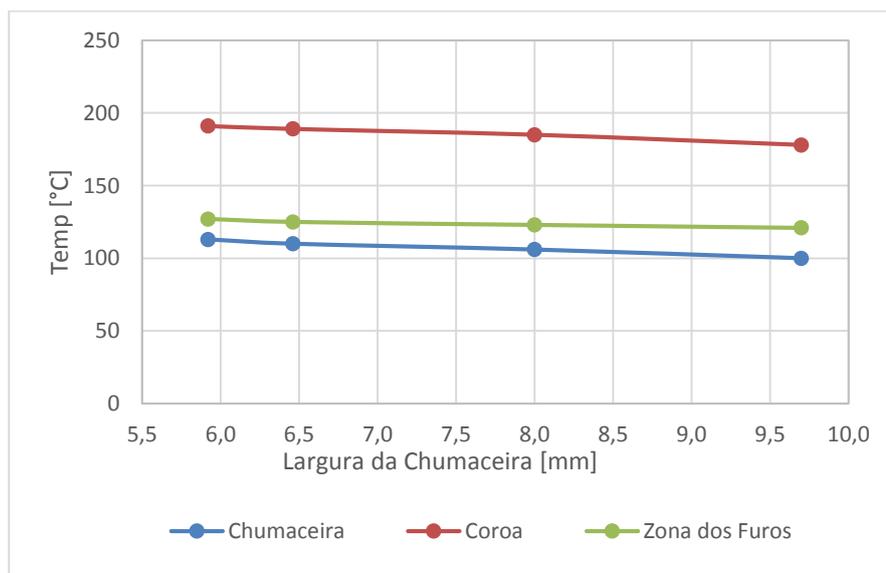


Figura 23 - Resultados das temperaturas variando a largura das chumaceiras.

#### 4.4.2. Diâmetro do cavilhão

Para estudar este parâmetro foi aumentado o diâmetro do cavilhão mantendo o diâmetro interno como metade do diâmetro externo. Para realizar esta alteração foi necessário aumentar a altura total do pistão. Como é possível verificar na Figura 24, as tensões localizadas na chumaceira sofrem uma redução significativa. Isto deve-se principalmente ao aumento da rigidez do cavilhão, que limita a flexão do mesmo.

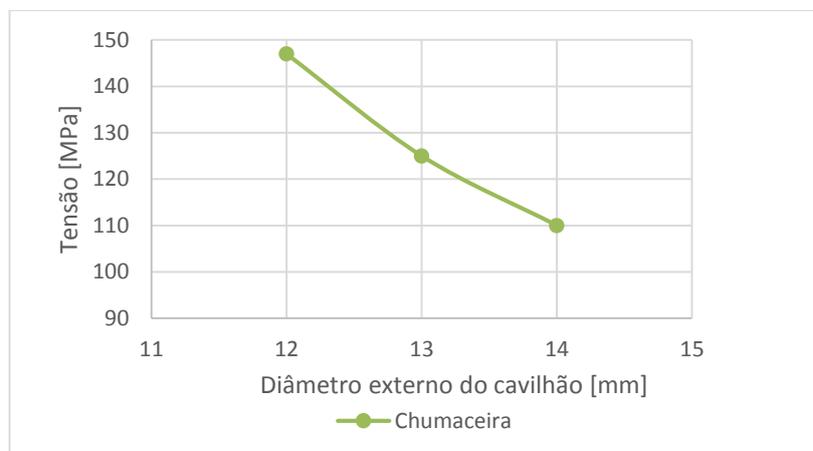


Figura 24 - Resultados de tensões de von Mises variando o diâmetro externo do cavilhão.

Na Figura 25 podemos observar a influência da variação do diâmetro interno nas tensões. Mantendo o diâmetro externo em 13,0 mm enquanto o diâmetro interno aumenta, verifica-se que as tensões na chumaceira são menores quando o diâmetro interno é metade do diâmetro externo. Este diâmetro interno corresponde ao diâmetro que permite a flexão ótima do cavilhão para que os furos da chumaceira apoiem de forma mais uniforme.

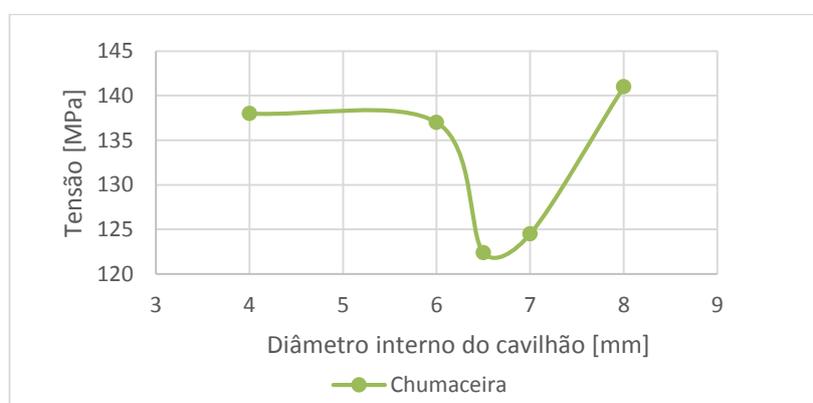


Figura 25 - Resultados de tensões de von Mises variando o diâmetro interno do cavilhão.

### 4.4.3. Cavidades no interior da caixa

Verificou-se que retirar material no interior da caixa do pistão, criando uma cavidade como ilustrado na Figura 26, permite uma melhor acomodação das chumaceiras ao cavilhão, sendo também benéfico para reduzir da massa do pistão. A dimensão e a região onde esta cavidade é criada influência as tensões. A Figura 27 mostra o resultado das tensões obtidas variando a distância entre o interior da coroa e o início da cavidade.

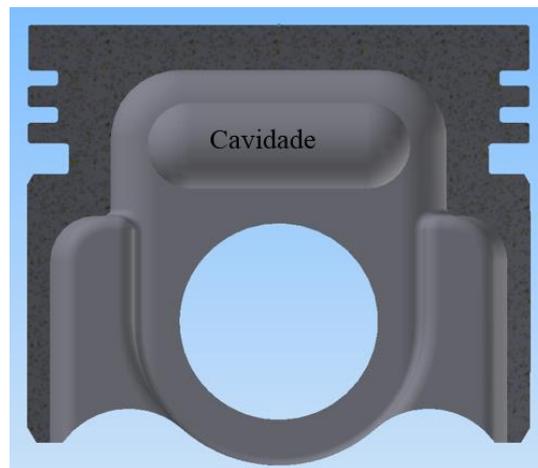


Figura 26 - Pistão com cavidade no seu interior.

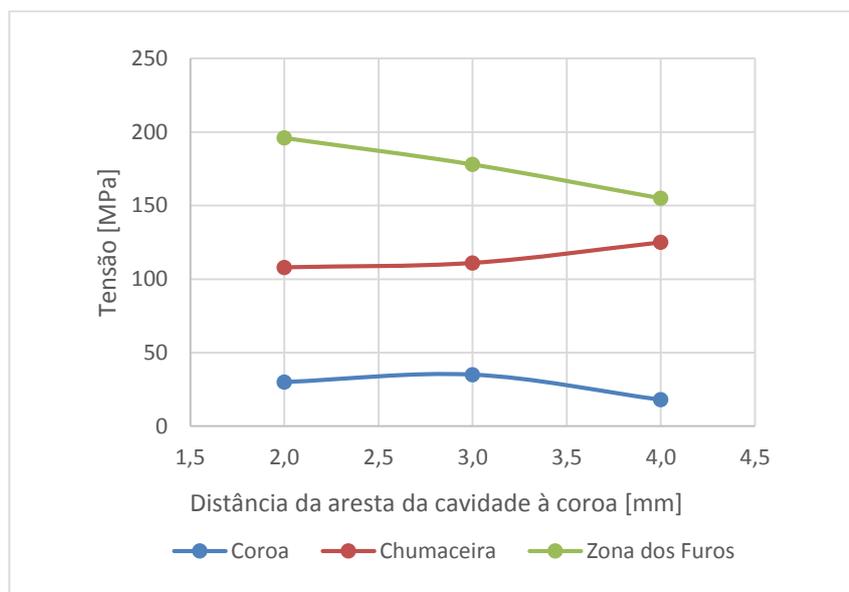


Figura 27 - Resultados de tensões de von Mises variando a posição da cavidade no interior da caixa do pistão.

#### 4.4.4. Furos de escoamento de óleo da caixa do anel raspador

Em todas as simulações estudadas as tensões na região dos furos eram elevadas devido a existirem três furos próximos, intercetando o raio de concordância da caixa do anel raspador, numa zona com pouca espessura de parede. Foram realizadas variações nos furos, tais como aumento e redução do diâmetro, alteração da posição em altura, aumento do afastamento entre furos, e redução do número de furos. No entanto, nenhuma simulação apresentou valores de tensão aceitáveis, pelo que se decidiu utilizar uma conceção semelhante à utilizada pela Peugeot, no motor TU3JP-KFW, presente na Figura 28, onde se colocam os furos de escoamento de óleo, alinhados com o eixo do cavilhão e virados para baixo.

