



**Desenvolvimento de um Motor de Combustão Interna de 4  
Tempos de Ignição por Faísca para um Veículo Automóvel  
Utilitário de Baixo Consumo de Combustível Satisfazendo a  
Norma de Emissão de Poluentes EURO 5**

**Filipe André Carrasqueira Pedro**

Dissertação para obtenção do Grau Mestre em:

**Engenharia Mecânica**

**SETEMBRO DE 2008**

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer ao Professor Doutor Pedro Carvalheira,  
Pela ajuda dada durante a execução deste trabalho.

Os meus mais sinceros agradecimentos à Maria João Ferreira  
Pelo tempo dispensado com a correcção de alguns itens.

Dedico este trabalho aos meus pais e família bem como aos meus  
Amigos e a todas as pessoas que acreditaram em mim.

## **Palavras – Chave**

Motores de combustão interna, Norma Euro 5, Cilindro, Cambota, Válvulas, Câmara de Combustão Pent – Roof.

## **Resumo**

Os motores de combustão interna são omnipresentes no mundo actual. São usados para todo o tipo de tarefas efectuadas pelo Homem a fim de facilitar a sua vida. Embora se reconheça que o motor de combustão interna seja dos grandes responsáveis pela poluição atmosférica e pela diminuição das reservas de petróleo bruto, o seu uso continua a aumentar principalmente nos transportes. No entanto, devido a estes problemas, foi criada legislação que obriga os fabricantes a baixar o índice de poluentes libertados pelos escapes dos seus veículos. Com efeito, este trabalho consiste no projecto de um motor de combustão interna a gasolina, de 4 tempos de ignição por fâisca, para um automóvel utilitário de baixo consumo tendo como objectivo cumprir a legislação proposta pela norma Euro 5, a entrar em vigor no final de 2009. Será um veículo com área frontal minimizada devido aos seus ocupantes estarem dispostos em tandem, baixando assim a sua resistência aerodinâmica. Além de permitir o cumprimento da norma, é outro objectivo deste trabalho que o motor consiga acelerar o veículo dos 0 aos 100 km/h em aproximadamente 12 s. Assim, após os cálculos necessários, será um motor com um binário máximo de 25.7 N.m às 5000 rpm produzindo uma potência máxima de 20.45 kW às 9000 rpm, trabalhando com uma mistura estequiométrica a fim de se poder utilizar catalisadores de triplo efeito, que apenas têm boas taxas de eliminação de compostos como uma riqueza  $\phi = 1.0$ . O motor terá dois cilindros, com uma ordem de ignição desfasada  $360^\circ$ , com quatro válvulas por cilindro, duas de admissão e duas de escape, dispostas numa câmara de combustão em telhado de alpendre (pent – roof). A distribuição será feita por duas árvores de cames na cabeça, cada uma com quatro excêntricos. A ausência de manutenção da folga das válvulas é conseguida à através de tuchas hidráulicas, uma para cada válvula. Em relação à cambota será equilibrada devido à existência de dois veios balanceadores colocados, ao seu lado, que rodam em sentidos opostos com o dobro da sua velocidade de rotação, proporcionando assim um trabalhar suave sem vibrações no seu funcionamento. Cumprirá a Norma Euro 5 libertando 39 g/km CO<sub>2</sub> com um consumo no ciclo NEDC de 1.62 L/100 km.

De realçar que este trabalho se refere apenas ao início do projecto de alguns componentes do motor referenciado e deverá ter continuação futura, para que daqui a alguns anos seja uma realidade.

## **Key –Words**

Internal Combustion Engines, Euro 5 Standard, Cylinder, Crankshaft, Valves, Pent – Roof Combustion Chamber.

## **Abstract**

Internal combustion engines are everywhere in the world today. They are used for all kinds of tasks undertaken by humans to facilitate their lives. While it is acknowledged that the internal combustion engine is responsible for major air pollution and the depletion of reserves of crude oil, its use continues to grow mainly in transports. However, due to these problems, legislation was created which requires manufacturers to lower exhaust pollutants emissions released by their vehicles. Indeed, this work is to design a four stroke, spark-ignition internal combustion engine, for a low-consumption vehicle aimed at complying with the legislation proposed by Euro 5, to come into force at the end 2009. It will be a vehicle with low frontal area because the occupants are disposed in tandem down well, its aerodynamic resistance. Besides, allowing compliance with the standard is another objective of this work that the engine can accelerate the vehicle from 0 to 100 km/h in approximately 12 s. It will be an engine with a maximum torque of 25.7 Nm at 5000 rpm, producing maximum power of 20.45 kW at 9000 rpm and it will work with a stoichiometric mixture in order to be able to use three-way catalytic converters which only have good rates of elimination of compounds as a fuel/air equivalence ratio of  $\phi = 1$ . The engine has two cylinders, with an order of ignition of lagged 360 degrees, with four valves per cylinder, two for admission and two for exhaust, arranged in a pent-roof combustion chamber. The distribution will be made by overhead camshafts. The lack of maintenance of the valves clearance is achieved with the existence of hydraulic valve lifters, one for each valve. To reduce the engine vibration level the crankshaft is balanced by the existence of two shafts with eccentric masses placed next to the crankshaft, which rotates in opposite directions with twice the speed of rotation of the crankshaft. CO<sub>2</sub> emissions are 39 g/km with a fuel consumption in the NEDC cycle of 1.62 L/100 km, which complies Euro 5 Standard.

This work refers only to the beginning of the design of some components of the engine that should have future continuation, to be a reality in a few years.

# Índice

<b>AGRADECIMENTOS .....</b>	<b>a</b>
Resumo .....	<b>b</b>
Glossário de símbolos e termos .....	i
<b>CAPÍTULO 1 .....</b>	<b>1</b>
1. Motores de Combustão Interna e Poluição .....	1
1.1. INTRODUÇÃO .....	1
1.2. ESTADO DA ARTE.....	1
1.3. LEGISLAÇÃO EUROPEIA.....	2
1.3.1. Evolução da legislação.....	2
1.3.2. New European Driving Cycle (NEDC) .....	4
<b>CAPÍTULO 2 .....</b>	<b>5</b>
2. Objectivos e Características do Motor.....	5
2.1. OBJECTIVOS.....	5
2.2. CARACTERÍSTICAS DE TRACÇÃO.....	5
2.3. ALGORITMO DE CÁLCULO DAS FORÇAS DE TRACÇÃO .....	6
2.4. ALGORITMO DO PROGRAMA “ENSAIO DOS 0 AOS 100 km/h”.....	7
2.5. ALGORITMO DO PROGRAMA “CICLO OTTO” .....	9
2.5.1. Características Geométricas.....	9
2.5.2. Admissão.....	12
2.5.3. Compressão.....	13
2.5.4. Combustão .....	14
2.5.5. Expansão .....	15
2.5.6. Escape .....	16
2.5.7. TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	17
2.5.8. TRABALHO INDICADO POR CICLO .....	18
2.5.9. POTÊNCIA INDICADA .....	18
2.5.10. BINÁRIO INDICADO .....	18
2.5.11. PRESSÃO MÉDIA EFECTIVA INDICADA.....	18
2.5.12. TRABALHO DE ATRITO.....	19
2.5.12.1. Trabalho de atrito entre Êmbolo e Segmentos.....	20

2.5.12.2. Trabalho de atrito nas chumaceiras principais da cambota .....	21
2.5.12.3. Trabalho de atrito nas chumaceiras da cabeça da biela .....	21
2.5.12.4. Trabalho de atrito nas chumaceiras pé da biela .....	21
2.5.12.5. Trabalho de atrito nas chumaceiras principais da árvore de cames .....	22
2.5.12.6. Trabalho de atrito nos ressaltos da árvore de cames.....	22
2.5.12.7. Trabalho de atrito nas chumaceiras total .....	22
2.5.12.8. Trabalho de atrito na Bomba de Água .....	22
2.5.12.9. Trabalho de atrito na Bomba de Óleo .....	23
2.5.12.10. Trabalho de atrito no alternador .....	23
2.5.13. Potência ao Freio.....	23
2.5.14. Binário ao Freio .....	24
2.5.15. Pressão média efectiva ao freio.....	24
2.5.16. Rendimento Mecânico .....	24
2.5.17. Relação Ar/Combustível.....	24
2.5.18. Consumo de Combustível .....	25
2.5.19. Eficiência de Conversão de Combustível .....	25
2.5.20. Caudal Mássico de Ar e Rendimento Volumétrico .....	25
2.6. Inputs do programa de Simulação.....	26
2.7. Resultados dos programas de simulação.....	29
<b>CAPÍTULO 3 .....</b>	<b>32</b>
3. Componentes do Motor.....	32
3.1. PISTÃO.....	32
3.1.1. Desenho do pistão .....	33
3.1.2. Simulação do Pistão .....	33
3.1.3. Resultados da simulação .....	35
3.2. CAVILHÃO DO PISTÃO .....	39
3.2.1. Desenho do cavilhão do êmbolo .....	39
3.2.2. Resultados Simulação Cavilhão Êmbolo .....	40
3.3. BIELA .....	41
3.3.1. Desenho da biela .....	41
3.3.2. Cálculo dos esforços na biela.....	41
3.3.3. Simulação da Biela .....	44
3.3.4. Resultados da Simulação da Biela .....	44

3.3.5.	Parafusos da Cabeça da Biela .....	44
3.4.	CAMBOTA.....	46
3.4.1.	Generalidades.....	46
3.4.2.	Simulação da cambota .....	47
3.4.3.	Equilibragem da cambota .....	49
3.5.	CABEÇA .....	54
3.5.1.	Generalidades.....	54
3.5.2.	Câmara de Combustão .....	54
3.5.3.	Conduitas de Admissão e de Escape.....	55
3.5.4.	Mecanismo da distribuição .....	55
3.5.5.	Comando da distribuição .....	56
	<b>CAPÍTULO 4 .....</b>	<b>58</b>
4.	Emissão de poluentes.....	58
4.1.	SISTEMA DE ESCAPE E ADMISSÃO.....	58
4.2.	MODELAÇÃO DO <i>NEW EUROPEAN DRIVING CYCLE</i> .....	59
	<b>CAPÍTULO 5 .....</b>	<b>60</b>
	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>60</b>
	<b>DESENVOLVIMENTOS FUTUROS .....</b>	<b>60</b>
	<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>61</b>
	<b>ANEXOS.....</b>	<b>A</b>
	Anexo A – Características do material do pistão .....	A
	Anexo B – Diâmetros e áreas dos parafusos do sistema ISO.....	A
	Anexo C- Equações cálculo do trabalho de atrito nas chumaceiras principais da Cambota .....	B
	Anexo D – Equações de cálculo do trabalho de atrito nas chumaceiras da cabeça da biela .....	B
	Anexo E – Equações de cálculo do trabalho de atrito nas chumaceiras do pé da biela .....	B
	Anexo F- Equações de cálculo do trabalho de atrito nas chumaceiras principais da árvore de cames .....	C
	Anexo G – Equações de cálculo do trabalho de atrito nos ressaltos da árvore de cames.....	C
	Anexo H – Equações de cálculo do trabalho nominal da bomba de água por cilindro .....	D
	Anexo I – Equações do balanceamento da cambota.....	D
	Anexo J – Relação a/l de algum modelos de automóveis de algumas marcas .....	E
	Anexo K – Limites de vibração em algumas máquinas .....	F
	Anexo L – Imagens da interface dos programas utilizados no trabalho.....	F
	Anexo M – Desenho de alguns componentes.....	H

## ÍNDICE DE FIGURAS, GRÁFICOS E TABELAS

FIGURA 1 - CICLO NEDC.....	4
FIGURA 2 – EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA COM DISSOCIAÇÃO E SEM DISSOCIAÇÃO.....	15
FIGURA 3 - TURBULÊNCIA NA CONDUTA ADMISSÃO .....	27
FIGURA 4 - INCLINAÇÃO DA BIELA CURTA VS INCLINAÇÃO DA BIELA LONGA.....	28
FIGURA 5 - RENDIMENTO DE ELIMINAÇÃO DE POLUENTES COM A VARIAÇÃO DE $\phi$ .....	29
FIGURA 6 - FLUXOGRAMA DO PROJECTO DE COMPONENTES.....	32
FIGURA 8 - MONTAGEM PISTÃO - BIELA.....	33
FIGURA 7 - DESENHO DO PISTÃO (REAL À ESQUERDA E ILUSTRAÇÃO À DIREITA).....	33
FIGURA 9 - CARGA MECÂNICA E TÉRMICA A QUE ESTÁ SUJEITO O PISTÃO.....	34
FIGURA 10 - DEFORMAÇÃO DO PISTÃO .....	37
FIGURA 11 - VARIAÇÃO DA TENSÃO LIMITE DE FADIGA COM A TEMPERATURA.....	38
FIGURA 12 - DESENHO DO CAVILHÃO DO ÊMBOLO .....	39
FIGURA 13 - DESENHO DA BIELA .....	41
FIGURA 14 - CARGAS MECÂNICAS, TIPO DE CONTACTOS E SUPORTES NA BIELA.....	44
FIGURA 15 - ESQUEMA DO DESENHO DA CAMBOTA (ESQUERDA) E FASES DO CICLO NUM MOTOR DE 2 CILINDROS A 4 TEMPOS (DIREITA).....	47
FIGURA 16- SISTEMA BIELA - MANIVELA.....	47
FIGURA 17 - CARGAS MECÂNICAS E TIPOS DE SUPORTE NA CAMBOTA .....	48
FIGURA 18- TENSÕES MÁXIMAS NA CAMBOTA .....	49
FIGURA 19 - ESQUEMA DO SISTEMA BIELA - MANIVELA E PONTOS ESTUDADOS .....	49
FIGURA 20 - ESQUEMA DE BALANCEAMENTO DA CAMBOTA .....	53
FIGURA 21 - ESQUEMA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	54
FIGURA 22 - <i>TUMBLE</i> CRIADO NA CONDUTA DE ADMISSÃO.....	55
FIGURA 23 - MECANISMO DA DISTRIBUIÇÃO.....	56
FIGURA 24 - ESQUEMA DE COMANDO DA DISTRIBUIÇÃO.....	57
FIGURA 25- ESQUEMA DO SISTEMA DE ESCAPE.....	58
FIGURA 26 - INTERFACE PRINCIPAL DO PROGRAMA "CICLO OTTO" .....	F
FIGURA 27 - INTERFACE PRINCIPAL DO PROGRAMA "ACELERAÇÃO 0 AOS 100 KM/H"1 .....	G
FIGURA 28 - INTERFACE DO PROGRAMA "ACELERAÇÃO 0 AOS 100 KM/H": CURVAS CARACT. ....	G
FIGURA 29 - MONTAGEM CAMBOTA+ BIELAS+ ÊMBOLOS .....	H