Com esta geometria as tensões de von Mises mais elevadas, e que podem apresentar problemas devido à temperatura local são registadas na chumaceira, no raio de concordância superior da 1ª caixa de anel e no raio de concordância inferior da 3ª caixa de anel.

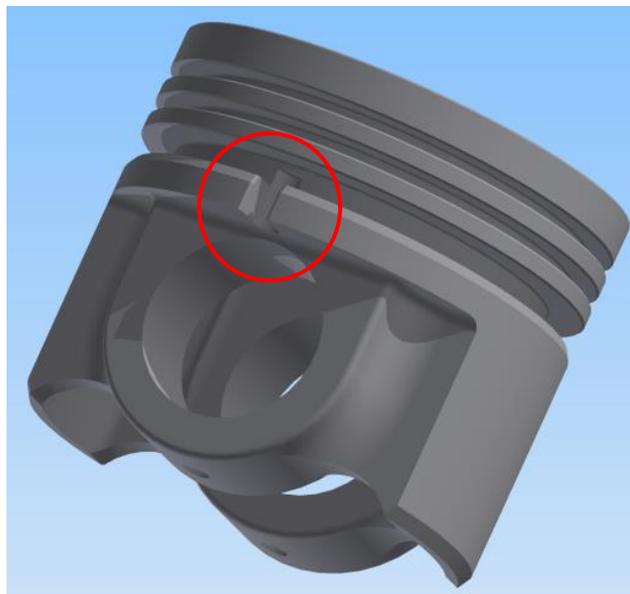


Figura 28 - Pistão com nova conceção de furos de escoamento de óleo.

#### 4.4.5. Espessura da coroa

A zona do raio de concordância superior da 1ª caixa de anel possui temperaturas elevadas, que conjugadas com as tensões aí localizadas, levam a que esta zona seja problemática. Por esta razão, foi analisada a influência da espessura da coroa no meio do pistão e observa-se que a menor tensão é registada para uma espessura de coroa de cerca de 3,0 mm (Figura 29).

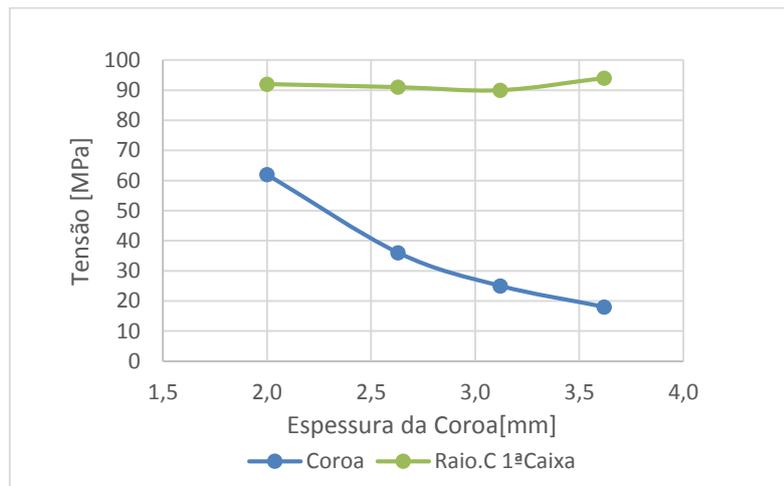


Figura 29 - Resultados de tensões de von Mises variando a espessura do pistão.

#### 4.4.6. Alteração da geometria das paredes que suportam a saia do pistão

Conjugando os parâmetros geométricos que apresentavam menores tensões, estudaram-se diferentes conceções das paredes que suportam a saia, como se ilustra na Figura 30, nomeadamente com inclinação positiva (A), inclinação negativa (B) e ainda a parede em forma de elipse (C).

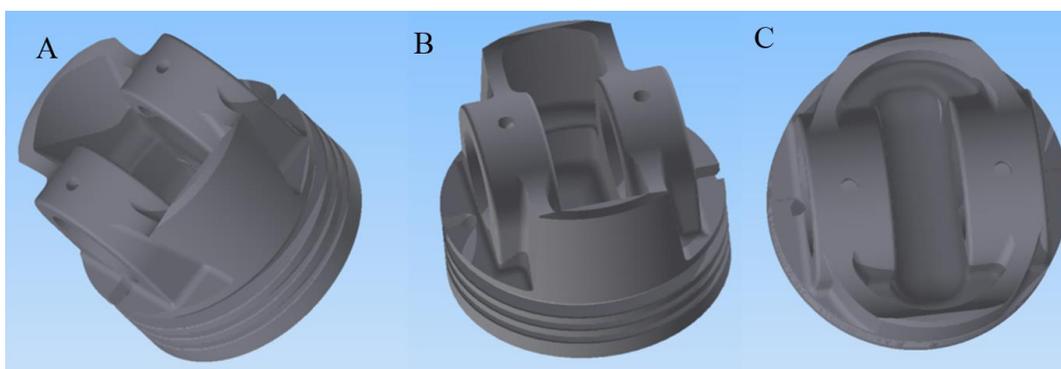
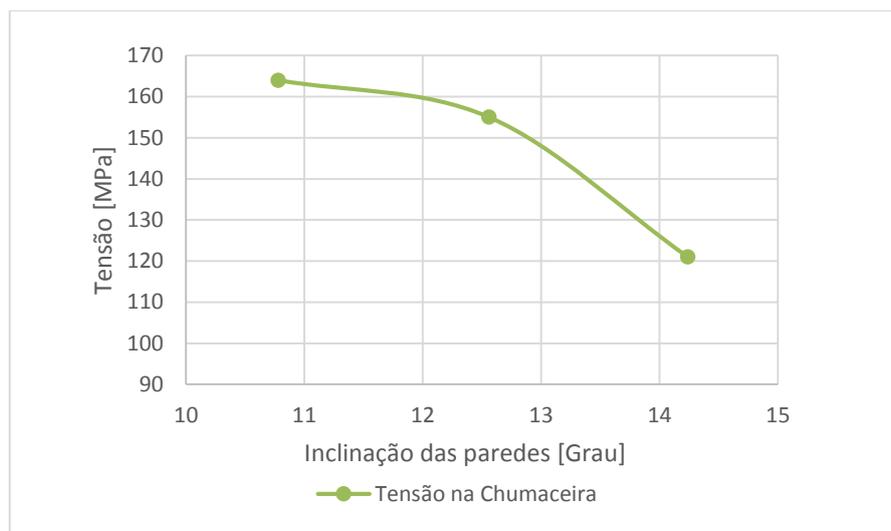


Figura 30 - Geometrias das paredes que suportam a saia.

A geometria com as paredes que suportam a saia com inclinação negativa (B) apresentou valores de tensões na chumaceira elevados, aliando-se ao facto do processo de fabrico ser mais complexo. Excluiu-se a possibilidade de utilização desta geometria, não se realizando mais estudos para esta.

Relativamente à geometria com as paredes que suportam a saia com inclinação positiva (A), foi estudada a influência da inclinação das paredes. Para aumentar a inclinação das paredes foi necessário aumentar a largura da chumaceira, pelo que os resultados apresentados resultam da variação de dois parâmetros conjuntos. Assim, de acordo com a Figura 31, facilmente se conclui que quanto maior a inclinação das paredes, menores são as tensões. Estes parâmetros têm limitações devido ao diâmetro total do pistão e à região destinada para o funcionamento da biela sem interferências, pelo que apenas se pode variar no intervalo estudado.



**Figura 31 - Resultados das tensões de von Mises no furo da chumaceira com a variação da inclinação das paredes que suportam a saia do pistão.**

Na Figura 32, encontra-se ilustrada a influência da geometria das paredes da saia em forma de elipse (C), sendo possível observar que aproximando a elipse do diâmetro nominal do pistão, até um valor de dimensão da elipse no eixo  $x$  de 26,0 mm obtém-se a menor tensão de von Mises. Um valor maior que esta dimensão deixa de ser benéfico, pois é necessário aumentar a largura da chumaceira, que como estudado anteriormente se traduz num aumento das tensões de von Mises.



**Figura 32 - Resultados das tensões de von Mises no furo da chumaceira com a variação da dimensão no eixo x da elipse**

## 5. ANÁLISE DE RESULTADOS

Conjugando os diferentes parâmetros anteriormente analisados, foram determinadas algumas geometrias com valores de tensões parecidos. Mantendo as mesmas solicitações foi feita uma análise comparativa destas geometrias e dos materiais utilizados.

### 5.1. Análise de tensões

Para determinar o coeficiente de segurança estático das tensões,  $n_y$ , foi utilizado o critério de Langer, que é dado pela Equação (5.1) (Budynas e Nisbett, 2008).

$$n_y = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{s_y} \quad (5.1)$$

### 5.2. Análise de tensões à fadiga

O pistão encontra-se sujeito a cargas que variam com o tempo, pelo que foi necessário realizar um estudo de prevenção de ruína por fadiga. De acordo com Budynas e Nisbett (2008) a ruína por fadiga é provocada pela nucleação e pela propagação lenta, de fissuras que aparecem na peça submetida a tensões dinâmicas.

O ciclo de tensão de fadiga traduz, a variação da tensão aplicada com o tempo ou com o número de ciclos de aplicação da carga. Por questão de simplificação, no estudo de fadiga utilizou-se um ciclo de fadiga pulsante onde a tensão mínima é zero.

No ciclo de tensão a amplitude de tensão é definida como a diferença entre a tensão máxima,  $\sigma_{\text{máx}}$ , e a tensão média,  $\sigma_m$ . A tensão média é dada pela Equação (5.2).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{min}}}{2} \quad (5.2)$$

A amplitude de tensão,  $\sigma_a$ , é dada pela Equação (5.3).

$$\sigma_a = \sigma_{\text{máx}} - \sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{min}}}{2} \quad (5.3)$$

E a gama de tensões,  $\Delta\sigma$ , é dada pela Equação (5.4).

$$\Delta\sigma = 2\sigma_a = \sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{min}} \quad (5.4)$$

A tensão média é geralmente quantificada pela razão de tensões,  $R$ , definida na Equação (5.5).

$$R = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{máx}}} \quad (5.5)$$

Outro parâmetro que quantifica o efeito de tensão média,  $A$ , é dado pela Equação (5.6).

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (5.6)$$

Os ensaios para obtenção das tensões de limite de fadiga, são realizados em laboratório em condições perfeitamente controladas, pelo que esse valor deve ser corrigido para que este se aproxime das condições de operação a que o pistão está sujeito. Logo a equação da tensão limite de fadiga, nas condições de operação,  $S_e$ , é dada pela Equação (5.7), onde  $K_a$  é o coeficiente de modificação de acabamento superficial da peça,  $K_b$  é o coeficiente de modificação de dimensão,  $K_c$  é o coeficiente de modificação de carga,  $K_d$  é o coeficiente de modificação de temperatura,  $K_e$  é o coeficiente de fiabilidade,  $K_f$  é o coeficiente de concentração de tensões à fadiga e  $S'_e$  é a tensão de limite de fadiga obtida em ensaios de flexão alternada em máquina rotativa (Budynas e Nisbett, 2008).

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e \quad (5.7)$$

No cálculo analítico consideramos os seguintes valores para os coeficientes:

- $K_a = 0,985$

Para determinar  $K_a$  utilizou-se a Equação (5.8), onde  $K_t$  é o fator de concentração de tensões devido à rugosidade da superfície do alumínio.

$$K_a = \frac{1}{K_t} \quad (5.8)$$

O fator de concentração de tensões devido à rugosidade da superfície do alumínio,  $K_t$ , estimado por Li *et al.* (1992) está apresentado na Equação (5.9), onde  $R_t$  é a distância vertical entre o pico mais alto e o vale mais profundo no comprimento de medição e  $D_p$  é a distância horizontal média entre dois picos consecutivos.

$$K_t = 1 + 4 \left( \frac{R_t}{D_p} \right)^{1,3} \quad (5.9)$$

Com um valor de  $R_t$  de 0,50  $\mu\text{m}$  e um valor de  $D_p$  de 36,0  $\mu\text{m}$ , que representa a rugosidade nas zonas do pistão com menor coeficiente de segurança, furo da chumaceira e raios de concordância das caixas dos anéis,  $K_a = 0,985$ .

- $K_b = 1,0$  pois trata-se de um esforço axial;
- $K_c = 0,85$  pois trata-se de um esforço axial;
- $K_d = 1,0$  pois já se tem em consideração a temperatura no cálculo das tensões;
- $K_e = 0,81$  considerando uma fiabilidade de 99 %;
- $K_f = 1,0$  pois já se tem em consideração o efeito de concentração de tensões no cálculo das tensões;

Para os valores de  $S'_e$  foi tido em conta as tensões de limite de fadiga dos materiais presentes nas Tabelas 14 e 15.

Para verificar se as tensões obtidas não eram demasiado elevadas para ocorrer a rotura por fadiga, foi utilizado o critério de falha designado por *ASME-elliptic*, cujo coeficiente de segurança,  $n_{ASME}$  é dado pela Equação (5.8),  $S_e$  é a tensão limite de fadiga nas condições de funcionamento do pistão e  $S_y$  é a tensão de cedência do material (Budynas e Nisbett, 2008).

$$n_{fASME} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2}} \quad (5.10)$$

### 5.3. Análise comparativa das geometrias da saia

Utilizando sempre as mesmas solicitações com o material M124, foi feita uma análise das geometrias que apresentaram os valores de tensões de von Mises mais baixos.

Tendo por base o coeficiente de segurança determinado pelo critério de Langer e o coeficiente de segurança à fadiga determinado pelo critério de ASME, podemos observar que para um diâmetro de cavilhão de 13,0 mm, os melhores resultados ainda que residualmente são obtidos para a geometria que apresenta a saia inclinada. No entanto, a massa correspondente ao conjunto do cavilhão e do pistão com as paredes da saia inclinada é superior à do pistão de paredes direitas, aliado ao facto que nesta geometria a área de contacto entre a saia do pistão e o cilindro é superior ao pistão de paredes direitas, o que pode aumentar o atrito entre os componentes, tornando o pistão com paredes direitas o melhor.

Em relação ao cavilhão de 14,0 mm, o pistão de paredes direitas é o que apresenta melhores resultados relativamente aos coeficientes de segurança, massa e área da saia.

Tabela 7 - Comparação de coeficientes de segurança, massa e área da saia para várias geometrias.

Paredes que suportam a saia		Direita		Inclinada		Elíptica	
Diâmetro ext. cavilhão [mm]		13,0	14,0	13,0	14,0	13,0	14,0
Coroa	$n_y$ [Langer]	9,04	10,00	9,38	9,45	10,26	11,34
	$n_f$ [ASME]	5,31	5,85	5,49	5,55	5,95	6,59
Raio de conc. cima 1ª caixa	$n_y$ [Langer]	1,89	1,94	1,92	1,89	1,98	1,93
	$n_f$ [ASME]	1,08	1,11	1,10	1,09	1,13	1,10
Raio de conc. baixo 3ª caixa	$n_y$ [Langer]	2,09	1,99	2,02	1,96	2,04	2,20
	$n_f$ [ASME]	1,15	1,09	1,11	1,08	1,14	1,21
Furo da chumaceira	$n_y$ [Langer]	1,88	2,03	1,89	1,79	1,84	1,85
	$n_f$ [ASME]	1,03	1,11	1,04	0,99	1,01	1,02
Cavilhão	$n_y$ [Langer]	1,81	1,96	1,81	1,99	1,82	2,01
Massa do conjunto pistão e cavilhão [kg]		0,050	0,053	0,052	0,056	0,056	0,058
Área da saia [mm <sup>2</sup> ]		460,10		597,06		509,24	

## 5.4. Análise comparativa dos materiais

Uma vez que as geometrias analisadas utilizando o material M124, apresentam coeficientes de segurança à fadiga muito reduzidos e não sendo possível efetuar mais alterações geométricas que apresentem melhorias significativas, foi necessário encontrar um material que melhor se adeque ao fabrico do pistão. Assim, foi estudada a geometria com as paredes da saia direitas, com diâmetro do cavilhão de 13,0 e 14,0 mm, para dois materiais destinados ao fabrico por fundição, designados por M124 e M142, cujas propriedades mecânicas se encontram presentes na tabela 14 e um material utilizado no processo de fabrico por forjamento, designado por M-SP25, cujas propriedades se encontram apresentadas na tabela 15. Analisando a Tabela 8, foi concluído que o melhor material a utilizar no fabrico do pistão é o M-SP25, sendo possível utilizar um cavilhão de 13,0 mm.

**Tabela 8 - Comparação de coeficientes de segurança e massa para a mesma geometria utilizando dois diâmetros de cavilhão e materiais diferentes.**

Material		M124		M142		M-SP25	
Diâmetro ext. cavilhão [mm]		13,0	14,0	13,0	14,0	13,0	14,0
Coroa	$n_y$ [Langer]	9,04	10,00	9,22	10,22	15,08	16,41
	$n_f$ [ASME]	5,31	5,85	5,61	6,20	7,54	8,21
Raio de conc. cima 1ª caixa	$n_y$ [Langer]	1,89	1,94	2,02	1,95	3,37	3,24
	$n_f$ [ASME]	1,08	1,11	1,20	1,15	1,69	1,62
Raio de conc. baixo 3ª caixa	$n_y$ [Langer]	2,09	1,99	1,97	1,88	3,30	3,14
	$n_f$ [ASME]	1,15	1,09	1,13	1,07	1,66	1,58
Furo da chumaceira	$n_y$ [Langer]	1,88	2,03	1,87	2,00	2,91	3,15
	$n_f$ [ASME]	1,03	1,11	1,06	1,13	1,47	1,59
Cavilhão	$n_y$ [Langer]	1,81	1,96	1,82	1,97	1,81	1,96
Massa do conjunto pistão e cavilhão [kg]		0,050	0,053	0,051	0,055	0,051	0,054

## 5.5. Apresentação de resultados para a geometria final

Devido aos bons resultados o material M-SP25 será considerado no fabrico do pistão. Foram realizadas pequenas alterações para reduzir a massa do pistão e otimizar o seu funcionamento, obtendo assim a geometria final.