FIGURA 30 - DUAS PERSPECTIVAS DO DESENHO DA CABEÇA .....	I
GRÁFICO 1 - EVOLUÇÃO DO BINÁRIO COM O AUMENTO DO NÚMERO DE CILINDROS .....	6
GRÁFICO 2 – RESULTADOS DO PROGRAMA SIMULAÇÃO “CICLO OTTO” 1 .....	29
GRÁFICO 3 - RESULTADOS DO PROGRAMA SIMULAÇÃO “CICLO OTTO” 2 .....	30
GRÁFICO 4 - INFLUÊNCIA DA CILINDRADA NO CONSUMO E NO TEMPO DE ACELERAÇÃO .....	31
GRÁFICO 5-INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO DO CAVILHÃO.....	35
GRÁFICO 6 - INFLUÊNCIA DA ESPESSURA DA PAREDE DO CAVILHÃO.....	36
GRÁFICO 7 - INFLUÊNCIA DA ESPESSURA DA COROA DO PISTÃO .....	36
GRÁFICO 8 - PERFIL DA DEFORMAÇÃO EIXO X .....	37
GRÁFICO 9 - INFLUÊNCIA DA ESPESSURA DA PAREDE DO CAVILHÃO .....	40
GRÁFICO 10 - FORÇA DE PRESSÃO NA BIELA .....	42
GRÁFICO 11 - FORÇA DE INÉRCIA NO PÉ DA BIELA .....	42
GRÁFICO 12 - FORÇA DE INÉRCIA CABEÇA DA BIELA .....	43
TABELA 1 - CARACTERÍSTICAS DE AUTOMÓVEIS UTILITÁRIOS DE BAIXO CONSUMO .....	2
TABELA 2 - LIMITES DE EMISSÕES PARA VEÍCULOS AUTOMÓVEIS UTILITÁRIOS A GASOLINA .....	3
TABELA 3 - PARÂMETROS SUMÁRIOS DOS CICLOS ECE - 15 E EUDC .....	4
TABELA 4 - DADOS DO VEÍCULO .....	5
TABELA 5 - INPUTS PROGRAMA SIMULAÇÃO "CICLO OTTO" .....	26
TABELA 6 – CARACT. TÉRMICAS E MECÂNICAS DO PONTO DE TENSÃO MÁXIMA NO PISTÃO .....	39
TABELA 7 - FORÇAS E ACELERAÇÕES PRESENTES NO MOTOR.....	53
TABELA 8 - PROPRIEDADES QUÍMICAS LIGA ALSi12CuNiMg .....	A
TABELA 9 - PROPRIEDADES TÉRMICAS LIGA ALSi12CuNiMg.....	A
TABELA 10 - PROPRIEDADES MECÂNICAS LIGA ALSi12CuNiMg .....	A
TABELA 11 - DIÂMETROS E ÁREAS DOS PARAFUSOS DO SISTEMA ISO .....	A
TABELA 12 - RELAÇÃO A/L DE ALGUNS MODELOS DE AUTOMÓVEIS DE ALGUMAS MARCAS.....	E
TABELA 13 - LIMITES DE VIBRAÇÃO ALGUMAS MÁQUINAS.....	F

## Glossário de símbolos e termos

### Vocabulário

$a$	Raio da manivela da cambota, m
$a$	Número de átomos de carbono da molécula de hidrocarboneto
$A$	Área [ $m^2$ ]
$b$	Número de átomos de hidrogénio da molécula de hidrocarboneto
$bmep$	Pressão média efectiva ao freio, Pa
$bsfc$	Consumo específico de combustível ao freio, g/(kW.h)
$B$	Diâmetro do cilindro, m
$c_x$	Coefficiente adimensional da componente da força aerodinâmica ao longo do eixo longitudinal do veículo, N
$C_r$	Coefficiente de rolamento do veículo
$\tilde{c}_p$	Capacidade calorífica molar a pressão constante, J/(mol.K)
$\tilde{c}_v$	Capacidade calorífica molar a volume constante, J/(mol.K)
$D$	Diâmetro, m
$e$	Espessura do filme lubrificante, m
$E$	Energia, J
$F$	Força, N
$g$	Aceleração da gravidade, $9,80665 \text{ m/s}^2$
$\tilde{h}$	Entalpia específica molar, J/mol
$h_c$	Coefficiente de transferência de calor por convecção, W/( $m^2 \cdot K$ )
$h_j$	Altura do componente $j$ , m
$H$	Entalpia, J
$i_{tr}$	Relação de transmissão
$imep$	Pressão média efectiva indicada, Pa
$isfc$	Consumo específico de combustível indicado, g/(kW.h)
$I$	Intensidade de corrente eléctrica, A
$I_w$	Momento de inércia da roda relativamente ao seu eixo de rotação, $kg \cdot m^2$
$k$	Condutibilidade térmica, W/m.k
$l$	Comprimento da biela, m
$L$	Curso do Êmbolo, m
$m$	Massa, kg

$M$	Massa molar, kg/mol
$M_t$	Massa total do veículo, kg
$n$	Número de moles, mol
$n$	Velocidade de rotação da cambota, rpm
$n_R$	Número de rotações da cambota por ciclo
$N$	Velocidade de rotação da cambota, rot/s
$p$	Pressão, Pa
$P$	Potência do motor, W
$r_c$	Relação de compressão
$R_{bs}$	Relação diâmetro do cilindro/curso do êmbolo
$R$	Relação comprimento da biela/raio da manivela da cambota
$R_u$	Constante universal dos gases, 8,314472 J/(mol.K)
$s$	Distância entre o eixo da cambota e o eixo do cavilhão do êmbolo, m
$S_p$	Velocidade instantânea do êmbolo, m/s
$\bar{S}_p$	Velocidade média do êmbolo, m/s
$t$	Tempo, s
$t$	Tempo, s
$T$	Binário do motor, N.m
$V$	Volume, m <sup>3</sup>
$w$	Largura, m
$W$	Trabalho J

### **Símbolos Gregos**

$\phi$	Riqueza da mistura ar – combustível
$\phi$	Ângulo de inclinação da biela, rad, grau
$\gamma$	Coefficiente de expansão isentrópica
$\eta_f$	Eficiência de conversão de combustível
$\mu$	Viscosidade dinâmica, Pa.s
$\theta$	Ângulo de rotação da cambota, rad, grau
$\rho$	Massa volúmica, kg/m <sup>3</sup>
$\tau$	Tensão tangencial, Pa
$\eta_{tr}$	Rendimento sistema de transmissão

## Índices

<i>ac</i>	Árvore de cames
<i>alt</i>	Alternador
<i>atr</i>	Atrito
<i>b</i>	Freio
<i>b</i>	Queimados
<i>ba</i>	Bomba de água
<i>bo</i>	Bomba de óleo
<i>c</i>	Ciclo
<i>ccb</i>	Chumaceira cabeça da biela
<i>ch</i>	Chumaceiras
<i>chp</i>	Chumaceiras principais da cambota
<i>cil</i>	Cilindro
<i>cpac</i>	Chumaceiras principais da árvore de cames
<i>cpb</i>	Chumaceiras pé da biela
<i>es</i>	Êmbolo e segmentos
<i>i</i>	Indicado
<i>v</i>	Volume constante
<i>wj</i>	Relativo à roda <i>j</i> do veículo

# CAPÍTULO 1

## 1. Motores de Combustão Interna e Poluição

### 1.1. INTRODUÇÃO

Actualmente os motores de combustão interna têm grande importância no desenrolar das mais variadas actividades realizadas pelas sociedades modernas, estando em permanente desenvolvimento e actualização. No entanto problemas relacionados com a poluição mundial são directamente relacionados com estes, sendo necessárias tomarem-se medidas para atenuar efeitos nefastos não só na natureza como também em todos os seres vivos. Sabe-se que os motores de combustão interna usados em veículos automóveis são responsáveis por aproximadamente 60 % das emissões de gases efeitos de estufa, libertados pelos seus escapes. Os gases de escape de um motor de combustão interna são constituídos por componentes de carácter redutor ( $H_2$ , CO, Hidrocarbonetos não queimados (HC)), de carácter oxidante ( $O_2$ , NO,  $NO_2$ ) e componentes inertes como o  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  e partículas sólidas. O  $CO_2$  não é considerado um poluente mas é sendo o principal responsável pelo efeito de estufa é um composto indesejável. Este composto é produzido pela combustão completa de combustíveis contendo carbono e a redução da sua emissão apenas se conseguirá existindo a diminuição de massa de combustível queimada nos motores ou usando uma maior relação H/C no qual o Hidrogénio é o limite.

### 1.2. ESTADO DA ARTE

A crescente necessidade de diminuir a emissão de elementos nocivos libertados pelos escapes dos motores utilizados em veículos automóveis proporcionou, durante os últimos anos, o desenvolvimento de automóveis pequenos, de baixa potência e, conseqüentemente, baixo consumo de combustível. A redução das emissões de  $CO_2$  e de outros poluentes libertados, como já foi dito anteriormente, pode ser conseguida à custa da menor massa de combustível queimada. O esforço nesse sentido feito por marcas e fabricantes de automóveis tem vindo a dar resultados, estando já alguns modelos a ser comercializados e outros a caminho do mercado. Seguidamente é apresentada uma tabela onde são apresentadas algumas características de três modelos de automóveis utilitários de baixo consumo como o Smart ForTwo comercializado actualmente e o Volkswagen 1-Litro e o Aptera Typ-1 que entrarão em circulação em 2010, (Tabela 1).

	<i>Volkswagen 1-Litro</i>	<i>Smart ForTwo</i>	<i>Aptera Typ-1</i>
<b>Massa [kg]</b>	290	780	671
<b>Nº ocupantes/disposição</b>	2/tandem	2/lado a lado	2/lado a lado
<b>Cx</b>	0.159	0.37	0.11
<b>Área Frontal [m<sup>2</sup>]</b>	1.0	1.95	(desconhecido)
<b>Cilindrada Motor [cm<sup>3</sup>]</b>	299	999	(desconhecido)
<b>Nº Cilindros</b>	1	3	(desconhecido)
<b>Diâmetro/Curso</b>	0.86	0.89	(desconhecido)
<b>Potência [kW]</b>	6.3 @ 4000 rpm	52 @ 5200 rpm	10
<b>Velocidade máxima [km/h]</b>	120	145	137
<b>Consumo Combustível [l/100 km]</b>	0.99 (NEDC)	4.9 (NEDC)	1.8 (FTP-75)
<b>Emissões CO<sub>2</sub> [g/km]</b>	(desconhecido)	116	30.6

**Tabela 1 - Características de Automóveis Utilitários de Baixo Consumo**

As características do veículo para o qual se está a desenvolver este trabalho encontram-se resumidas no parágrafo 2.1 e aproximam-se das características apresentadas no Volkswagen 1-Litro que à semelhança deste terá uma disposição em tandem possibilitando assim reduzir a área frontal e por consequência a resistência aerodinâmica.

### **1.3. LEGISLAÇÃO EUROPEIA**

#### **1.3.1. Evolução da legislação**

Com o objectivo de se reduzir sucessivamente as emissões de poluentes, tornou-se necessária a existência de legislação para definir valores máximos.

Assim, na Europa, a Comissão Económica das Nações Unidas para a Europa estabeleceu o *Regulamento 15*, que em 1970 entrou em efeito, estabelecendo assim um método de medição de poluentes provenientes do escape de veículos e valores limite que seriam aplicáveis (não sendo obrigatórios) nas nações que assinassem a convenção. No entanto, como a maioria dos países da Comunidade Económica Europeia (CEE, actualmente União Europeia - UE), adoptaram os vários regulamentos como regulamentos internos de cada país, a CEE decidiu transformá-los em directivas correspondendo o *Regulamento 15* à Directiva 70/220/CEE, obrigatória em todos os países dos estados membros.

Alguns anos mais tarde os valores relativos de HC e CO foram reduzidos, respectivamente, 85 e 80 % (Directiva 74/290/CEE). Também o NO<sub>x</sub>, em 1977 (Directiva 77/102/CEE) seria contemplado na legislação isto porque se começaram a sentir os efeitos tóxicos destes compostos.

Em 1984, com Directiva 83/351/CEE passou-se contemplar a soma HC+NO<sub>x</sub> dando assim aos construtores uma maior liberdade. A existência destes dois componentes na atmosfera juntamente com a luz solar reúnem as condições necessárias para a formação do chamado “Smog Fotoquímico”.

Na Europa a existência de automóveis de pequena cilindrada que faziam menos quilómetros que os de grande cilindrada e por consequência poluíam menos abriu a discussão e optou-se pela divisão em 3 classes: pequenos (< 1400 cm<sup>3</sup>), médios( entre 1400 e 2000 cm<sup>3</sup>) e grandes (> 2000 cm<sup>3</sup>). Foi o denominado acordo de Luxemburgo (Directiva 88/76/CEE), [8].

Em 1989 pela Directiva 89/458/CEE foram propostos pela Comissão e Aprovados pelo Conselho de ministros valores mais baixos do que os propostos anteriormente.

No entanto, os limites de poluentes permitidos para automóveis de grande cilindrada eram maiores que os limites para os de pequena cilindrada. Para se obter uma uniformização da legislação foi proposto em 1990, pela comissão a adopção de valores relativos para os automóveis pequenos para todo o tipo de veículos incluindo os veículos a diesel. O ciclo de condução seria dotado de uma secção de alta velocidade não existindo no ciclo adoptado anteriormente, [8], e as partículas libertadas seriam também elas sujeitas a limitações sendo referidas a grama por quilómetro (g/km).

Após a implementação da norma Euro 1, os níveis de emissões de poluentes tem vindo a diminuir existindo actualmente legislação distinta consoante se trata de veículos a gasolina ou a diesel. Na Tabela 2 é apresentado os limites de emissão de poluentes para automóveis com motor de ignição por faísca na união europeia, desde a norma Euro 1, implementada em 1992, até à norma Euro 6 que apenas entra em vigor em 2014.

(g/km)	Data	CO	HC	NO <sub>x</sub>	HC+NO <sub>x</sub>	PM	CO <sub>2</sub>
<b>Euro 1</b>	Outubro 1992	2.72	-	-	0.97	-	-
<b>Euro 2</b>	Janeiro 1997	2.20	-	-	0.50	-	-
<b>Euro 3</b>	Janeiro 2000	2.30	0.20	0.15	-	-	-
<b>Euro 4</b>	Janeiro 2005	1.00	0.10	0.08	-	-	-
<b>Euro 5</b>	Setembro 2009	1.00	0.10	0.06	-	0.005	140
<b>Euro 6</b>	Setembro 2014	1.00	0.10	0.06	-	0.005	120

**Tabela 2 - Limites Emissões Poluentes para veículos automóveis utilitários a gasolina**

A maior diferença entre a Norma Euro 5 e a Euro 6 está no limite de CO<sub>2</sub> emitido que passa de 140 para 120 g/km, o que se mantivermos o combustível utilizado pelo motor implicará uma redução do consumo de combustível, proporcional à redução de CO<sub>2</sub> emitido.

### 1.3.2. New European Driving Cycle (NEDC)

O ciclo de condução actual, NEDC, é constituído por quatro repetições do ciclo ECE-15 (ciclo urbano) e um ciclo EUDC (ciclo extra-urbano), figura 1.

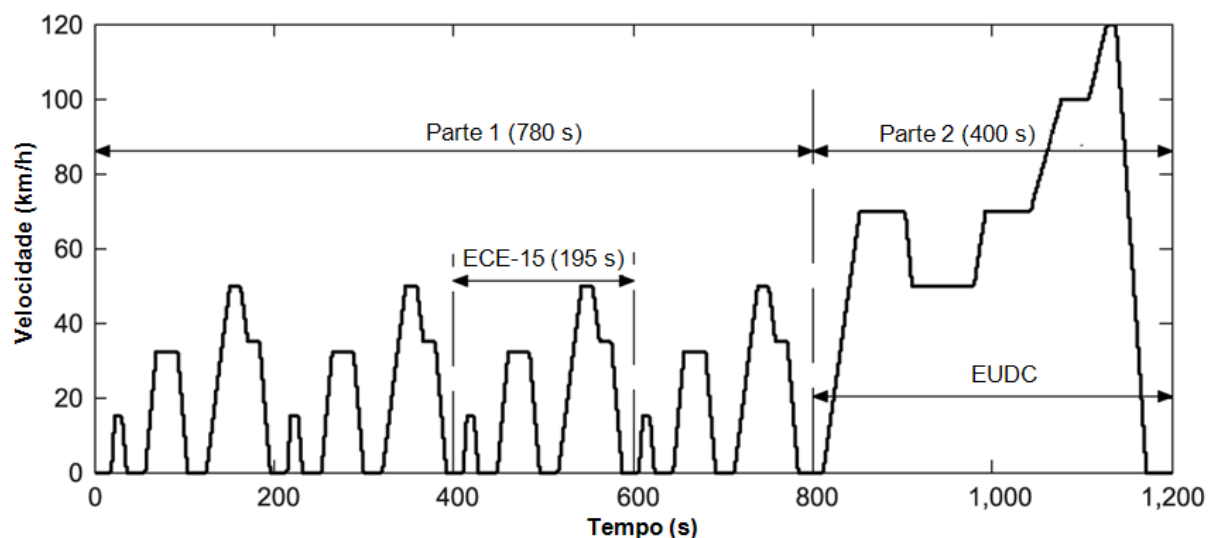


Figura 1 - Ciclo NEDC

Em 1970 (Directiva 70/220/CEE) o ciclo de condução era constituído apenas pela parte 1 do ciclo representado, enquanto a partir de 1991 (Directiva 91/441/CEE), o ciclo foi dotado de uma secção de alta velocidade, em que a análise de poluentes era iniciada 40 segundos após o arranque do motor e do seu funcionamento ao “ralenti”. Este método de análise de poluentes manteve-se até à legislação imposta pela Norma Euro 2. Na legislação Euro 3 e Euro 4 o ciclo manteve-se inalterado, mas os 40 segundos de espera antes de iniciar a medição foram suprimidos, conseguindo-se assim uma avaliação mais realista. Sucintamente, as características de ambos os ciclos encontram-se representadas na Tabela 3:

Características	ECE -15	EUDC
<b>Distância [m]</b>	4 x 1013 = 4052	6955
<b>Duração [s]</b>	780	400
<b>Velocidade Média [km/h]</b>	18.7	62.6
<b>Velocidade Máxima [km/h]</b>	50	120

Tabela 3 - Parâmetros sumários dos Ciclos ECE - 15 e EUDC



## CAPÍTULO 2

### 2. Objectivos e Características do Motor

#### 2.1. OBJECTIVOS

Este trabalho intitulado “desenvolvimento de um motor de combustão interna de 4 tempos de ignição por faísca para um veículo automóvel utilitário de baixo consumo de combustível satisfazendo a norma de emissão de poluentes EURO 5” vem, segundo o tema abordado anteriormente, tentar satisfazer a legislação no campo da emissão de poluentes e na economia de combustível.