A Figura 33 mostra o perfil de temperaturas obtidas no *software* de simulação para a geometria estudada. A temperatura máxima obtida foi de 181°C na coroa do pistão e uma temperatura mínima de 85 °C na saia do pistão.

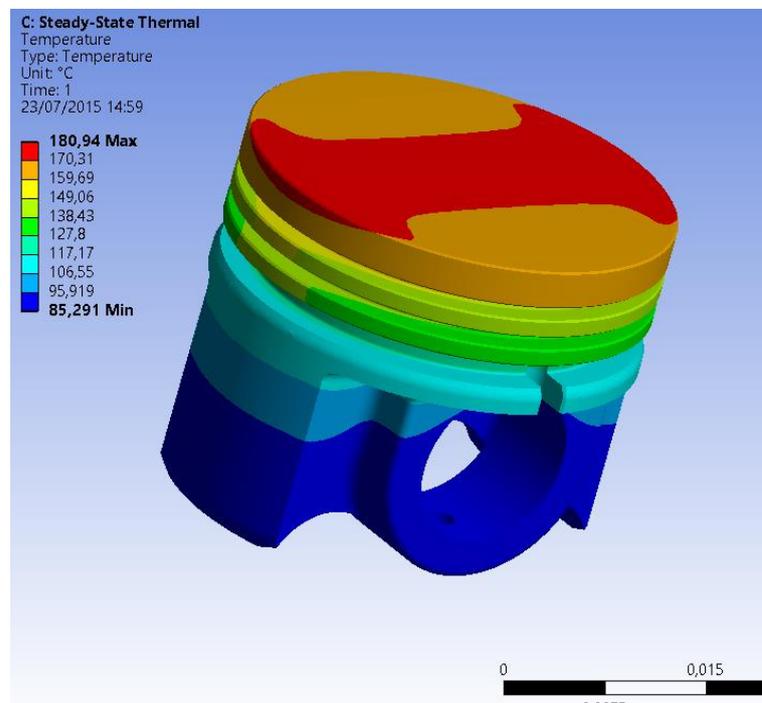


Figura 33 - Distribuição de temperaturas da geometria final do pistão.

A Figura 34 mostra a distribuição das tensões de von Mises, onde se observa que a tensão máxima de 130,0 MPa ocorre nos furos da chumaceira. No entanto, as tensões nesta região não são tão elevadas como se verifica nos resultados, devido à existência de uma película de lubrificante entre os furos da chumaceira e o cavilhão, que amortece a forma como os dois componentes contactam.

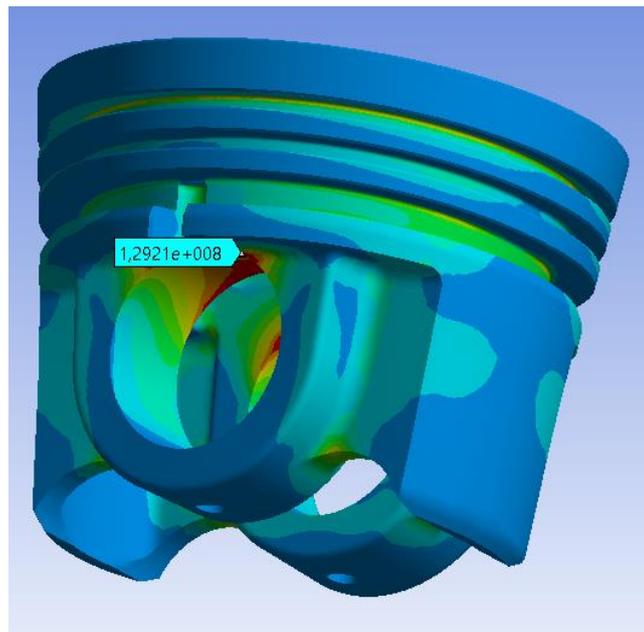


Figura 34 - Distribuição das tensões de von Mises na geometria final do pistão.

Na Tabela 9 estão apresentados os resultados de temperaturas máximas, tensões de von Mises máximas e coeficientes de segurança mínimos para as regiões mais solicitadas do pistão, massa do conjunto pistão e cavilhão e área da saia.

Tabela 9 - Resultados dos estudos realizados para a geometria final.

Material		M-SP25
Coroa	Tensão [MPa]	30,65
	Temperatura [°C]	181,0
	$n_y$ [Langer]	8,68
	$n_f$ [ASME]	4,34
Raio de conc. cima 1 <sup>a</sup> caixa	Tensão [MPa]	83,41
	Temperatura [°C]	164,9
	$n_y$ [Langer]	2,98
	$n_f$ [ASME]	1,50
Raio de conc. baixo 3 <sup>a</sup> caixa	Tensão [MPa]	114,5
	Temperatura [°C]	123,9
	$n_y$ [Langer]	3,47
	$n_f$ [ASME]	1,74
Furo da chumaceira	Tensão [MPa]	130
	Temperatura [°C]	104,9
	$n_y$ [Langer]	2,76
	$n_f$ [ASME]	1,39
Cavilhão	Tensão [MPa]	248,8
	$n_y$ [Langer]	1,81
Massa do conj. pistão e cavilhão [kg]		0,0491
Área total da saia [mm <sup>2</sup> ]		453,3

## 5.6. Deformações máximas radiais

As solicitações térmicas e mecânicas proporcionam deformação da peça. A fim de evitar problemas de interferência e consequente gripagem do pistão, assim como garantir que a saia do pistão em condições de funcionamento mantém a geometria estudada, foi realizada uma correção da geometria, Tabela 10, subtraindo as deformações radiais aos diâmetros determinados para cada coordenada axial no capítulo 3. Na Figura 35 encontra-se a representação gráfica da geometria do pistão definida e a sua correção.

### 5.6.1. Correção da geometria

**Tabela 10 - Correção da geometria, subtraindo os valores de deformações radiais, obtidos na simulação FEA da geometria final, utilizando o material M-SP25.**

	<b>Coordenada axial [mm]</b>	<b><math>R_{nfinal}</math> [mm]</b>	<b>Deformação radial [mm]</b>	<b><math>R_{ncorrigido}</math> [mm]</b>
<b>Top land</b>	0,00	16,400	0,059	16,341
<b>Top land</b>	3,00	16,400	0,059	16,341
<b>1ª Land</b>	4,00	16,410	0,051	16,359
<b>1ª Land</b>	5,43	16,410	0,051	16,359
<b>2ª Land</b>	6,43	16,425	0,045	16,380
<b>2ª Land</b>	7,83	16,425	0,045	16,380
<b>Zona de baixo da 3ª caixa</b>	10,53	16,472	0,036	16,436
<b>Ponto 1 da saia</b>	13,00	16,477	0,033	16,444
<b>Ponto 2 da saia</b>	16,00	16,480	0,029	16,450
<b>Ponto 3 da saia</b>	20,00	16,479	0,024	16,455
<b>Ponto 4 da saia</b>	23,00	16,476	0,021	16,455
<b>Ponto 5 da saia</b>	26,62	16,466	0,017	16,449

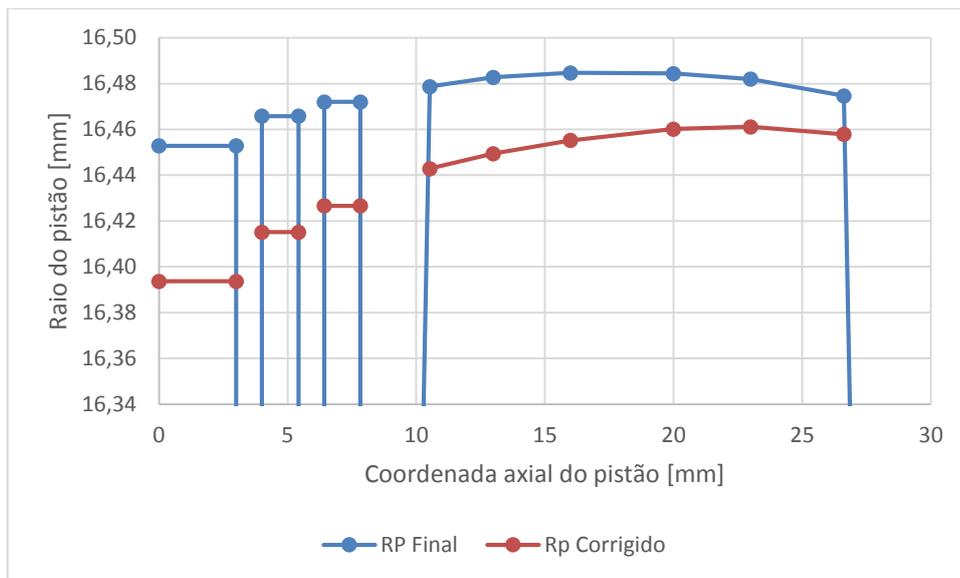


Figura 35 - Apresentação da forma do pistão, efetuando a correção das deformações radiais.

## 5.7. Caracterização da geometria final do pistão

Na Tabela 11 encontram-se descritas as principais dimensões da geometria do pistão final (Figura 36).

Nas Figuras 39, 40 e 41 no Apêndice A estão os desenhos de fabrico do pistão e do cavilhão com a geometria final.

Tabela 11 - Caracterização da geometria final do pistão.

Sigla da dimensão	Dimensão (mm)
<i>D</i>	32,94
<i>KH</i>	18,37
<i>GL</i>	27,62
<i>S</i>	3,00
<i>SL</i>	17,76
<i>UL</i>	9,25
<i>BO</i>	13,00
<i>AA</i>	8,00
<i>DL</i>	9,22



**Figura 36 - Geometria final do pistão**

## 6. CONCLUSÕES

O estudo feito nesta dissertação conseguiu cumprir os objetivos de dimensionar um pistão que permita suportar as solicitações para a configuração do novo motor.

Foram criados programas em formato Excel, para determinar os coeficientes globais de transferência de calor, abaulamento da saia do pistão, e verificar os coeficientes de segurança das tensões.

O estudo realizado para determinar os coeficientes globais de transferência de calor em cada região do pistão, foi importante para determinar o perfil de temperaturas com precisão.

Foi realizado o abaulamento da saia do pistão, que é uma conceção importante para reduzir o atrito do componente sobre o cilindro.

Foi avaliada a influência das solicitações térmicas e mecânicas sobre várias geometrias do pistão, através das temperaturas e tensões de von Mises. Concluiu-se que os furos de escoamento de óleo da caixa do anel raspador de óleo, presentes na geometria do pistão atualmente em funcionamento no motor M3165-II, constituem uma zona crítica de ruína, pelo que foi alterada a forma como é realizado o escoamento.

Verificou-se a influência da utilização de três materiais diferentes tipicamente utilizados no fabrico de pistões, onde foi possível concluir que a liga destinada a forjamento, designada por M-SP25 e muito utilizada em motores destinados à competição, foi a que permitiu obter melhores resultados, o que se compreende devido às pressões dos gases na câmara de combustão que ocorrem no motor M3165-II.

Da análise das alterações geométricas e dos materiais utilizados determinou-se a geometria do pistão final, com a correção da geometria através da subtração das deformações radiais. As dimensões principais estão descritas na Tabela 11, e os desenhos de fabrico estão nas Figuras 39, 40 e 41 no Apêndice A.

Como trabalhos futuros, poderão realizar-se análises das tensões, contabilizando as solicitações presentes nas caixas de anéis, e deve ainda considerar-se a utilização de arrefecimento forçado do pistão através do fluido lubrificante.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANSYS, Inc. (2012). *ANSYS Mechanical APDL Introductory Tutorials*. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc.
- Budynas, R. G. Nisbett, J. K. (2008). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 9th Edition.
- Carvalho, P. and Gonçalves, P. (2006). *FEA of Two Engine Pistons made of Aluminium Cast Alloy A390 and Ductile Iron 65-45-12 Under Service Conditions*. 5th International Conference on Mechanics and Materials in Design. Porto. Portugal. 24-26 July 2006.
- Gonçalves, P. F. (2008). *Concepção de um Motor de Combustão Interna para um Veículo Automóvel de Extra-baixo Consumo de Combustível*. Tese de mestrado. DEM – FCTUC. Coimbra.
- Incropera, F. P. and DeWitt, D. P. (1996). *Introduction to Heat Transfer*. 3rd edition: John Wiley and Sons.
- MAHLE GmbH. (Ed.) (2012). *Pistons and engine testing*. 1st Edition. Stuttgart: MAHLE GmbH.
- Van Basshuysen, R. and Schäfer, F. (Eds.). (2004). *Internal Combustion Engine Handbook*. 1st Edition. Warrendale, PA: SAE International.
- Li, J.K., Mei, Y., Wang, D., Wang, R. (1992). *An analysis of stress concentration caused by shot peening and its application in predicting fatigue strength*. Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct., vol. 152, p. 1271-1279.



## ANEXO A

### A.1. COMPOSIÇÃO QUÍMICA DAS LIGAS DE ALUMÍNIO UTILIZADAS NA PRODUÇÃO DE PISTÕES.

Tabela 12 - Composição química das ligas de alumínio MAHLE M142, M145, M174+ e M-SP25.

	<b>M142</b>	<b>M145</b>	<b>M174+</b>	<b>M-SP25</b>
	AlSi12Cu3Ni2Mg	AlSi15Cu3Ni2Mg	AlSi12Cu4Ni2Mg	AlCu2,5Mg1,5FeNi
<b>Si</b>	11-13	14-16	11-13	máx. 0,25
<b>Cu</b>	2,5-4	2,5-4	3-5	1,8-2,7
<b>Mg</b>	0,5-1,2	0,5-1,2	0,5-1,2	1,2-1,8
<b>Ni</b>	1,75-3	1,75-3	1-3	0,8-1,4
<b>Fe</b>	máx. 0,7	máx. 0,7	máx. 0,7	0,9-1,4
<b>Mn</b>	máx. 0,3	máx. 0,3	máx. 0,3	máx. 0,2
<b>Ti</b>	máx. 0,2	máx. 0,2	máx. 0,2	máx. 0,2
<b>Zn</b>	máx. 0,3	máx. 0,3	máx. 0,3	máx. 0,1
<b>Zr</b>	máx. 0,2	máx. 0,2	máx. 0,2	-
<b>V</b>	máx. 0,18	máx. 0,18	máx. 0,18	-
<b>Cr</b>	máx. 0,05	máx. 0,05	máx. 0,05	-
<b>Al</b>	Restante	Restante	Restante	Restante

Tabela 13 - Composição química das ligas de alumínio MAHLE M124, M126, M138 e M244.

	<b>M124</b>	<b>M126</b>	<b>M138</b>	<b>M244</b>
	AlSi12CuMgNi	AlSi16CuMgNi	AlSi18CuMgNi	AlSi25CuMgNi
<b>Si</b>	11-13	14,8-18,0	17,0-19,0	23,0-26,0
<b>Cu</b>	0,8-1,5	0,8-1,5	0,8-1,5	0,8-1,5
<b>Mg</b>	0,8-1,3	0,8-1,3	0,8-1,3	0,8-1,3
<b>Ni</b>	0,8-1,3	0,8-1,3	0,8-1,3	0,8-1,3
<b>Fe</b>	máx. 0,7	máx. 0,7	máx. 0,7	máx. 0,7
<b>Mn</b>	máx. 0,3	máx. 0,2	máx. 0,2	máx. 0,2
<b>Ti</b>	máx. 0,2	máx. 0,2	máx. 0,2	máx. 0,2
<b>Zn</b>	máx. 0,3	máx. 0,3	máx. 0,3	máx. 0,2
<b>Cr</b>	máx. 0,05	máx. 0,05	máx. 0,05	máx. 0,6
<b>Al</b>	Restante	Restante	Restante	Restante

## A.2. PROPRIEDADES DAS LIGAS DE ALUMÍNIO UTILIZADAS NA PRODUÇÃO DE PISTÕES.

Tabela 14 - Propriedades físicas e mecânicas das ligas de alumínio utilizadas para fundição pela MAHLE.

Descrição	T [°C]	M124		M126, M138		M142, M145, M174		M244	
<b>Dureza HB10</b>	20	90	130	90	130	100	140	90	130
<b>Tensão de rotura <math>S_{ut}</math> [MPa]</b>	20	200	250	180	220	200	280	170	210
	150	180	200	170	200	180	240	160	180
	250	90	110	80	110	100	120	70	100
	350	35	55	35	55	45	65	35	55
<b>Tensão de cedência <math>S_y</math> [MPa]</b>	20	190	230	170	200	190	260	170	200
	150	170	210	150	180	170	220	130	180
	250	70	100	70	100	80	110	70	100
	350	20	30	20	40	35	60	30	50
<b>Alongamento à fratura <math>A</math> [%]</b>	20	<1		1		<1		0,1	
	150	1		1		<1		0,4	
	250	3		1,5		1,5	2	0,5	
	350	10		5		7	9	2	
<b>Tensão limite de fadiga <math>S'_e</math> [MPa]</b>	20	90	110	80	100	100	110	70	90
	150	75	85	60	75	80	90	55	70
	250	45	50	40	50	50	55	40	50
	350	20	25	15	25	35	40	15	25
<b>Módulo de Young <math>E</math> [MPa]</b>	20	80000		84000		84000	85000	900000	
	150	77000		80000		79000	80000	850000	
	250	72000		75000		75000	76000	810000	
	350	65000		75000		70000	71000	760000	
<b>Condutibilidade térmica <math>\lambda</math> [W/m·K]</b>	20	145		140		130	135	135	
	350	155		150		140	145	145	
<b>Coefficiente de expansão térmica linear <math>\alpha</math> [<math>10^{-6}</math> m/m·K]</b>	20-100	19,6		18,6		18,5	19,5	18,3	
	20-200	20,6		19,5		19,5	20,5	19,3	
	20-300	21,4		20,2		20,5	21,2	20	
	20-400	22,1		20,8		21	21,8	20,7	
<b>Massa volúmica <math>\rho</math> [g/cm<sup>3</sup>]</b>	20	2,68		2,67		2,75	2,79	2,65	
<b>Taxa de desgaste relativa</b>		1		0,8		0,85	0,9	0,6	