A ideia é projectar um motor para um veículo automóvel que aliado a um bom desempenho, tendo uma aceleração dos 0 aos 100 km/h em 12 s, ser ainda melhor no que diz respeito a consumo de combustível e emissão de poluentes. Os dados principais referentes ao veículo a construir, estão referenciados na Tabela 4:

<b>Dados Veiculo</b>	
Massa Veículo /kg	200
Massa Ocupantes /kg	180
Área frontal /m <sup>2</sup>	0,92
Cx	0,12
D rodas /m	0,55
Velocidade máxima /km/h	120
Cr	0,009

**Tabela 4 - Dados do Veiculo**

#### 2.2. CARACTERÍSTICAS DE TRACÇÃO

Sendo um projecto de um veículo relativamente leve, os problemas de motricidade inerentes a este tipo de veículo são elevados sendo para isso necessário o desenvolvimento de uma folha de cálculo para prever o que acontecerá. Assim seria não só, necessário escolher a cilindrada do motor para conseguir fazer o arranque dos 0 aos 100 km/h proposto nos objectivos, mas também o número de cilindros tendo em conta a motricidade do veículo.

### 2.3. ALGORITMO DE CÁLCULO DAS FORÇAS DE TRACÇÃO

O algoritmo para esta pequena folha de cálculo intitulada “características tracção veículo”, estima as forças a que estão sujeitas as rodas motoras do automóvel e verificar a existência ou não de derrapagem.

A força de tracção máxima transmissível pelas rodas motoras é:

$$F_{tm\acute{a}x}[\text{N}] = \frac{\mu \times (M_v [\text{kg}] + M_o [\text{kg}]) \times g [\text{m/s}^2]}{2} \quad (2.1)$$

Seguidamente calcula-se o binário médio que terá o motor:

$$\bar{T}[\text{N.m}] = \frac{bmep_{Tm\acute{a}x}[\text{KPa}] \times V_d[\text{dm}^3]}{4\pi} \quad (2.2)$$

Uma característica inerente a todos os motores é a existência de uma relação entre o binário de pico,  $T_{pico}$ , e o binário médio,  $T_{m\acute{e}dio}$ , que diminui à medida que o número de cilindros aumenta devido a uma maior uniformização de binário por todos os cilindros. Assim pela Eq. (2.3), temos:

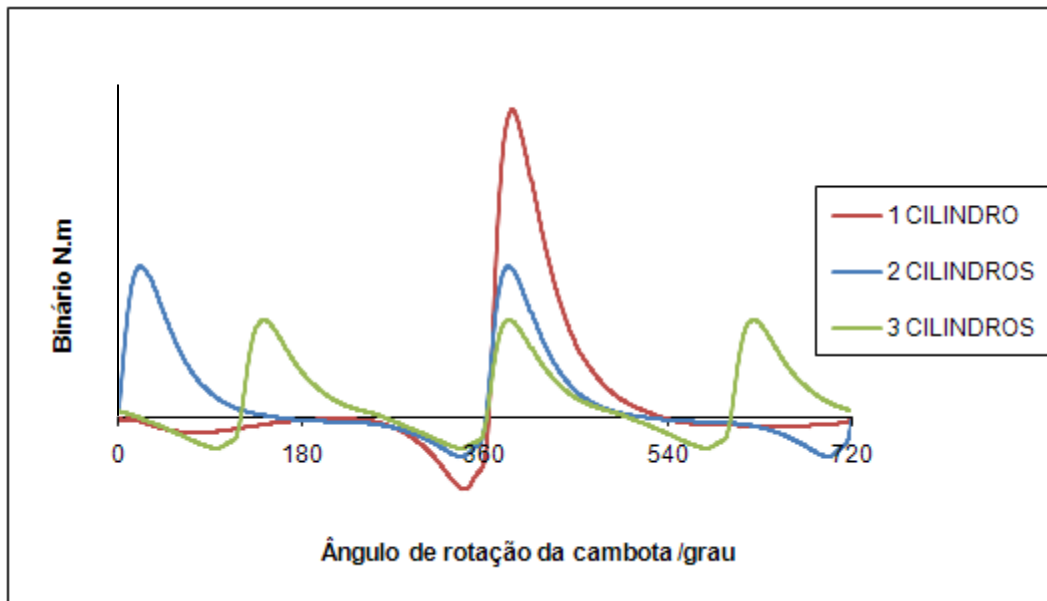


Gráfico 1 - Evolução do Binário com o aumento do número de cilindros

$$T_{pico}[\text{N.m}] = \frac{\left(\frac{T_{pico}}{\bar{T}}\right)_{1\text{ cil}}}{n_{cil}} \times \bar{T}[\text{N.m}] \quad (2.3)$$

Sabendo a relação de transmissão,  $i_{tr}$ , e o diâmetro da roda,  $D_{roda}$ , podemos calcular a força de tracção a que esta está sujeita:

$$F_{tracção} [N] = \frac{2 \times T_{pico} [N.m] \times i_{tr}}{D_{roda} [m]} \quad (2.4)$$

Verificamos após os cálculos efectuados que a solução para nunca haver derrapagem enquanto a 5ª ou 6ª velocidade estivessem engrenadas, seria o projecto de um motor de 3 cilindros. No entanto foi escolhido um motor de 2 cilindros por ser de projecto e construção mais simples e mais viável economicamente. Os consequentes problemas de motricidade acontecem quando o motor é acelerado ao máximo, logo haverá necessidade de incorporar uma certa elasticidade no projecto de órgãos do sistema de transmissão, como a embraiagem e os veios de transmissão, para evitar esse tipo de problemas.

Posteriormente a este cálculo é necessário definir características do motor para fazer cumprir o objectivo proposto inicialmente. Um dos objectivos deste trabalho é o projecto de um motor que será capaz de propulsionar um veículo dos 0 aos 100 km/h em, aproximadamente 12 segundos. Assim para o comprovarmos será necessário o desenvolvimento de outra folha de cálculo desenvolvida em Excel que para além de nos dar os tempos dos 0 aos 100 km/h nos servirá para decidir o valor e número das relações de transmissão da caixa do motor.

#### 2.4. ALGORITMO DO PROGRAMA “ENSAIO DOS 0 AOS 100 km/h”

O algoritmo usado neste programa é baseado numa análise integral. Quando o veículo se move de um ponto  $i$  para um ponto  $i + 1$  em linha recta existe uma mudança na energia total do veículo que é igual ao trabalho de todas as forças não-conservativas a actuar no veículo. Analiticamente é expresso pela Eq. (2.5).

$$E_{i+1} - E_i = \sum_{j=1}^n \vec{F}_j \times (\vec{s}_{i+1} - \vec{s}_i) \quad (2.5)$$

No cálculo da energia total do veículo são consideradas, a energia potencial gravítica, a energia cinética do movimento de translação do veículo e a energia cinética de rotação das rodas.

$$E_i = M_t \times g \times h_i + \frac{1}{2} \times m_t \times v_i^2 + \frac{1}{2} \times \left( \sum_{k=1}^n I_{w,k} \times \frac{4}{D_{w,k}^2} \right) \times v_i^2 \quad (2.6)$$

As forças não conservativas consideradas na equação Eq. (2.5) são a força de resistência ao rolamento, a força de arrasto aerodinâmica do veículo e a força de propulsão que actua nas rodas motoras tendo em conta a relação de transmissão e o rendimento da mesma.

A força de resistência ao rolamento e a força de arrasto aerodinâmica têm sentido oposto ao movimento e a força de propulsão é responsável pela produção de trabalho positivo.

O módulo da força de resistência ao rolamento num ponto  $i$  é dado pela Eq. (2.7).

$$|\vec{F}_{R,i}| = C_{rT} \times m_t \times g \times \cos(\alpha_i) \quad (2.7)$$

O módulo da componente da força de arrasto aerodinâmico no veículo paralelo ao eixo longitudinal do mesmo no ponto  $i$ , admitindo a inexistência de vento, é dado pela Eq. (2.8).

$$|\vec{F}_{Ax,i}| = C_{x,i} \times A_f \times \frac{1}{2} \times \rho_a \times v_i^2 \quad (2.8)$$

O módulo da força de propulsão do motor e transmissão é escrito pela Eq. (2.9).

$$|\vec{F}_{P,i}| = \frac{2 \times T_{b,i} \times i_{tr} \times \eta_{tr}}{D_w} \quad (2.9)$$

Assim sendo, tendo em conta as considerações feitas anteriormente a Eq. (2.5) pode ser escrita como:

$$E_{i+1} - E_i = (-|\vec{F}_{R,i}| - |\vec{F}_{Ax,i}| + |\vec{F}_{P,i}|)(s_{i+1} - s_i) \quad (2.10)$$

Na Eq. (2.8) a massa volúmica do ar é calculada assumindo que o ar se comporta de acordo com a equação dos gases ideais, Eq. (2.11).

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_a \times T_a} \quad (2.11)$$

A viscosidade dinâmica do ar é calculada através de uma equação publicada na referência [7] para a pressão atmosférica válida nos intervalos [250 K, 350 K].

$$\mu_a = 1.711 \times 10^{-5} + 4.860 \times 10^{-8} \times (T_a - 273.15) \quad (2.12)$$

O binário do motor é um output do programa “Ciclo Otto” mostrado à frente. É função da velocidade de rotação da cambota do motor sendo ajustado por uma função polinomial de acordo com a Eq. (2.13).

$$T_{b,i} = a_{4T} \times n_i^4 + a_{3T} \times n_i^3 + a_{2T} \times n_i^2 + a_{1T} \times n_i + a_{0T} \quad (2.13)$$

Em cada ponto do movimento a velocidade de rotação da cambota é dado pela Eq. (2.14).

$$n_i = \frac{60 \times i_{tr} \times v_i}{\pi \times D_{roda}} \quad (2.14)$$

Este programa foi posteriormente modificado para calcular o tempo que o veículo demoraria a percorrer uma determinada distância. Os incrementos usados são de metro a metro sendo facilitada assim a programação.

Para se simular com algum rigor o veículo em aceleração do 0 aos 100 km/h foi adicionado uma coluna que variava a relação de transmissão à medida que a velocidade de rotação máxima era atingida. A instrução que despoletava essa alteração era o momento em que a velocidade de rotação atingia as 9000 rpm (velocidade máxima de funcionamento do motor), automatizando assim o programa, devido à necessidade de muitas tentativas na procura de atingir o objectivo proposto. Uma célula fazia a contagem do tempo aquando a chegada à velocidade de 100 km/h. Uma imagem da interface deste programa encontra-se no anexo L.

## 2.5. ALGORITMO DO PROGRAMA “CICLO OTTO”

### 2.5.1. Características Geométricas

Paralelamente ao programa acima definido é utilizado um outro programa denominado “Ciclo Otto”, que se apresenta resumido seguidamente. É novamente desenvolvido em Excel e calcula o desempenho do motor na sua gama de funcionamento, o consumo de combustível entre outros parâmetros importantes para o posterior projecto das partes constituintes do mesmo.

A relação entre o diâmetro do cilindro,  $B$ , e o curso do êmbolo,  $L$ , denominado por  $R_{bs}$  é dado pela Eq. (2.15).

$$R_{bs} = \frac{B}{L} \quad (2.15)$$

A relação entre o curso do êmbolo,  $L$ , e o raio da manivela da cambota,  $a$ , se o eixo do cilindro e da cambota forem concorrentes é dado pela Eq. (2.16).

$$a = \frac{L}{2} \quad (2.16)$$

A relação,  $R$ , entre o comprimento da biela,  $l$ , e o raio da manivela,  $a$ , é dado pela Eq. (2.17).

$$R = \frac{l}{a} \quad (2.17)$$

O volume cilindrada de um cilindro,  $V_{d,cil}$  é dado pela Eq. (2.18) sendo o volume cilindrada total do motor,  $V_d$ , dado pela Eq. (2.19) onde  $n_{cil}$  é o número de cilindros do motor.

$$V_{d,cil} = \frac{\pi}{4} \times B^2 \times L \quad (2.18)$$

$$V_d = n_{cil} \times V_{d,cil} \quad (2.19)$$

A relação de compressão,  $r_c$ , é dada pela Eq. (2.20) na qual  $V_{d,cil}$ , é o volume cilindrada de um cilindro que é o volume varrido pelo êmbolo de um cilindro e  $V_{c,cil}$ , é o volume da câmara de combustão de um cilindro.

$$r_c = \frac{\text{Volume máximo do cilindro}}{\text{Volume mínimo do cilindro}} = \frac{V_{d,cil} + V_{c,cil}}{V_{c,cil}} \quad (2.20)$$

O volume da câmara de combustão de um cilindro,  $V_{c,cil}$ , é dado pela Eq. (2.21) e o volume das câmaras de combustão de todos os cilindros do motor,  $V_c$ , é dado pela Eq. (2.22).

$$V_{c,cil} = \frac{V_{d,cil}}{(r_c - 1)} \quad (2.21)$$

$$V_c = n_{cil} \times V_{c,cil} \quad (2.22)$$

O volume total de um cilindro do motor,  $V_{t,cil}$ , é dado pela Eq. (2.23) e o volume total de todos os cilindros do motor,  $V_t$ , é dado pela Eq. (2.24).

$$V_{t,cil} = V_{d,cil} + V_{c,cil} \quad (2.23)$$

$$V_t = n_{cil} \times V_{t,cil} \quad (2.24)$$

Sendo  $s$  a distância entre o eixo da cambota e o eixo do cavilhão do êmbolo, onde  $\theta$  é o ângulo da manivela da cambota, Eq. (2.25).

$$s = a \times \cos \theta + (l^2 - a^2 \times \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (2.25)$$

O volume de um cilindro,  $V$ , para qualquer posição angular da cambota,  $\theta$ , é dado pela Eq. (2.26) e apresentado de outra forma pela Eq. (2.27).

$$V = V_{c,cil} + \frac{\pi \times B^2}{4} \times (l + a - s) \quad (2.26)$$

$$V = V_{c,cil} \times \left( 1 + \frac{1}{2} \times (r_c - 1) \times [R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2}] \right) \quad (2.27)$$

A área de superfície da câmara de combustão,  $A$ , para qualquer posição angular da cambota,  $\theta$ , é dada pela Eq. (2.28).

$$A = A_{ch} + A_p + \frac{\pi \times B \times L}{2} \times [R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2}] \quad (2.28)$$

$A_{ch}$  é a área da superfície da cabeça do cilindro e é dada pela Eq. (2.29) onde  $k_{ch}$  é a razão entre  $A_{ch}$  e a área de secção transversal do cilindro.  $A_p$  é a área de superfície da coroa do êmbolo e é dada pela Eq. (2.30) onde  $k_p$  é a razão entre  $A_p$  e a área da secção transversal do cilindro. Para êmbolos de topo plano e perpendicular ao eixo do cilindro  $k_p = 1$ .

$$A_{ch} = k_{ch} \times \frac{\pi}{4} \times B^2 \quad (2.29)$$

$$A_p = k_p \times \frac{\pi}{4} \times B^2 \quad (2.30)$$

Uma característica importante no projecto de um motor é a velocidade média do êmbolo,  $\bar{S}_p$ , dada pela Eq. (2.31).

$$\bar{S}_p = 2 \times L \times N \quad (2.31)$$

Onde  $N$  é a velocidade rotacional da cambota e  $L$  o curso do êmbolo.

A velocidade média do êmbolo é frequentemente um parâmetro mais apropriado do que a velocidade rotacional da cambota para correlacionar o comportamento do motor em função da velocidade. Exemplos disso são as velocidades de escoamento gasoso na admissão e no cilindro adimensionalizadas.

A velocidade instantânea do êmbolo,  $S_p$ , é definida pela Eq. (2.32).

$$S_p = \frac{ds}{dt} \quad (2.32)$$

Uma característica inerente a este tipo de motor alternativo é que a velocidade do êmbolo é nula no início do curso, atingindo um máximo perto do meio do curso, decrescendo para zero até atingir o fim do curso. Da diferenciação da Eq. (2.25), substituindo a Eq. (2.33) temos:

$$\frac{S_p}{\bar{S}_p} = \frac{\pi}{2} \times \sin \theta \times \left[ 1 + \frac{\cos \theta}{(R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2}} \right] \quad (2.33)$$

A velocidade instantânea do êmbolo,  $S_p$ , é calculada com base numa diferença finita dada pela Eq. (2.34) sendo o instante de tempo  $t(\theta)$  correspondente ao ângulo da cambota  $\theta$  dado pela Eq. (2.35).

$$S_p = \frac{s(\theta + 1) - s(\theta - 1)}{t(\theta + 1) - t(\theta - 1)} \quad (2.34)$$

$$t(\theta)[s] = \frac{\theta[\text{grau}]}{360[\text{grau}] \times N[\text{rot/s}]} \quad (2.35)$$

Seguidamente serão apresentadas algumas das fórmulas usadas no desenvolvimento do programa que espelham o que se passa nas quatro fases do ciclo Otto (Admissão, Compressão, Expansão/Combustão e Escape).

### 2.5.2. Admissão

A admissão decorre entre o momento em que se dá a abertura da válvula de admissão, IVO, e o momento em que se dá o fecho da mesma. É considerada a pressão de admissão como sendo a pressão atmosférica ( $p = 1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa}$ ) e a temperatura de admissão como sendo a temperatura ambiente de aproximadamente  $15^\circ \text{C}$  ( $288,15 \text{ K}$ ).

O número de moles,  $n(\theta)$ , é dado pela Eq. (2.36).

$$n(\theta) = \frac{p \times V(\theta)}{R_u \times T} \quad (2.36)$$

A mistura fresca que entra no motor é calculada pela Eq. (2.37) sendo o número de moles de cada constituinte (combustível, Oxigénio e Azoto) calculado de acordo com [16].

$$C_a H_b + \frac{a + \frac{b}{4}}{\phi} (O_2 + 3,773 N_2) \quad (2.37)$$

A massa molar da mistura reagente,  $M_R$ , é dada pela Eq. (2.38), sendo as fracções molares da mistura calculadas de acordo com [16].

$$M_R = \sum_{i=1}^n \tilde{x}_i M_i = \tilde{x}_f M_f + \tilde{x}_{O_2} M_{O_2} + \tilde{x}_{N_2} M_{N_2} \quad (2.38)$$

A relação ar/combustível da mistura reagente é dada pela Eq. (2.39).



$$\frac{A}{F} = \frac{\frac{a + \frac{b}{4}}{\phi} (2 \times 15,9994 + 3,773 \times 2 \times 14,0067)}{12,01115 \times a + 1,00797 \times b} \quad (2.39)$$

### 2.5.3. Compressão

A compressão inicia-se após o fecho da válvula de admissão, IVC, e termina quando o êmbolo atinge o PMS. É caracterizada como sendo uma sucessão de processos de compressão isentrópica (adiabática reversível) e processos isocóricos com transferência de calor, Eq. (2.40).

$$T(\theta) = T(\theta - 1) \times \left( \frac{V(\theta - 1)}{V(\theta)} \right)^{\gamma(\theta) - 1} + \Delta T(\theta) \quad (2.40)$$

Assume-se, desde que a válvula de admissão fecha, que o número de moles mantém-se constante, Eq. (2.41).

$$n(\theta) = n(\theta - 1) = n(\theta = \theta_{IVC}) \quad (2.41)$$

A evolução da pressão e do coeficiente de expansão isentrópica é dada pela Eq. (2.42) e Eq. (2.43), respectivamente.

$$p(\theta) = \frac{n(\theta) \times R_u \times T(\theta)}{V(\theta)} \quad (2.42)$$

$$\gamma = \frac{\tilde{C}_p}{\tilde{C}_v} = \frac{\tilde{C}_p}{\tilde{C}_p - R_u} \quad (2.43)$$

A capacidade calorífica do combustível é calculada de acordo com a Eq. (2.44) sabendo que  $t = T(K)/1000$ .

$$C_{p,f} [J/mol.K] = 4,184 \left( A_{f1} + A_{f2}t + A_{f3}t^2 + A_{f4}t^3 + \frac{A_{f5}}{t^2} \right) \quad (2.44)$$

A capacidade calorífica molar a pressão constante do O<sub>2</sub> e do N<sub>2</sub> é calculada de acordo com a Eq. (2.45), sendo os coeficientes  $a_{ji}$  os coeficientes dos polinómios de Gordon e McBride para o O<sub>2</sub> e o N<sub>2</sub> válidos no intervalo de temperatura 300 – 1000 K. A capacidade calorífica molar a pressão constante da mistura é dada pela Eq. (2.46).

$$\tilde{C}_{pj} = R_u (a_{1i}T^{-2} + a_{2i}T^{-1} + a_{3i} + a_{4i}T + a_{5i}T^2 + a_{6i}T^3 + a_{7i}T^4) \quad (2.45)$$

$$\tilde{c}_p = \sum_{i=1}^n \tilde{x}_i \tilde{c}_{p,i} = \tilde{x}_f \tilde{c}_{p,f} + \tilde{x}_{O_2} \tilde{c}_{p,O_2} + \tilde{x}_{N_2} \tilde{c}_{p,N_2} \quad (2.46)$$

A entalpia molar padrão do combustível,  $\tilde{h}_f^o$ , é calculada de acordo com a Eq. (2.47), a entalpia molar padrão do  $O_2$  e do  $N_2$ ,  $\tilde{h}_i^o$ , de acordo com Eq. (2.48), e a entalpia padrão da mistura reagente,  $H_R(T)$  com Eq. (2.49).

$$\tilde{h}_f^o [\text{J/mol}] = 4184 \left( A_{f1} t + A_{f2} \frac{t^2}{2} + A_{f3} \frac{t^3}{3} + A_{f4} \frac{t^4}{4} - \frac{A_{f5}}{t} + A_{f6} \right) \quad (2.47)$$

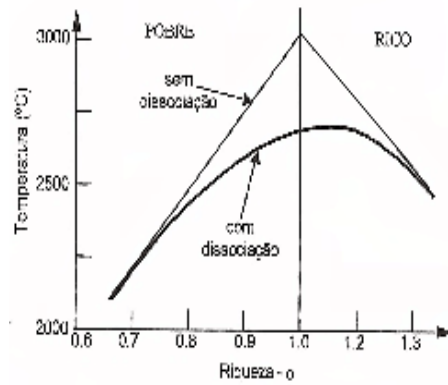
$$\tilde{h}_i^o = R_u T (-a_{1i} T^{-2} + a_{2i} \ln T/T + a_{3i} + a_{4i} T/2 + a_{5i} T^2/3 + a_{6i} T^3/4 + A_{7i} T^4/5 + b_{1i}/T) \quad (2.48)$$

$$H_R(T) = \sum_{i=1}^3 n_i \tilde{h}_i^o(T) = n_f \tilde{h}_f^o(T) + n_{O_2} \tilde{h}_{O_2}^o(T) + n_{N_2} \tilde{h}_{N_2}^o(T) \quad (2.49)$$

#### 2.5.4. Combustão

A combustão, neste programa é tratada como sendo uma “caixa negra”, isto é, parâmetros calculados momentos antes da ignição propriamente dita, no final da compressão, são exportados para um programa denominado por UVFLAME, que calculará a temperatura de chama (temperatura máxima atingida na combustão), que servirá de input neste programa. O UVFLAME tem como inputs:

- Composição do combustível,  $n_C, n_H, n_N, n_O$ ;
- Riqueza da mistura,  $\phi$ ;
- Temperatura de chama arbitrada;
- Temperatura dos reagentes (no PMS no final da compressão);
- Pressão dos reagentes (no PMS no final da compressão);
- Entalpia da mistura por kmole de combustível;
- Número de kmoles de reagente por kmole de combustível,  $n_R/n_f$ ;
- Massa molecular dos reagentes,  $M_R$ ;



**Figura 2 – Evolução da temperatura com dissociação e sem dissociação**

Efeitos como a dissociação, estão incluídos no cálculo da temperatura de chama, isto porque a dissociação acontece a altas temperaturas geralmente acima dos 1300 K ( $\text{CO}_2$ ) e de 1600 K ( $\text{H}_2\text{O}$ ) e quanto maior a temperatura maior será a dissociação destes compostos em  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$  e  $\text{O}_2$ , reduzindo assim a temperatura máxima do ciclo, pois estas reacções são endotérmicas. Como as equações da dissociação são complexas e em grande quantidade, não são usadas em programas de cálculo mais simples, que quando usados poderão dar ideias erradas, traduzindo rendimentos de ciclo superiores e aumento das prestações (binário e potência), do que na realidade existem, Figura 2.

A fracção da massa queimada,  $x_b$ , é dada pela equação Eq. (2.50).

$$x_b = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (2.50)$$

Onde  $\theta_0$  é o ângulo da cambota no início da combustão,  $\Delta\theta$  é a duração total do processo de combustão e  $a$  e  $m$  são parâmetros ajustáveis. Actualmente  $a = 5$  e  $m = 2$ , [7].

### 2.5.5. Expansão

Sendo a fase ciclo de 4 tempos que realiza trabalho positivo, a expansão necessita de ser correctamente simulada. Inicia-se no PMS após a ignição da mistura reagente e cessa aquando a abertura da válvula de escape, EVO. As fórmulas usadas para cálculo da pressão,  $p(\theta)$ , e do coeficiente de expansão isentrópica,  $\gamma$ , são semelhantes às usadas na fase de compressão (Eq. (2.42) e Eq. (2.43), respectivamente. A equação química que simula a combustão é apresentada seguidamente, Eq. (2.51) sendo a fracção molar de cada produto de combustão,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$  e  $\text{O}_2$ , calculada de acordo com [16].

$$\begin{aligned}
C_a H_b + \frac{a + \frac{b}{4}}{\phi} (O_2 + 3,773 N_2) \\
\rightarrow a C O_2 + \frac{b}{2} H_2 O + \left(a + \frac{b}{4}\right) \frac{3,773}{\phi} N_2 + \left(a + \frac{b}{4}\right) \left(\frac{1}{\phi} - 1\right) O_2
\end{aligned} \tag{2.51}$$

A Massa Molar dos produtos da combustão para uma riqueza  $\phi \leq 1$  é dado pela Eq. (2.52).

$$M_p = \sum_{i=1}^n \tilde{x}_i M_i = \tilde{x}_{CO_2} M_{CO_2} + \tilde{x}_{H_2O} M_{H_2O} + \tilde{x}_{N_2} M_{N_2} + \tilde{x}_{O_2} M_{O_2} \tag{2.52}$$

A Capacidade Calorífica a Volume Constante Molar,  $\tilde{c}_v$ , e a volume constante mássica,  $c_v$  é dada pelas Eq. (2.53) e Eq. (2.54).

$$\tilde{c}_v = \tilde{c}_p - R_u \tag{2.53}$$

$$c_v = \frac{\tilde{c}_v}{M} \tag{2.54}$$

A Capacidade Calorífica  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  e  $O_2$  é calculada de acordo com a Eq. (2.55) sendo os coeficientes  $a_{ji}$  os coeficientes dos polinómios de Gordon e McBride para o  $O_2$  e o  $N_2$  válidos no intervalo de temperatura 300 – 1000 K. A capacidade calorífica da mistura de produtos da combustão é dada pela Eq. (2.56).

$$\tilde{C}_{pj} = R_u (a_{1i} T^{-2} + a_{2i} T^{-1} + a_{3i} + a_{4i} T + a_{5i} T^2 + a_{6i} T^3 + a_{7i} T^4) \tag{2.55}$$

$$\tilde{C}_p = \sum_{i=1}^n \tilde{x}_i \tilde{c}_{p,i} = \tilde{x}_{H_2O} \tilde{c}_{p,H_2O} + \tilde{x}_{CO_2} \tilde{c}_{p,CO_2} + \tilde{x}_{N_2} \tilde{c}_{p,N_2} + \tilde{x}_{O_2} \tilde{c}_{p,O_2} \tag{2.56}$$

### 2.5.6. Escape

A última fase do ciclo, tem como objectivo expulsar os gases resultantes da combustão do cilindro do motor para assim o ciclo ser repetido. Inicia-se aquando a abertura da válvula de escape, EVO, e termina quando esta fecha, EVC. A descarga dos gases é efectuada à pressão atmosférica sendo a temperatura igual à temperatura no momento em que a válvula de escape abre, EVO. Como os gases vão ser libertados o número de moles dos produtos da combustão irão decrescer de acordo com a Eq. (2.57).

$$n(\theta) = \frac{p \times V(\theta)}{R_u \times T(\theta = EVO)} \tag{2.57}$$

### 2.5.7. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O calor num motor de combustão interna é transferido por convecção forçada entre os gases no interior do cilindro e cabeça, paredes do cilindro, válvulas e êmbolo durante as quatro fases do ciclo. Em regime permanente, nos problemas de convecção forçada, o fluxo transferido,  $\dot{q}$  para uma superfície sólida à temperatura  $T_w$  proveniente de um fluido quente à temperatura  $T$  é determinado através da relação, Eq. (2.58).

$$\dot{q} = h_c(T - T_w) \quad (2.58)$$

Onde  $h_c$  é o chamado coeficiente de transferência de calor. Num cilindro de um motor,  $h_c$  é dado pela Eq. (2.59) chamada lei de Annand.

$$\left(\frac{h_c B}{k}\right) = a \left(\frac{\rho \bar{S}_p B}{\mu}\right)^b \quad (2.59)$$

Onde  $0.35 < a < 0.8$ ,  $b=0.70$ . A condutividade térmica do gás,  $k$ , é calculada usando a Eq. (2.60).

$$k = \frac{9\gamma - 5}{4} \mu c_v \quad (2.60)$$

A Viscosidade dinâmica dos produtos é dada pela Eq. (2.61) sendo a viscosidade dinâmica do ar dada pela Eq. (2.62) sendo  $T$  em K.

$$\mu_{prod} = \frac{\mu_{air}}{1 + 0.027 \phi} \quad (2.61)$$

$$\mu_{air} = 3.3 \times 10^{-7} \times T^{0.7} \quad (2.62)$$

A potência calorífica transferida num cilindro quando a cambota está na posição angular definida pelo ângulo  $\theta$  é dada pela Eq. (2.63) onde  $T_w = 250 \text{ }^\circ\text{C} = 273.15 \text{ K} + 250 \text{ }^\circ\text{C} = 523.15 \text{ K}$ .