**Tabela 15 – Propriedades físicas e mecânicas das ligas de alumínio utilizadas para forjamento pela MAHLE.**

Descrição	T [°C]	M124P		M142P		M-SP25	
<b>Dureza HB10</b>	20	100	125	100	140	120	150
<b>Tensão de rotura <math>S_{ur}</math> [MPa]</b>	20	300	370	300	370	350	450
	150	250	300	270	310	350	400
	250	80	140	100	140	130	240
	350	50	100	60	100	75	150
<b>Tensão de cedência <math>S_y</math> [MPa]</b>	20	280	340	280	340	320	400
	150	220	280	230	280	280	340
	250	60	120	70	120	90	230
	350	30	70	45	70	50	90
<b>Alongamento à fratura <math>A</math> [%]</b>	20	<1		1		8	
	150	4		2		9	
	250	20		6		12	
	350	30		20		12	
<b>Tensão limite de fadiga <math>S'_e</math> [MPa]</b>	20	110	140	110	140	120	150
	150	90	120	100	125	110	135
	250	45	55	50	60	55	75
	350	30	40	40	50	40	60
<b>Módulo de Young <math>E</math> [MPa]</b>	20	80000		84000		73500	
	150	77000		79000		68500	
	250	72000		75000		64000	
	350	69000		73000		62000	
<b>Condutibilidade térmica <math>\lambda</math> [W/m·K]</b>	20	155		140		140	
	150					155	
	250					165	
	300	165		150		170	
<b>Coefficiente de expansão térmica linear <math>\alpha</math> [<math>10^{-6}</math> m/m·K]</b>	20-100	19,6		19,2		22,4	
	20-200	20,6		20,5		24	
	20-300	21,4		21,1		24,9	
<b>Massa volúmica <math>\rho</math> [g/cm<sup>3</sup>]</b>	20	2,68		2,77		2,77	
<b>Taxa de desgaste relativa</b>		1		0,8		1,3	



16MnCrS5 1.7139 EN 10277-4: 2008		Lucefin Group															
size mm	Soft annealing +A +SH Peeled-reeled, ground +SL	Soft annealing +A +C Cold-drawn	Heat treatment +FP +SH for pearlite / ferrite structure Peeled-reeled, ground	Heat treatment +FP +C for pearlite / ferrite structure Cold-drawn													
from	to	HB max	HB max	HB	HB												
5 <sup>a)</sup>	10		260														
10	16		250														
16	40	207	245	140-187	140-240												
40	63	207	240	140-187	140-235												
63	100	207	240	140-187	140-235												
<sup>a)</sup> for thickness < 5 mm, hardness values should be agreed before order placement																	
Forged UNI 8550: 1984. Use only as reference																	
size mm		Testing at room temperature															
from	to	R	Rp 0.2	A%	Kcu	HB											
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup> min	min (L)	J min (L)	for inform.											
	11	1030-1375	735	8	25	311-395											
11	25	785-1080	540	9	30	234-327											
25	50	685-930	490	10	30	209-278											
Mechanical properties obtained on test blanks after core hardening + stress-relieving L = longitudinal																	
EN 10084: 2008 Jominy test HRC grain size G 5 min.																	
mm distance from quenched end																	
	1.5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40	45	50	H	
min	39	36	31	28	24	21											normal
max	47	46	44	41	39	37	35	33	31	30	29	28	27				
min	42	39	35	32	29	26	24	22	20								HH
max	47	46	44	41	39	37	35	33	31	30	29	28	27				
min	39	36	31	28	24	21											HL
max	44	43	40	37	34	32	30	28	26	25	24	23	22				
Thermal Expansion		10 <sup>-6</sup> .K <sup>-1</sup>	▶	11.1	12.1	12.9	13.5	13.9									
Mod. of Elasticity long.		GPa		210													
Mod. of Elasticity tang.		GPa		80													
Specific Heat Capacity		J/(Kg.K)		460													
Thermal Conductivity		W/(m.K)		41													
Density		Kg/dm <sup>3</sup>		7.85													
Specific Electric Resist.		Ohm.mm <sup>2</sup> /m		0.16													
Electrical Conductivity		Siemens.m/mm <sup>2</sup>		6.25													
°C				20	100	200	300	400	500								
The symbol ▶ indicates temperature between 20 °C and 100 °C, 20 °C and 200 °C ...																	
EUROPE	ITALY	CHINA	GERMANY	FRANCE	U.K.	RUSSIA	USA										
EN	UNI	GB	DIN	AFNOR	B.S.	GOST	AISI/SAE										
16MnCr5	16MnCr5	15CrMn	16MnCr5	16MC		16HG	5115										

	<p>Structure of hot-rolled annealed steel (+A) and subsequently cold-drawn (+C)</p> <p>x1000</p>
---	--

THE DATA CONTAINED HEREIN ARE INTENDED AS REFERENCE ONLY AND ARE SUBJECT TO CONSTANT CHANGE. LUCEFIN S.P.A. DISCLAIMS ANY AND ALL LIABILITY FOR ANY CONSEQUENCES THAT MAY RESULT FROM THEIR USE.

Figura 38 - Continuação das propriedades do aço de cementação 16MnCr5.



# APÊNDICE A

## A.1. DESENHOS DE FABRICO DO PISTÃO

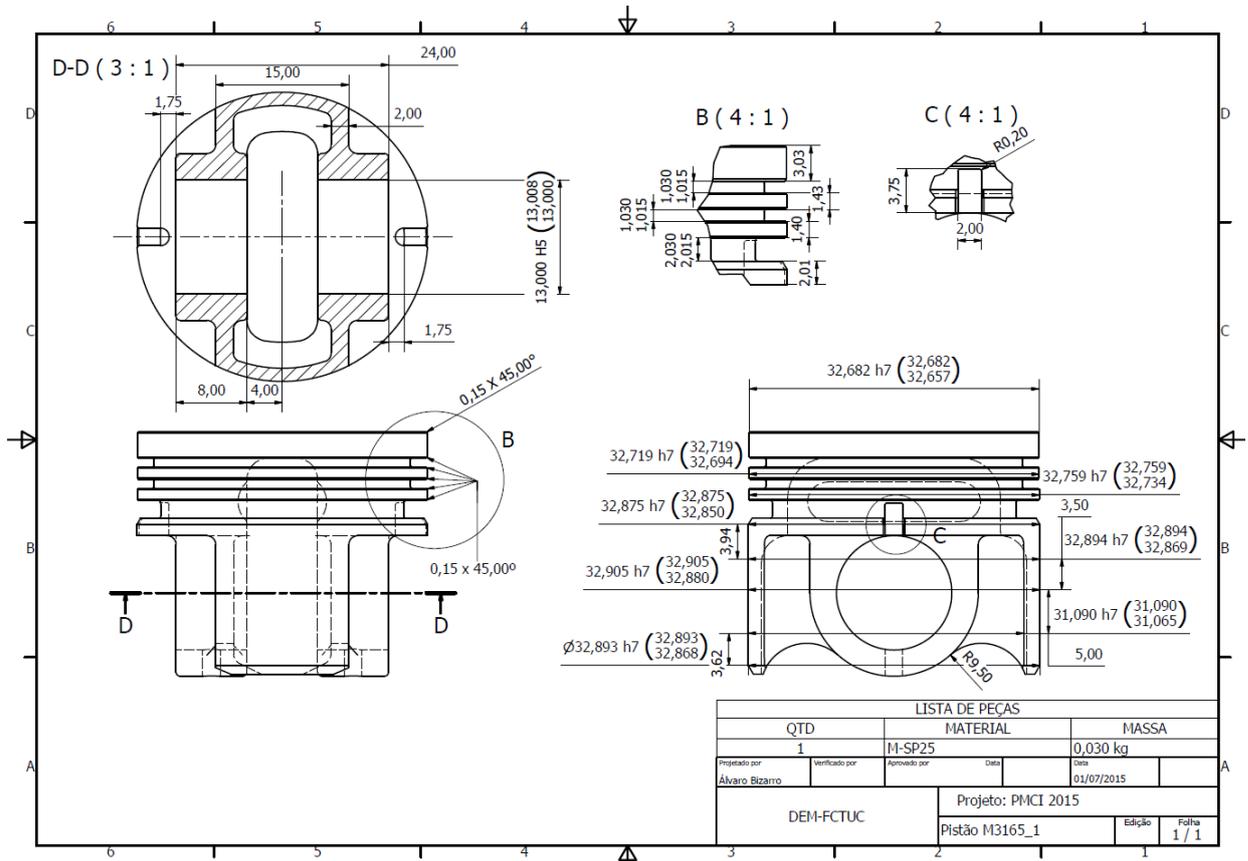


Figura 39 - Desenho 1 de fabrico do pistão.