$$q_{conv}(\theta) = -h_c A_w(\theta)(T_g - T_w) \quad (2.63)$$

O calor transferido pelo gás num cilindro quando a cambota do motor roda um ângulo de um grau é dado pela Eq. (2.64).

$$Q_{\Delta\theta} = q_{conv}(\theta) \frac{1}{N \times 360} \quad (2.64)$$

A variação de temperatura do gás no cilindro devido à transferência de calor na rotação da cambota do ângulo  $(\theta - 1)$  para  $\theta$  é dada pela Eq. (2.65).

$$\Delta T(\theta) = \frac{Q_{\Delta\theta}(\theta)}{n(\theta) \times M(\theta) \times c_v(T(\theta))} \quad (2.65)$$

### 2.5.8. TRABALHO INDICADO POR CICLO

O trabalho indicado por ciclo por cilindro é dado pela Eq. (2.66), onde  $p$  é a pressão no interior de um cilindro e  $V$  é o volume de um cilindro.

$$W_{c,i,cil} = \oint p dV \quad (2.66)$$

### 2.5.9. POTÊNCIA INDICADA

A potência indicado por cilindro,  $P_{i,cil}$ , é relacionada com o trabalho por ciclo pela Eq. (2.67).

$$P_{i,cil} = \frac{W_{c,i,cil} N}{n_R} \quad (2.67)$$

A potência indicada,  $P_i$ , é igual ao produto do número de cilindros,  $n_{cil}$ , pela potência indicada de um cilindro,  $P_{i,cil}$  e é dado pela Eq. (2.68).

$$P_i = n_{cil} P_{i,cil} \quad (2.68)$$

### 2.5.10. BINÁRIO INDICADO

O binário indicado por cilindro,  $T_{i,cil}$ , é relacionada com o trabalho por ciclo pela Eq. (2.69).

$$T_{i,cil} = \frac{W_{c,i,cil}}{2 \pi n_R} \quad (2.69)$$

O binário indicado,  $T_i$ , é relacionado com a potência indicada pela Eq. (2.70).

$$T_i = \frac{P_i}{2 \pi N} \quad (2.70)$$

### 2.5.11. PRESSÃO MÉDIA EFECTIVA INDICADA

A pressão média efectiva indicada,  $imep$ , é relacionada com o trabalho por ciclo indicado por cilindro pela Eq. (2.71).

$$imep[\text{kPa}] = \frac{W_{c,i,cil}[\text{J}] \times 10^{-3}}{V_{d,cil}[\text{m}^3]} \quad (2.71)$$

## 2.5.12. TRABALHO DE ATRITO

Num qualquer motor existem perdas devido a movimentos relativos entre componentes e perdas resultantes de órgãos auxiliares, denominadas como perdas por atrito. O trabalho de atrito por ciclo e por cilindro,  $W_{c,atr,cil}$ , é dado pela soma dos trabalhos de atrito por ciclo e por cilindro dos seguintes componentes do motor:

- Entre o êmbolo e segmentos e cilindro do motor,  $W_{c,atr,es,cil}$ ;
- Chumaceiras principais da cambota,  $W_{c,atr,chp,cil}$ ;
- Chumaceiras da cabeça da biela,  $W_{c,atr,ccb,cil}$ ;
- Chumaceiras do pé da biela,  $W_{c,atr,cpb,cil}$ ;
- Chumaceiras principais da árvore de cames,  $W_{c,atr,cpac,cil}$ ;
- Ressaltos da árvore de cames  $W_{c,atr,rac,cil}$ ;
- Bomba de água,  $W_{c,atr,ba,cil}$ ;
- Bomba de óleo,  $W_{c,atr,bo,cil}$ ;
- Alternador,  $W_{c,atr,alt,cil}$ ;

$$W_{c,atr,cil} = W_{c,atr,es,cil} + W_{c,atr,chp,cil} + W_{c,atr,ccb,cil} + W_{c,atr,cpb,cil} + W_{c,atr,cpac,cil} + W_{c,atr,rac,cil} + W_{c,atr,ba,cil} + W_{c,atr,bo,cil} + W_{c,atr,alt,cil} \quad (2.72)$$

O trabalho por ciclo ao freio por cilindro é dado pela Eq. (2.73).

$$W_{c,b,cil} = W_{c,i,cil} - W_{c,atr,cil} \quad (2.73)$$

A tensão de atrito viscosa,  $\tau_{j\theta}$ , sobre o elemento  $j$  para o ângulo de rotação da cambota  $\theta$  é dada pela lei de Newton, Eq. (2.74) onde  $e_{ij}$  é a espessura do filme lubrificante entre o elemento  $j$  e o cilindro,  $S_{p,\theta}$  é a velocidade instantânea do êmbolo para o ângulo  $\theta$ , e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do óleo lubrificante para a sua temperatura.

$$\tau_{j\theta} = \mu \frac{dv}{dy} = \mu(T_{\text{óleo}}) \frac{S_{p,\theta}}{e_j} \quad (2.74)$$

A força de atrito viscosa,  $F_{j\theta}$  para o elemento  $j$  para o ângulo de rotação da cambota  $\theta$ , é dada pelo produto da tensão viscosa pela área de contacto, Eq. (2.75).

$$F_{j\theta} = \tau_{j\theta} A_j \quad (2.75)$$

A viscosidade do óleo em função da temperatura é dada pela Eq. (2.76) (Equação desenvolvida pelo professor Doutor Pedro Carvalheira, do DEM da FCTUC resultante de investigação na área para o óleo SAE 0W40).

$$\mu(T_{\text{óelo}}[K])[Pa.s] = 0.0619 \times e^{(10.875 \times ((313,15 - T)/T))} \quad (2.76)$$

### 2.5.12.1. Trabalho de atrito entre Êmbolo e Segmentos

O trabalho viscoso entre o êmbolo e os segmentos é igual ao produto da força viscosa pelo deslocamento do êmbolo quando a cambota gira do ângulo  $(\theta - 1)$  para o ângulo  $\theta$ , Eq. (2.77).

$$W_{j\theta} = F_{j\theta} \times (s(\theta) - s(\theta - 1)) \quad (2.77)$$

A área de contacto,  $A_j$ , do segmento  $j$  com a parede do cilindro é dada pela Eq. (2.78) em que  $h_j$  é a altura do segmento  $j$  para os segmentos de compressão ou a altura total dos lábios que contactam com o cilindro para os segmentos raspadores de óleo.

$$A_j = \pi B h_j \quad (2.78)$$

Admite-se que cada êmbolo deste motor tem dois segmentos de compressão,  $j = 2$  e  $4$  e um segmento raspador,  $j = 6$ . A área de contacto,  $A_j$ , do êmbolo com o cilindro acima do 1º segmento de compressão,  $j = 1$ , a área de contacto do êmbolo com o cilindro entre o primeiro e o segundo segmentos de compressão,  $j = 3$ , e a área de contacto do êmbolo com o cilindro entre o segundo segmento de compressão e o segmento raspador de óleo,  $j = 5$ , é dada pela Eq. (2.78) em que  $h_j$  é a altura da área de contacto do êmbolo com o cilindro acima do 1º segmento ou entre segmentos. A área de contacto do êmbolo com o cilindro abaixo do segmento raspador de óleo é  $A_j$ , com  $j = 7$ .

Assim o trabalho viscoso total entre êmbolo e segmentos e cilindro para um cilindro é dado pelo somatório de todos os trabalhos elementares de todas as forças viscosas actuando entre todos os elementos do êmbolo e segmentos e o cilindro e para todos os deslocamentos elementares do êmbolo num ciclo completo, Eq. (2.79).

$$W_{c,atr,es,cil} = \sum_{j=1}^n \sum_{\theta=1}^{720} W_{j\theta} \quad (2.79)$$



### 2.5.12.2. Trabalho de atrito nas chumaceiras principais da cambota

A tensão de atrito viscosa,  $\tau_{j\theta}$ , sobre o elemento  $j$  para o ângulo de rotação da cambota  $\theta$  é dada pela lei de Newton, Eq. (2.80), onde  $e_{ij}$  é a espessura do filme lubrificante entre o elemento  $j$  e o cilindro,  $S_{p,\theta}$  é a velocidade instantânea do êmbolo para o ângulo  $\theta$ , e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do óleo lubrificante para a sua temperatura.

$$\tau_{j\theta} = \mu \frac{d v}{d y} = \mu(T_{\text{óleo}}) \frac{S_{p,\theta}}{e_j} \quad (2.80)$$

A força de atrito viscosa,  $F_{j\theta}$  para o elemento  $j$  para o ângulo de rotação da cambota  $\theta$ , é dada pelo produto da tensão viscosa pela área de contacto, Eq. (2.81).

$$F_{j\theta} = \tau_{j\theta} A_j \quad (2.81)$$

Assim, o trabalho de atrito nas chumaceiras principais da cambota é dado pelas Eq. (2.82) com base nas Eq. (1) à Eq. (5) (Anexo C).

$$W_{c,atr,chp} = n_{chp} \times \tau_{chp} \times A_{chp} \times r_{chp} \times \theta_{ciclo} \quad (2.82)$$

### 2.5.12.3. Trabalho de atrito nas chumaceiras da cabeça da biela

O trabalho de atrito nas chumaceiras da cabeça da biela é dado pelas Eq. (2.83) com base nas Eq. (6) à Eq. (10) (Anexo D.)

$$W_{c,atr,ccb} = n_{ccb} \times \tau_{ccb} \times A_{ccb} \times r_{ccb} \times \theta_{ciclo} \quad (2.83)$$

### 2.5.12.4. Trabalho de atrito nas chumaceiras pé da biela

O trabalho de atrito nas chumaceiras do pé da biela é dado pelas Eq. (2.84) com base nas Eq. (11) à Eq. (15) (Anexo E).

$$W_{atr,cpb,\theta} = n_{cpb} \times \tau_{cpb} \times A_{cpb} \times r_{cpb} \times (\phi_{\theta} - \phi_{\theta-1}) \quad (2.84)$$

A derivada temporal de  $\phi_{\theta}$  é estimada pela diferença finita centrada dada pela Eq. (2.85).

$$\frac{d \phi_{\theta}}{d t} = \frac{\phi_{\theta+1} - \phi_{\theta-1}}{t_{\theta+1} - t_{\theta-1}} \quad (2.85)$$

Assim, o trabalho de atrito numa chumaceira do pé da biela por ciclo é dado pela Eq. (2.86) e o trabalho de atrito nas chumaceiras do pé da biela por ciclo é dado pela Eq. (2.87).

$$W_{c,atr,cpb,cil} = \sum_{\theta=1}^{720} W_{atr,cpb,\theta} \quad (2.86)$$

$$W_{c,atr,cpb} = n_{cil} \times W_{c,atr,cpb,cil} \quad (2.87)$$

#### 2.5.12.5. Trabalho de atrito nas chumaceiras principais da árvore de cames

O trabalho de atrito nas chumaceiras principais da árvore de cames é dado pelas Eq. (2.88) com base nas Eq. (16) à Eq. (20) (Anexo F).

$$W_{c,atr,cpac} = n_{cpac} \times \tau_{cpac} \times A_{cpac} \times r_{cpac} \times \theta_{c,cpac} \quad (2.88)$$

#### 2.5.12.6. Trabalho de atrito nos ressaltos da árvore de cames

O trabalho de atrito nos ressaltos da árvore de cames é dado pela Eq. (2.89) com base nas Eq. (21) à Eq. (25) (Anexo G).

$$W_{c,atr,rac} = n_{rac} \times \tau_{rac} \times A_{rac} \times r_{m,rac} \times \theta_{c,rac} \quad (2.89)$$

#### 2.5.12.7. Trabalho de atrito nas chumaceiras total

O trabalho de atrito nas chumaceiras por ciclo é dado pela Eq. (2.90) e a Eq. (2.91) representa o trabalho de atrito nas chumaceiras por ciclo.

$$W_{c,atr,ch} = W_{c,atr,chp} + W_{c,atr,ccb} + W_{c,atr,cpb} + W_{c,atr,cpac} + W_{c,atr,rac} \quad (2.90)$$

$$W_{c,atr,ch,cil} = \frac{W_{c,atr,ch}}{n_{cil}} \quad (2.91)$$

#### 2.5.12.8. Trabalho de atrito na Bomba de Água

O trabalho nominal da bomba de água por cilindro e por ciclo é dado pela Eq. (2.92) com base nas Eq. (26) à Eq. (33) (Anexo H).

$$W_{c,atr,ba,cil} = \frac{P_{n,ba} \times \Delta t_c}{n_{cil}} \quad (2.92)$$

### 2.5.12.9. Trabalho de atrito na Bomba de Óleo

A potência de atrito na bomba de óleo,  $P_{bo}$ , assumindo tratar-se como sendo do tipo de engrenagens é dada Eq. (2.93) em que 2 é o número de rodas dentadas da bomba de óleo,  $n_{d,r}$ , é o número de dentes de cada roda dentada,  $V_{dente}$  é o volume de cada dente da roda dentada,  $N_{bo}$  é a velocidade de rotação angular da bomba de óleo em rot/s e  $p_{bo}$  é a pressão da bomba de óleo em Pa.

$$P_{bo} = 2 \times n_{d,r} \times V_{dente} \times N_{bo} \times p_{bo} \quad (2.93)$$

O volume de cada dente da roda dentada é dado pela Eq. (2.94) em que  $m$  é o módulo da engrenagem das rodas dentadas e  $l_{dente}$  é a largura dos dentes das rodas dentadas.

$$V_{dente} \cong 2.25 \times m \times \frac{\pi}{2} m \times l_{dente} \quad (2.94)$$

A velocidade de rotação angular da bomba de óleo,  $N_{bo}$ , é dada pela Eq. (2.95) em que  $N$  é a velocidade de rotação da cambota.

$$N_{bo} = i_{bo} \times N \quad (2.95)$$

O trabalho de atrito da bomba de óleo por cilindro e por ciclo  $W_{atr,bo,cil}$  é dado pela Eq. (2.96).

$$W_{c,atr,bo,cil} = \frac{P_{bo} \times n_R}{n_{cil} \times N} = \frac{2 \times n_{d,r} \times V_{dente} \times i_{bo} \times p_{bo} \times n_R}{n_{cil}} \quad (2.96)$$

### 2.5.12.10. Trabalho de atrito no alternador

O trabalho de atrito no alternador por cilindro e por ciclo,  $W_{c,atr,alt,cil}$  é dado pela Eq. (2.97), em que  $V$  é a diferença de potencial nos terminais do alternador em Volt,  $I$  é a intensidade de corrente produzida pelo alternador em Ampère,  $n_R$  é o número de rotações da cambota do motor por ciclo,  $N$  é a velocidade de rotação angular da cambota em rot/s,  $\eta_{alt}$  é o rendimento do alternador e  $n_{cil}$  é o número de cilindros do motor:

$$W_{c,atr,alt,cil} = \frac{V \times I \times \Delta t_c}{\eta_{alt} \times n_{cil}} = \frac{V \times I \times n_R}{\eta_{alt} \times n_{cil} \times N} \quad (2.97)$$

### 2.5.13. Potência ao Freio

A potência ao freio por cilindro,  $P_{b,cil}$ , é relacionada com o trabalho por ciclo ao freio pela Eq. (2.98).

$$P_{b,cil} = \frac{W_{c,b,cil}N}{n_R} \quad (2.98)$$

A potência ao freio,  $P_b$ , é igual ao produto do número de cilindros,  $n_{cil}$ , pela potência ao freio de um cilindro,  $P_{b,cil}$ , Eq. (2.99).

$$P_b = n_{cil} \times P_{b,cil} \quad (2.99)$$

#### 2.5.14. Binário ao Freio

O binário ao freio por cilindro,  $T_{b,cil}$ , é relacionada com o trabalho por ciclo ao freio pela Eq. (2.100).

$$T_{b,cil} = \frac{W_{c,b,cil}}{2\pi \times n_R} \quad (2.100)$$

A potência ao freio,  $P_b$ , é igual ao produto do número de cilindros,  $n_{cil}$ , pela potência ao freio de um cilindro,  $P_{b,cil}$ , Eq. (2.101).

$$T_b = n_{cil} \times T_{b,cil} \quad (2.101)$$

#### 2.5.15. Pressão média efectiva ao freio

A pressão média efectiva ao freio,  $bmep$ , relaciona-se com o trabalho por ciclo ao freio por cilindro pela Eq. (2.102).

$$bmep[kPa] = \frac{W_{c,b,cil}[J] \times 10^{-3}}{V_{d,cil}[m^3]} \quad (2.102)$$

#### 2.5.16. Rendimento Mecânico

O rendimento mecânico do motor é dado pela razão entre a potência ao freio e a potência indicada de acordo com a Eq. (2.103).

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i} \quad (2.103)$$

#### 2.5.17. Relação Ar/Combustível

A relação ar/combustível,  $A/F$ , é a relação entre a massa de ar e a massa de combustível na mistura reagente que entra no motor. Tendo em conta a composição da mistura reagente dada pela Eq. (2.104), a relação ar/combustível é dada pela Eq. (2.105).

$$C_a H_b + \frac{\left(a + \frac{b}{4}\right)}{\phi} (O_2 + 3.773 N_2) \quad (2.104)$$

$$\frac{A}{F} = \frac{\frac{\left(a + \frac{b}{4}\right)}{\phi} (2 \times 15.9994 + 3.773 \times 2 \times 14.0067)}{12.01115 \times a + 1.00797 \times b} \quad (2.105)$$

### 2.5.18. Consumo de Combustível

O caudal mássico de mistura fresca admitido no motor é dado pela Eq. (2.106).

$$\dot{m}_{mix} = n_{cil} \times (n_{\theta_{IVC}} - n_{\theta=0}) \times M_R \times \frac{N}{n_R} \quad (2.106)$$

O caudal mássico de combustível admitido no motor é dado pela Eq. (2.107).

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_{mix}}{\left(\frac{A}{F}\right) + 1} \quad (2.107)$$

O consumo específico indicado é dado pela Eq. (2.108).

$$isfc = \frac{\dot{m}_f}{P_i} \quad (2.108)$$

O consumo específico ao freio é dado pela Eq. (2.109).

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (2.109)$$

### 2.5.19. Eficiência de Conversão de Combustível

As eficiências de conversão de combustível indicada e ao freio são dadas pelas Eq. (2.110) e Eq. (2.111), respectivamente.

$$\eta_{f,i} = \frac{3600}{isfc[g/(kW.h)] \times Q_{LHVp}[MJ/kg]} \quad (2.110)$$

$$\eta_{f,b} = \frac{3600}{bsfc[g/(kW.h)] \times Q_{LHVp}[MJ/kg]} \quad (2.111)$$

### 2.5.20. Caudal Mássico de Ar e Rendimento Volumétrico

O caudal mássico de ar admitido no motor é dado pela Eq. (2.112).

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{mix} - \dot{m}_f \quad (2.112)$$

O rendimento volumétrico de motores de ciclo de 4 tempos é dado pela equação seguinte, Eq. (2.113).

$$\eta_v = \frac{2 \times \dot{m}_a}{\rho_{a,i} \times V_d \times N} \quad (2.113)$$

Sendo a massa volúmica do ar de admissão dada pela Eq. (2.114).

$$\rho_{a,i} = \frac{p_i \times M_a}{R_u \times T_{a,i}} \quad (2.114)$$

A interface deste programa é apresentada no Anexo L.

## 2.6. Inputs do programa de Simulação

Os inputs utilizados no programa de simulação do funcionamento do motor foram definidos de acordo com a existência de feedback com o programa “ensaio 0 aos 100 km/h”. Após muitas simulações eis alguns dos dados geométricos e de funcionamento do motor:

<b>B /mm</b>	55.5	<b>IVO /°APMI</b>	48	<b>DIGVI /mm</b>	5
<b>L /mm</b>	61.05	<b>IVO /°DPMS</b>	14	<b>DIGVE /mm</b>	5
<b>r<sub>c</sub></b>	10.5	<b>DVImax /mm</b>	21.6	<b>n<sub>vi</sub></b>	2
<b>l /mm</b>	102	<b>DVEmax /mm</b>	18.5	<b>n<sub>ve</sub></b>	2
<b>n<sub>cil</sub></b>	2	<b>WI mm</b>	1.5	<b>φ</b>	1
<b>IVO /°APMS</b>	17	<b>WE /mm</b>	1.3	<b>Combustível</b>	C <sub>8.26</sub> H <sub>15.5</sub>
<b>IVC /°DPMI</b>	50	<b>LVImax /mm</b>	6.5		

Tabela 5 - Inputs programa simulação "ciclo otto"

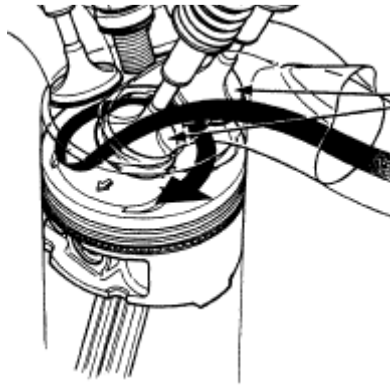
O objectivo a atingir seria 12 s em aceleração contínua dos 0 aos 100 km/h, logo era necessário definir uma geometria para que o objectivo se cumprisse. Primeiro definiu-se uma cilindrada de 200 cm<sup>3</sup> que foi aumentada consecutivamente até se atingir o valor pretendido na aceleração.

De notar que à medida que se aumentava a cilindrada do motor outros parâmetros iam-se alterando com por exemplo os diâmetros das válvulas de admissão e de escape. Estes relacionavam-se com o diâmetro do cilindro pelas seguintes equações, Eq. (2.115) e Eq. (2.116), [9]. Para motores naturalmente aspirados:

$$\frac{DVI}{DVE} = 1.17 \quad (2.115)$$

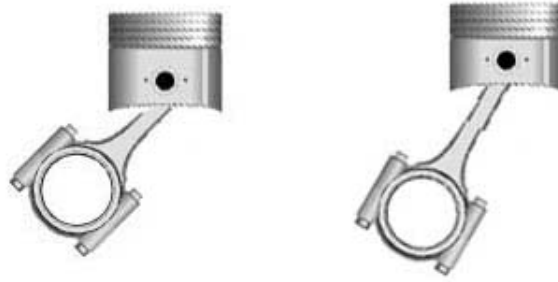
$$DVI = 0.39 \times B \quad (2.116)$$

De citar que o motor será de quatro válvulas por cilindro, duas de admissão e duas de escape, porque assim o motor “respirará” a altos regimes. A baixos regimes de rotação haverá a possibilidade de criar uma restrição na passagem de ar numa das válvulas de admissão criando turbulência, denominada de *swirl*, necessária para que a velocidade de chama aumente, aumentando assim a eficiência a baixas rotações, Figura 3. Os ângulos de abertura e fecho das válvulas de admissão e de escape, foram escolhidos, de acordo com os limites para abertura e fecho das mesmas, de modo a maximizar o desempenho do motor em toda a sua gama de funcionamento.



**Figura 3 - Turbulência na conduta de admissão**

A taxa de compressão,  $r_c$  é um dos parâmetros determinantes da potência e rendimento do motor. Infelizmente está limitada pela detonação, pelo que não é possível utilizarem-se valores superiores a 10-11:1, limitando assim os motores a gasolina. Um dos parâmetros que entra na simulação é o comprimento da biela, no entanto a sua influência é desprezável (no programa usado), porque neste programa não são contabilizados os esforços sobre a parede do cilindro. Como se sabe, a ligação entre os êmbolos e a cambota é feita através da biela, que quanto mais longa for menor será a sua inclinação, como se pode ver na Figura 4.



**Figura 4 - Inclinação da biela curta vs inclinação da biela longa**

Assim, quanto maior for o curso da cambota e menor o comprimento da biela, maior será a inclinação da biela e maior será também os esforços laterais sobre a parede do cilindro. Quanto maior estes esforços, menor será o aproveitamento da força de expansão dos gases de combustão, resultando binários abaixo do que seriam teoricamente previstos.

Os construtores de automóveis não desvendam como resolvem estes problemas mas se analisarmos a Tabela 12 no Anexo J, chegamos à conclusão que o valor limite máximo, na construção de um motor com um trabalhar suave, utilizado para a relação  $a/l$  é 0.3. Aliás o valor ideal seria o de uma biela infinitamente grande mas à que ter em consideração limites de altura do motor, impostos pelo estilo do automóvel.

Daqui a escolha do valor para o comprimento da biela Eq. (2.117).

$$\frac{r}{l} = \frac{L/2}{l} = \frac{0.06105/2}{0.102} \cong 0.3 \quad (2.117)$$

O motor a desenvolver terá de cumprir a Norma de Emissão de Poluentes Euro 5 e sendo necessária uma eficaz eliminação dos poluentes a escolha de uma mistura reagente perfeitamente estequiométrica,  $\phi = 1$  é imprescindível. Isto porque, os gases de escape, serão tratados por um catalisador de triplo efeito, que origina a redução dos  $\text{NO}_x$  e a oxidação dos CO e HC, e, para que o rendimento de tratamento dos poluentes do escape seja elevado, são necessárias duas condições:

- Que a mistura esteja dentro duma janela de 1% do valor estequiométrico;
- Que a temperatura do catalisador seja superior a 300-400°C.

Se ambas as condições se verificarem e se a gasolina utilizada não contiver chumbo, o catalisador poderá eliminar mais de 98% dos elementos nocivos ao ambiente, Figura 5.



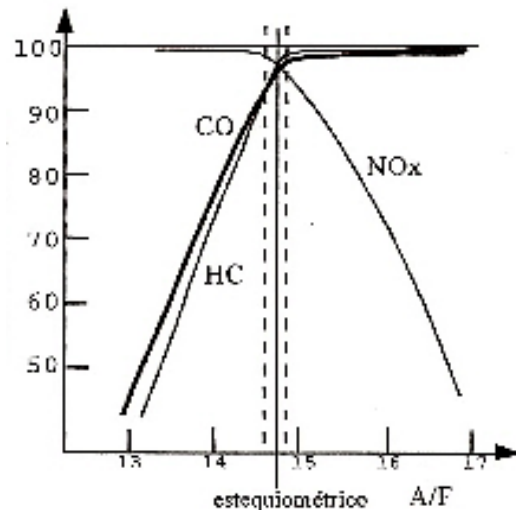


Figura 5 - Rendimento de eliminação de poluentes com a variação de  $\phi$

A temperatura normal de funcionamento do catalisador será na ordem dos 750°C pelo que, não constituirá problema. O único senão é que no arranque a frio a taxa de eliminação de poluentes é muito baixa, o que tem levado os construtores de catalisadores a utilizar outras soluções como a utilização de resistências eléctricas para o aquecimentos nos primeiros instantes de utilização num arranque a frio.

## 2.7. Resultados dos programas de simulação

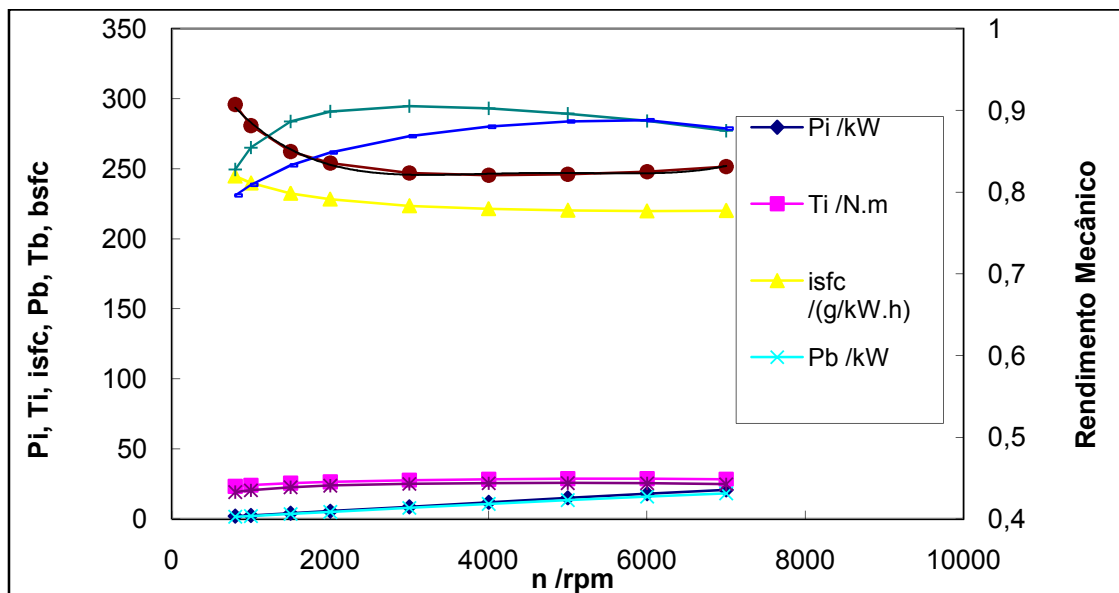


Gráfico 2 – Resultados do programa simulação “ciclo otto” 1

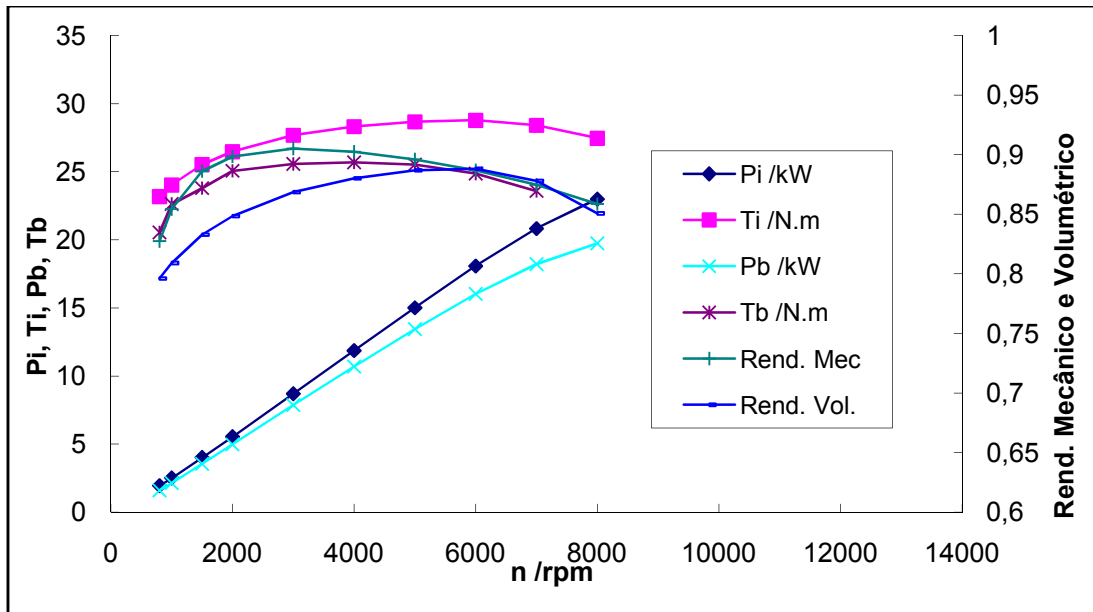


Gráfico 3 - Resultados do programa simulação “ciclo otto” 2

Os gráficos 2 e 3 representam os resultados dados pelo programa de simulação “Ciclo Otto”. A curva de binário,  $T_{b,i}$  aproximada por uma função polinomial de acordo com a Eq. (2.13) serve de dado de entrada para o programa “aceleração 0 aos 100 km/h”, Eq. (2.118).