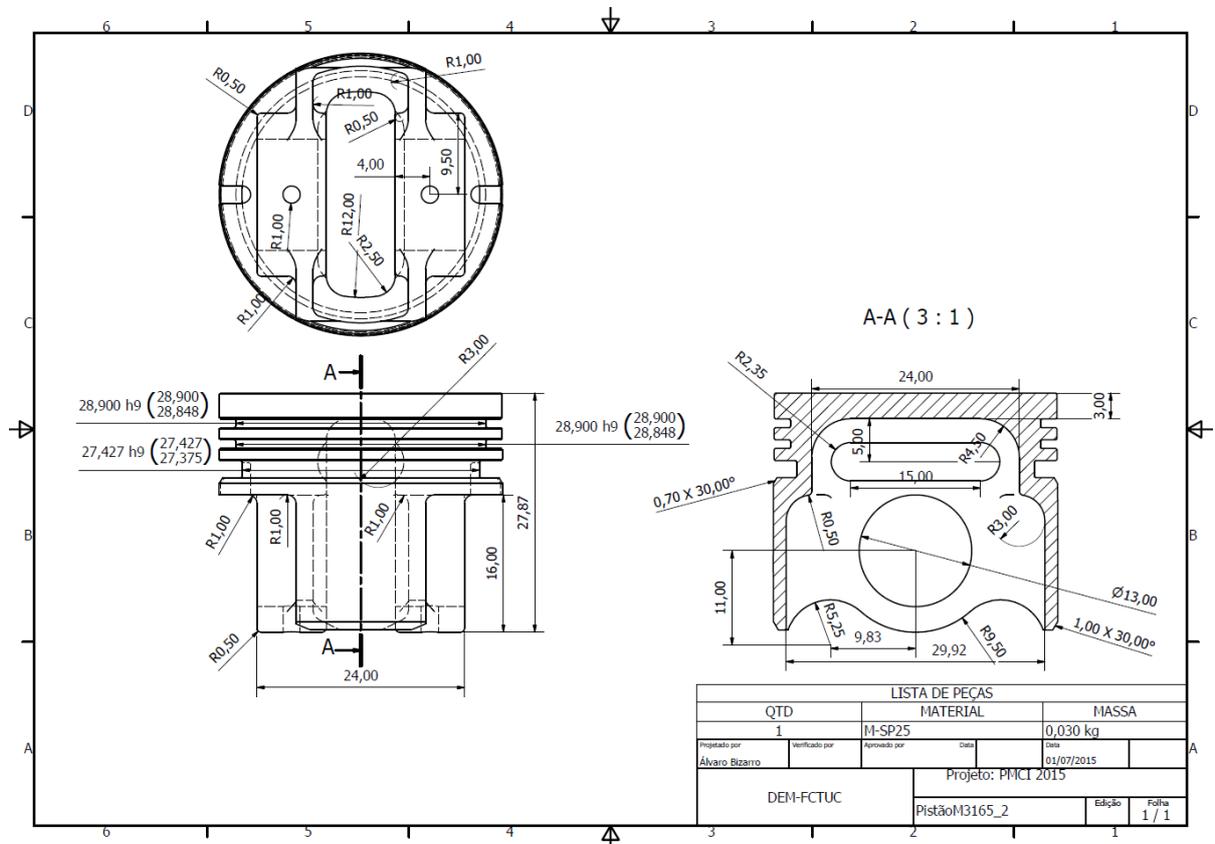


Figura 40 - Desenho 2 de fabrico do pistão.

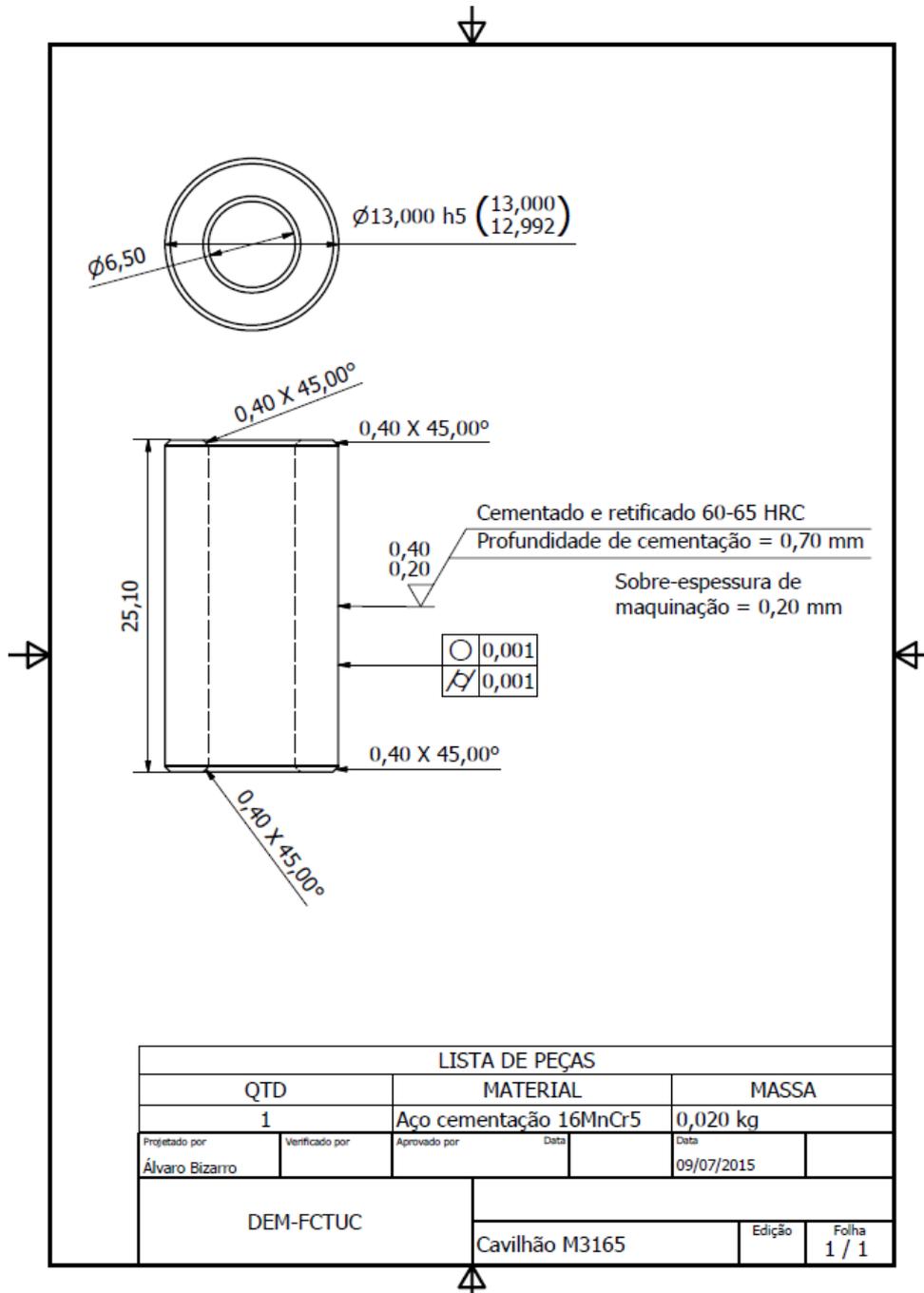


Figura 41 - Desenho de fabrico do cavilhão.

## A.2. DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Tabela 16 - Determinação dos coeficientes globais de transferência de calor.