$$T_{b,i} = 1.98 \times 10^{-14} \times n_i^4 + 3.86 \times 10^{-10} \times n_i^3 - 2.87 \times 10^{-6} \times n_i^2 + 9.17 \times 10^{-3} \times n_i + 15.34 \quad (2.118)$$

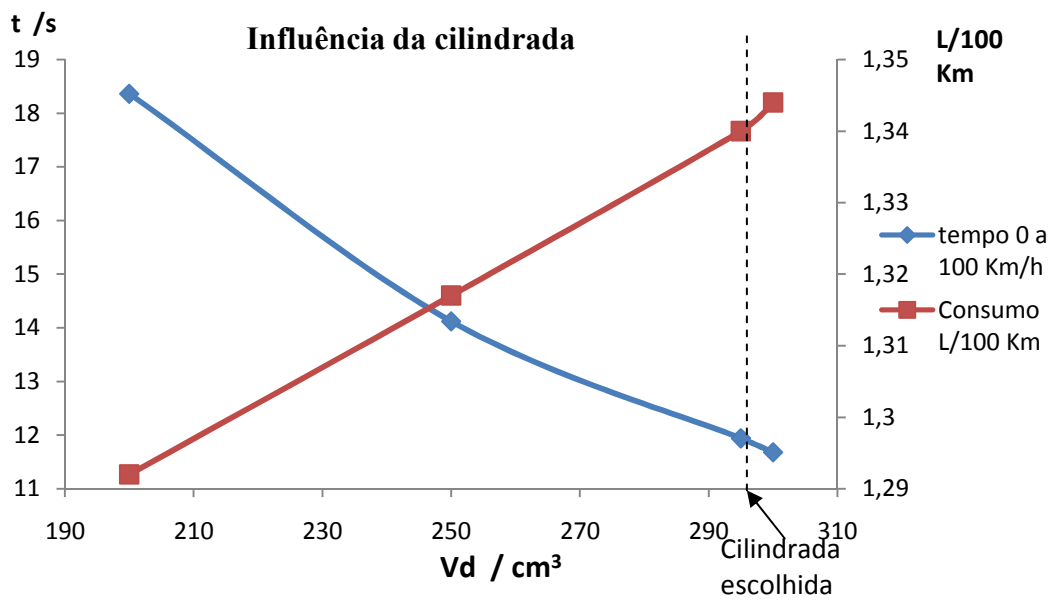
Ficou definido que o motor terá uma caixa acoplada de seis velocidades sendo necessárias seis relações para o motor cumprir os requisitos. Sendo a relação de transmissão,  $i_{tr}$ , a relação entre a velocidade de rotação do motor,  $N_{motor}$ , e a velocidade de rotação do veio de transmissão,  $N_{veio\ trans}$ , Eq. (2.119).

$$i_{tr} = N_{motor} / N_{veio\ trans} \quad (2.119)$$

As relações de transmissão referentes às 6 velocidades ficaram definidas como sendo:

$$i_{tr,1V} = 22.50, i_{tr,2V} = 13.64, i_{tr,3V} = 9.08, i_{tr,4V} = 5.96, i_{tr,5V} = 3.92 \text{ e } i_{tr,6V} = 2.57.$$

O resultado das várias simulações está resumido no Gráfico 4 onde relacionamos o aumento de cilindrada com o consumo de combustível L/100 km] e com a aceleração dos 0 aos 100 km/h.



**Gráfico 4 - Influência da cilindrada no consumo e no tempo de aceleração**

Como podemos ver à medida que a cilindrada aumenta o consumo de combustível aumenta e o tempo dos 0 aos 100 km/h diminui, como seria de esperar. Assim o motor a desenvolver terá um consumo de combustível na ordem dos 1,3 l/100 km na sexta velocidade às 3000 rpm, com uma aceleração dos 0 aos 100 km/h, aproximadamente igual a 12 s.

## CAPÍTULO 3

### 3. Componentes do Motor

O desenvolvimento de alguns dos componentes do motor seguirá o fluxograma representado na Figura 6.

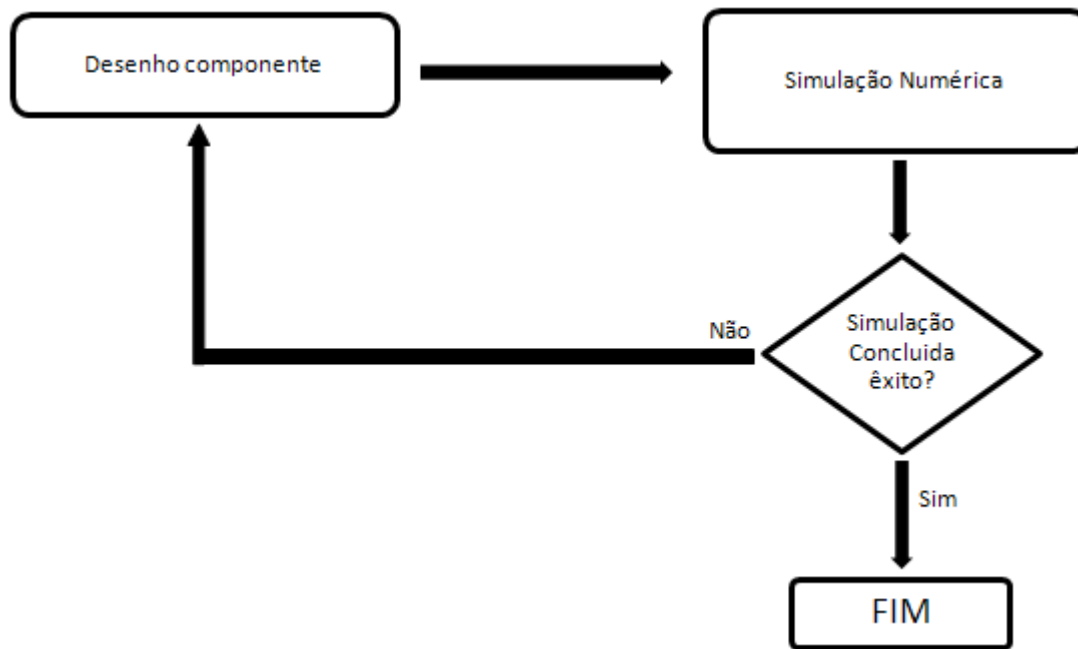


Figura 6 - Fluxograma do projecto de componentes

#### 3.1. PISTÃO

O Pistão é dos elementos mais solicitados de um motor, pois tem variadíssimas funções dentro do mesmo. Como é um elemento sujeito a grandes velocidades (até 25 m/s) em relação ao cilindro, tem de resistir às elevadas pressões e temperaturas em cada ciclo, para assim transmitir a força produzida durante a combustão aos restantes componentes móveis do motor, realizando assim trabalho. Além disso deve assegurar uma boa vedação com o cilindro, deve dissipar o calor recebido da combustão, deve-se moldar ao cilindro a quente ou a frio, ser bem guiado e pouca ter a menor massa possível para evitar problemas inerciais.

O pistão será desenvolvido na liga de Alumínio AlSi12CuNiMg com as características das apresentadas no Anexo A.

### 3.1.1. Desenho do pistão

O desenho do pistão não varia muito dos encontrados no mercado. É de coroa quase plano, com três porta - segmentos (dois de compressão e um raspador de óleo), uma saia que

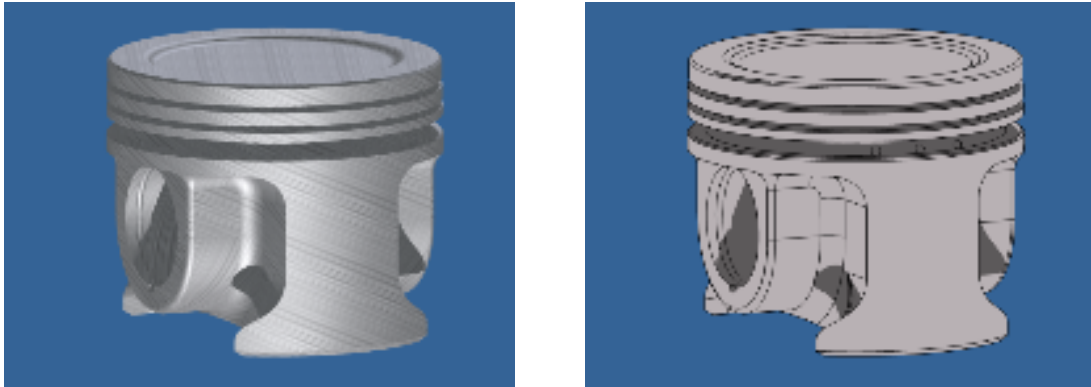


Figura 7 - Desenho do Pistão (real à esquerda e ilustração à direita)

permitirá o guiamento do pistão dentro do cilindro e um furo que através de um pino permite fazer a ligação do pistão à biela a fim de se transmitir o movimento, Figura 7.

### 3.1.2. Simulação do Pistão

A simulação do pistão não pode, sem a presença de outros componentes adjacentes como o cavilhão, a biela e o casquilho do pé da biela (bronzina), representar com rigor o que se passa na realidade. Assim é usada uma montagem do género mostrada na Figura 8.

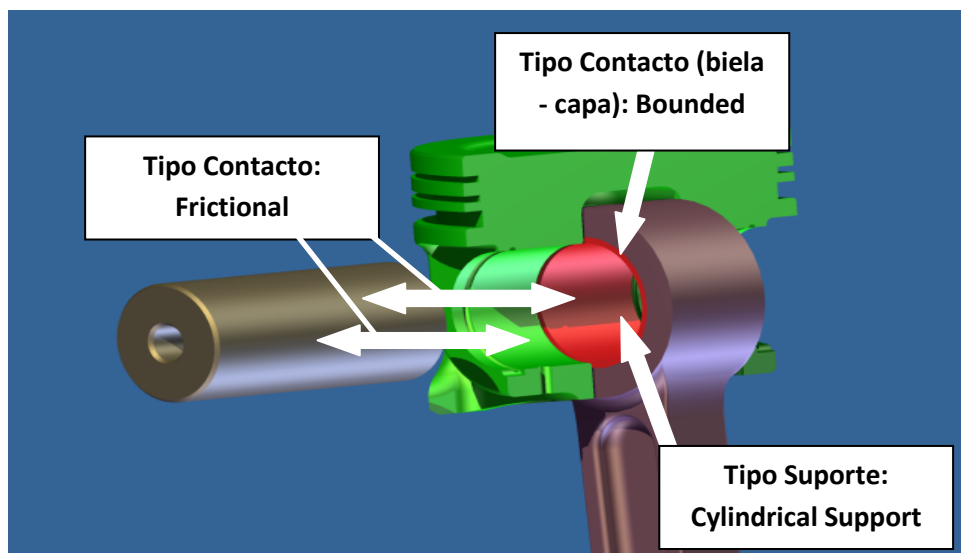
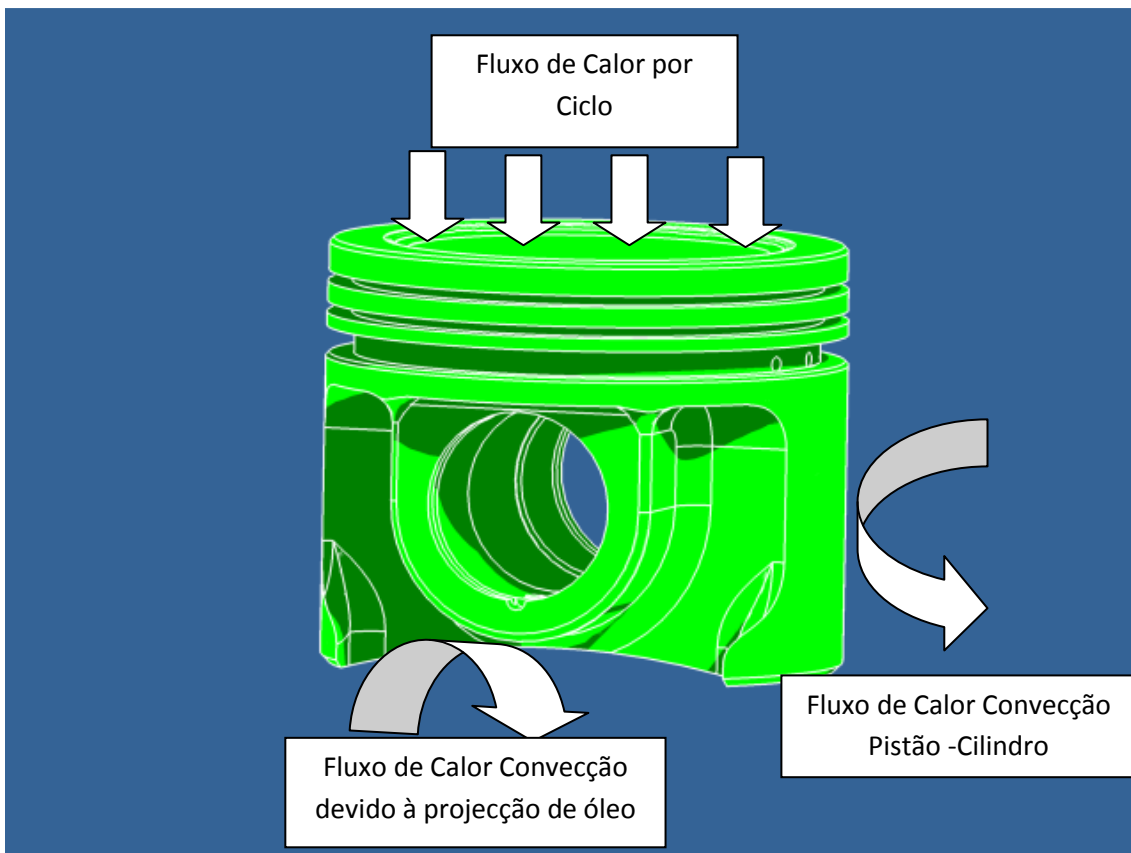


Figura 8 - Montagem Pistão - Biela

As condições fronteira dadas ao programa encontram-se, de forma esquematizada na figura anterior. Entre o pé da biela e a capa do pé da biela o tipo de contacto existente é *Bonded* significando que não é permitida a existência de escorregamento ou separação entre as faces

em contacto. Entre o cavilhão e o êmbolo e entre o cavilhão e a capa do pé da biela o tipo de contacto é *friccional*, isto é, as superfícies em contacto podem ter movimento relativo umas em relação às outras.



**Figura 9 - Carga mecânica e térmica a que está sujeito o pistão**

Na Figura 9 são apresentados na forma de esquema as cargas mecânicas e térmicas a que o pistão está sujeito durante o seu funcionamento. Em relação à pressão e fluxo de calor a que está sujeita a coroa do pistão são dados de saída do programa “Ciclo Otto” atrás resumido.

O fluxo de calor de convecção devido à projecção de óleo e entre o pistão cilindro obedecem à Eq. (3.1).

$$\dot{Q}_f [W/m^2] = \bar{h} [W/(m^2 \cdot K)] \times \Delta T [K] \quad (3.1)$$

Para o fluxo de calor de convecção devido à projecção de óleo, o coeficiente médio de convecção de calor,  $\bar{h}$ , usado no cálculo é  $750 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , [5]. A interface entre parede do pistão e a parede do cilindro, em condições de funcionamento normais encontra-se, preenchida de óleo. Para efeitos de cálculo do coeficiente de calor entre essas superfícies considera-se que a troca de calor se processa por condução, sendo  $k_{\text{óleo}} = 0.138 \text{ [W/m} \cdot \text{K]}$ , a condutividade térmica do óleo usado e  $e_{p,c}$ , a folga entre o pistão e o cilindro que é diferente

consoante a posição. Assim pela Eq. (3.2), é possível calcular o coeficiente de convecção a utilização no programa de simulação.

Com o intuito de baixar ao máximo as tensões máximas atingidas foram simuladas várias características inerentes ao êmbolo. As simulações foram efectuadas considerando uma velocidade de rotação de 3000 rpm que será a velocidade de rotação que o motor terá quando viajar a 120 km/h.