Região:	<u>Top land</u>				
	Gases comb.	Cilindro	Água		
<b>Raio interior [mm]</b>	16,4	16,5	18,5		
<b>Raio exterior [mm]</b>	16,5	18,5	0		
<b>Largura [mm]</b>	3,03	3,03	3,03		
<b>A [m<sup>2</sup>]</b>	0,000312	0,000314	0,000352		
<b>Resist. térmica condução [K/W]</b>	5,322	0,150			
<b>Resist. térmica convecção [K/W]</b>			0,421		
<b>Soma. R. T [K/W]</b>	5,893				
<b>U [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	481,827				
<b>A<sub>correção</sub> [m<sup>2</sup>]</b>	0,00028				
<b>U correção [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	612,89				
Região:	<u>1<sup>a</sup> Land</u>				
	Óleo	Cilindro	Água		
<b>Raio interior [mm]</b>	16,41	16,5	18,5		
<b>Raio exterior [mm]</b>	16,5	18,5	0		
<b>Largura [mm]</b>	1,43	1,43	1,43		
<b>A [m<sup>2</sup>]</b>	0,000147	0,000148	0,000166		
<b>Resist. térmica condução [K/W]</b>	4,411	0,318			
<b>Resist. térmica convecção [K/W]</b>			0,891		
<b>Soma. R.T [K/W]</b>	1,783				
<b>U [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	3375,000				
<b>A<sub>correção</sub> [m<sup>2</sup>]</b>	0,000117				
<b>U<sub>correção</sub> [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	4810,44				
Região:	<u>2<sup>a</sup> Land</u>				
	Óleo	Cilindro	Água		

<b>Raio interior [mm]</b>	16,41	16,5	18,5		
<b>Raio exterior [mm]</b>	16,5	18,5	0		
<b>Largura [mm]</b>	1,4	1,4	1,4		
<b><math>A</math> [m<sup>2</sup>]</b>	0,000144	0,000145	0,000163		
<b>Resist. térmica condução [K/W]</b>	4,506	0,325			
<b>Resist. térmica convecção [K/W]</b>			0,910		
<b>Soma. R. T [K/W]</b>	5,741				
<b><math>U</math> [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	1070,332				
<b><math>A_{\text{correção}}</math> [m<sup>2</sup>]</b>	0,000114				
<b><math>U_{\text{correção}}</math> [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	1533,50				
<b>Região:</b>	<b><u>3ª Caixa</u></b>				
	Óleo	Cilindro	Água		
<b>Raio interior [mm]</b>	14,45	16,5	18,5		
<b>Raio exterior [mm]</b>	16,5	18,5	0		
<b>Largura [mm]</b>	1	1	1		
<b><math>A</math> [m<sup>2</sup>]</b>	0,0000908	0,0001037	0,0001162		
<b>Resist. térmica condução [K/W]</b>	153,003	0,455			
<b>Resist. térmica convecção [K/W]</b>			1,275		
<b>Soma. R. T [K/W]</b>	154,733				
<b><math>U</math> [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	55,599				
<b><math>A_{\text{correção}}</math> [m<sup>2</sup>]</b>	0,0001281				
<b><math>U_{\text{correção}}</math> [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	50,44				
<b>Região:</b>	<b><u>Debaixo da 3ª caixa</u></b>				
	Óleo	Cilindro	Água		
<b>Raio interior [mm]</b>	16,425	16,5	18,5		
<b>Raio exterior [mm]</b>	16,5	18,5	0		
<b>Largura [mm]</b>	1,76	1,76	1,76		
<b><math>A</math> [m<sup>2</sup>]</b>	0,0001816	0,0001825	0,0002046		
<b>Resist. térmica condução [K/W]</b>	2,985	0,259			
<b>Resist. térmica convecção [K/W]</b>			0,724		
<b>Soma. R. T [K/W]</b>	3,968				
<b><math>U</math> [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	1231,821				
<b><math>A_{\text{correção}}</math> [m<sup>2</sup>]</b>	0,000179				

$U_{\text{correção}} [\text{W/K}\cdot\text{m}^2]$	1404,36				
<b>Região:</b>	<b>Saia do pistão</b>				
	Óleo	Cilindro	Água		
<b>Raio interior [mm]</b>	16,425	16,5	18,5		
<b>Raio exterior [mm]</b>	16,5	18,5	0		
<b>Largura [mm]</b>	15	15	15		
$A [\text{m}^2]$	0,00155	0,00156	0,00174		
<b>Resist. térmica condução [K/W]</b>	0,3503	0,0303			
<b>Resist. térmica convecção [K/W]</b>			0,0850		
<b>Soma. R. T [K/W]</b>	0,4656				
$U [\text{W/K}\cdot\text{m}^2]$	1231,821				
$A_{\text{correção}} [\text{m}^2]$	0,000421				
$U_{\text{correção}} [\text{W/K}\cdot\text{m}^2]$	5103,97				
<b>Região:</b>	<b>1ª Caixa lateral</b>				
	Gases comb.	Anel de fogo	Óleo	Cilindro	Água
<b>Raio interior [mm]</b>	14,45	15	16,496	16,5	18,5
<b>Raio exterior [mm]</b>	15	16,496	16,5	18,5	0
<b>Largura [mm]</b>	1	1	1	1	1
$A [\text{m}^2]$	9,0792E-05	9,42478E-05	0,000103647	0,0001037	0,000116
<b>Resist. térmica condução [K/W]</b>	99,089	0,360	0,280	0,455	
<b>Resist. térmica convecção [K/W]</b>					1,275
<b>Soma. R.T [K/W]</b>	101,822				
$U [\text{W/K}\cdot\text{m}^2]$	108,171				
$A_{\text{correção}} [\text{m}^2]$	0,0001118				
$U_{\text{correção}} [\text{W/K}\cdot\text{m}^2]$	87,84				
<b>Região:</b>	<b>1ª Caixa superior e inferior</b>				
	Anel de fogo	Óleo	Cilindro	Água	
<b>Raio interior [mm]</b>	15,56	16,496	16,5	18,5	
<b>Raio exterior [mm]</b>	16,496	16,5	18,5	0	
<b>Largura [mm]</b>	1	1	1	1	
$A [\text{m}^2]$	9,77664E-05	0,000103647	0,000103673	0,0001162	
<b>Resist. térmica condução [K/W]</b>	0,221	0,280	0,455		
<b>Resist. térmica convecção [K/W]</b>				1,275	

<b>Soma. R. T [K/W]</b>	2,231				
<b><math>U</math> [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	4585,286				
<b>Raio interior [mm]</b>	14,646				
<b>Raio exterior [mm]</b>	16,279				
<b><math>A_l</math> [m<sup>2</sup>]</b>	0,000618				
<b><math>U_l</math> [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	725,34				
<b><math>\Delta_x</math> [mm]</b>	0,03				
<b><math>U_{\text{nov}} [W/K·m^2]</math></b>	626,55				
<b><math>U_{\text{sup}} [W/K·m^2]</math></b>	651,25				
<b><math>U_{\text{inf}} [W/K·m^2]</math></b>	700,64				
<b>Região:</b>	<b><u>2ª Caixa lateral</u></b>				
	Óleo	Anel de pressão	Óleo	Cilindro	Água
<b>Raio interior [mm]</b>	14,45	15	16,496	16,5	18,5
<b>Raio exterior [mm]</b>	15	16,496	16,5	18,5	0
<b>Largura [mm]</b>	1	1	1	1	1
<b><math>A</math> [m<sup>2</sup>]</b>	9,0792E-05	9,42478E-05	0,000103647	0,0001037	0,000116
<b>Resist. térmica condução [K/W]</b>	43,082	0,360	0,280	0,455	
<b>Resist. térmica convecção [K/W]</b>					1,275
<b>Soma. R. T [K/W]</b>	45,452				
<b><math>U</math> [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	242,326				
<b><math>A_{\text{correção}}</math> [m<sup>2</sup>]</b>	0,000111808				
<b><math>U_{\text{correção}}</math> [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	196,78				
<b>Região:</b>	<b><u>2ª Caixa superior e inferior</u></b>				
	Anel de pressão	Óleo	Cilindro	Água	
<b>Raio interior [mm]</b>	15,56	16,496	16,5	18,5	
<b>Raio exterior [mm]</b>	16,496	16,5	18,5	0	
<b>Largura [mm]</b>	1	1	1	1	
<b><math>A</math> [m<sup>2</sup>]</b>	9,77664E-05	0,000103647	0,000103673	0,0001162	
<b>Resist. térmica condução [K/W]</b>	0,221	0,280	0,455		
<b>Resist. térmica convecção [K/W]</b>				1,275	
<b>Soma. R. T [K/W]</b>	2,231				
<b><math>U</math> [W/K·m<sup>2</sup>]</b>	4585,286				
<b>Raio interior</b>	14,646				

[mm]	
<b>Raio exterior</b>	16,279
[mm]	
$A_l$ [m <sup>2</sup> ]	0,000618035
$U_l$ [W/K·m <sup>2</sup> ]	725,342
$\Delta_x$ [mm]	0,03
$U_{\text{novo}}$ [W/K·m <sup>2</sup> ]	626,55
$U_{\text{sup}}$ [W/K·m <sup>2</sup> ]	651,25
$U_{\text{inf}}$ [W/K·m <sup>2</sup> ]	700,64
<b>Região:</b>	<b><u>Cavilhão</u></b>
	Óleo
<b>Raio cavilhão</b>	5,996
[mm]	
<b>Raio furo da chumaceira</b>	6
[mm]	
<b>Largura</b>	28
[mm]	
$A$ [m <sup>2</sup> ]	0,001055
<b>Resist. térmica</b>	0,027
<b>condução</b> [K/W]	
<b>Soma. R. T</b> [K/W]	0,027
$U$ [W/K·m <sup>2</sup> ]	34511,506
$A_{\text{correção}}$ [m <sup>2</sup> ]	0,000420806
$U_{\text{correção}}$ [W/K·m <sup>2</sup> ]	86513