### 3.1.3. Resultados da simulação

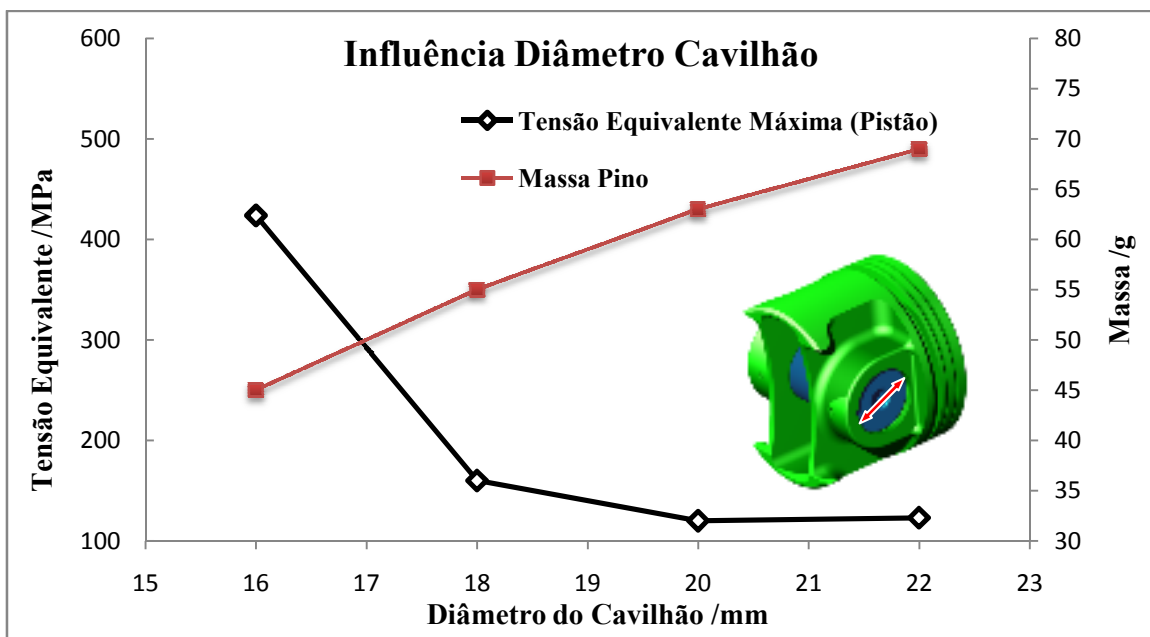


Gráfico 5-Influência Diâmetro Cavilhão

No Gráfico 5 verifica-se que o diâmetro do cavilhão é um parâmetro muito importante na evolução das tensões do pistão. Existe uma diminuição de, aproximadamente 400 % das tensões máximas no pistão quando aumentamos o diâmetro do cavilhão de 16 mm para 20 mm com os cálculos realizados com o diâmetro do furo do cavilhão igual a 60 % do diâmetro do cavilhão. Um outro parâmetro relativamente importante é a espessura da parede do cavilhão. Como se verifica, à medida que esta aumenta (diâmetro do furo cavilhão diminui), existe uma diminuição nas tensões equivalentes máximas no êmbolo variando de 120 MPa com espessura da parede de 4 mm para 80 MPa com a espessura 7 mm. (Gráfico 6). Cálculos efectuados com um diâmetro do cavilhão de 20 mm.

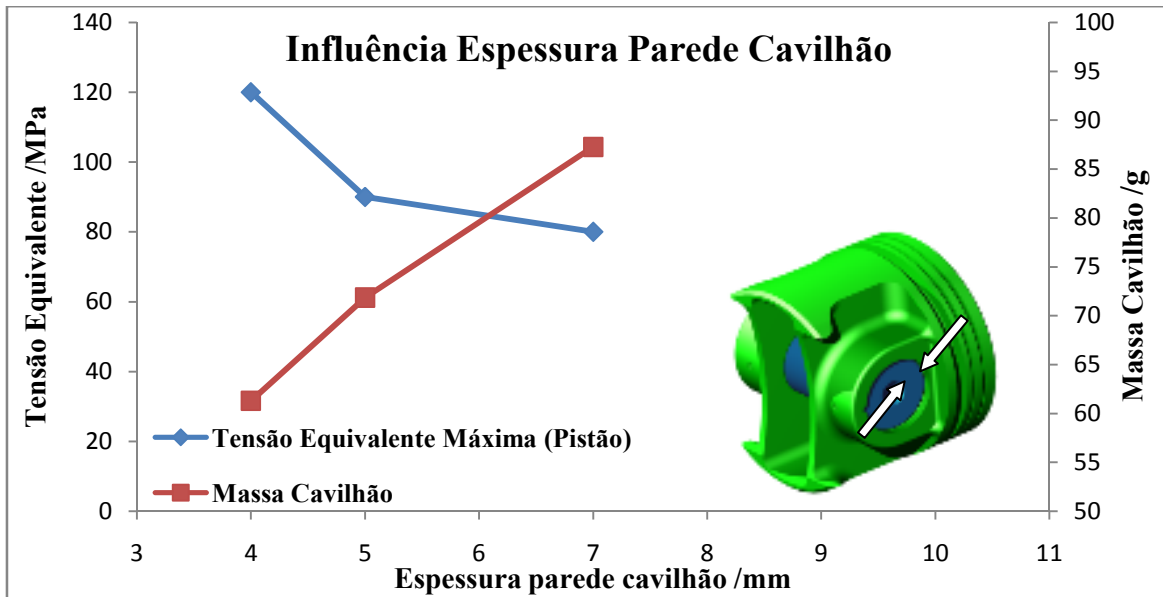


Gráfico 6 - Influência da espessura da parede do cavilhão

De mencionar, Gráfico 7, a influência da espessura da coroa do pistão na tensão equivalente máxima no êmbolo. Constata-se, de acordo com os cálculos efectuados, que a espessura ideal será de 7 mm, visto que minimiza a tensão equivalente máxima. De realçar ainda que os valores e dependências de parâmetros calculados para este desenho de êmbolo poderão diferir de outros desenhos de êmbolos, não se podendo generalizar.

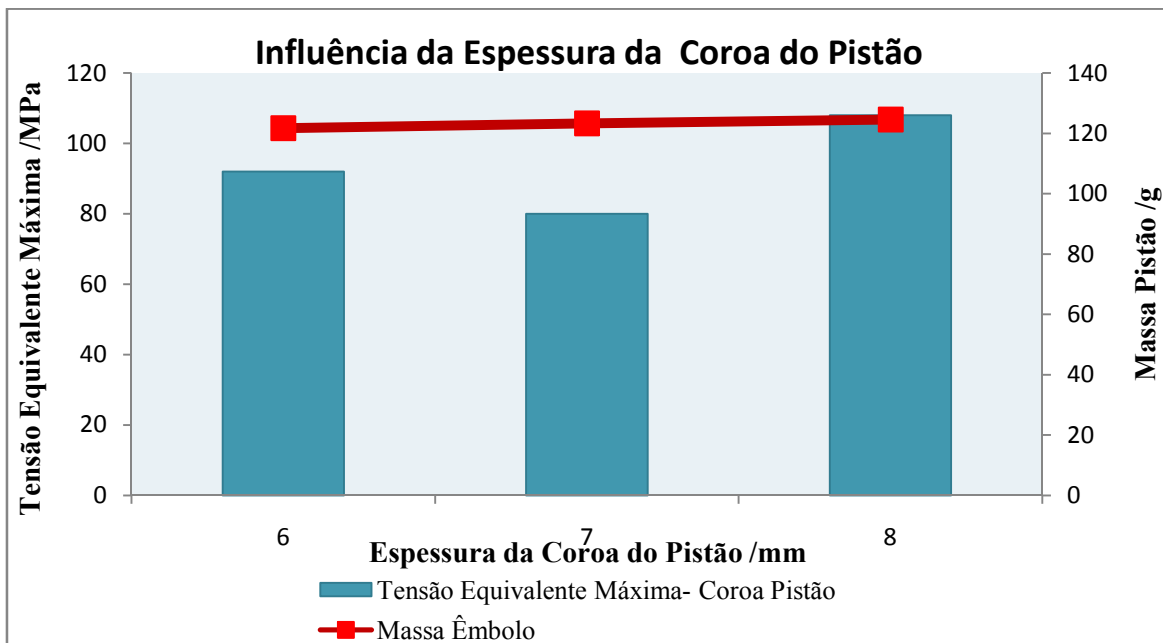
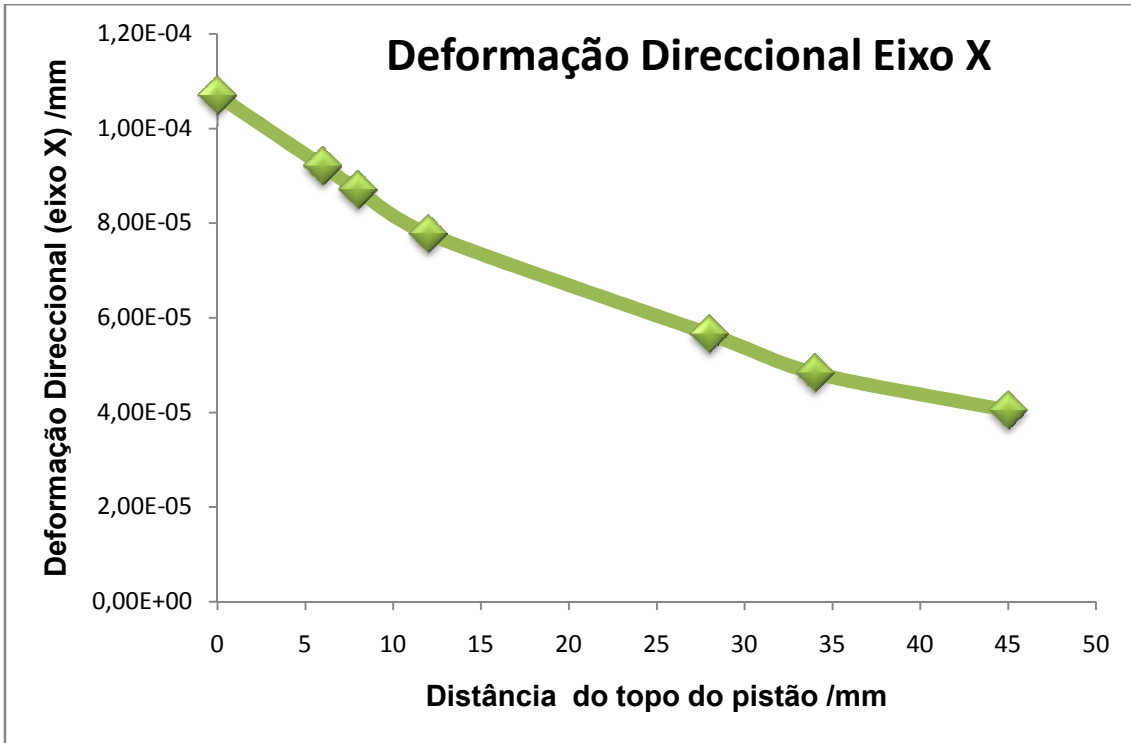


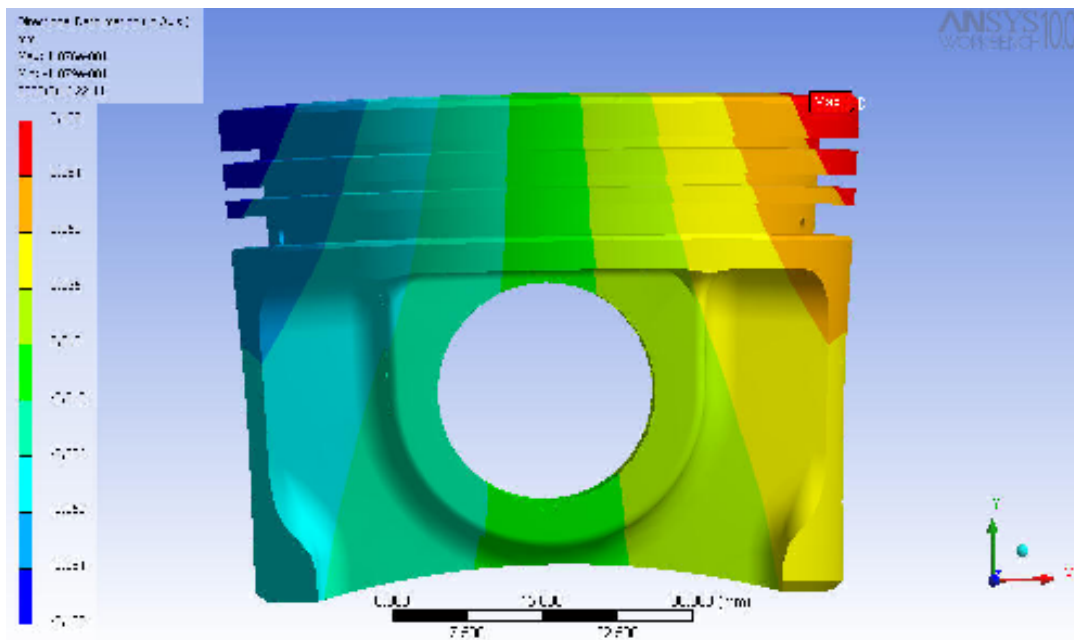
Gráfico 7 - Influência da espessura da coroa do pistão





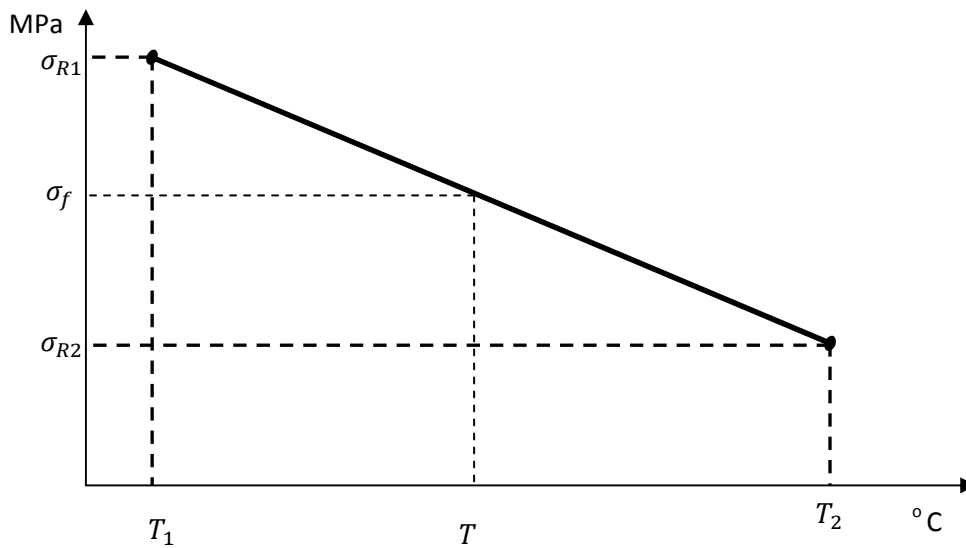
**Gráfico 8 - Perfil da deformação eixo x**

O Gráfico 8 representa a deformação direccional que o pistão vai sofrer aquando do seu funcionamento normal. É notório que o pistão dilatará mais no topo do pistão devido ao fluxo de calor transferido durante a combustão, como seria de esperar, Figura 10. Assim o pistão deverá ser maquinado ligeiramente cónico para que, quando se atingir a temperatura normal de funcionamento as paredes do cilindro e do pistão fiquem praticamente paralelas.



**Figura 10 - Deformação do pistão**

Devido ao seu movimento alternado, está sujeito a esforços de fadiga, que podem ou não, levar à rotura o material de que é feito. Assim é necessário estimar o valor da tensão limite de fadiga,  $\sigma_f$ , para a temperatura dos pontos críticos a fim de se saber se esse ponto irá sofrer fadiga ou não. Nas características do material a tensão limite de fadiga é desconhecida, sendo necessário estimar o seu valor com base nas tensões limites de rotura,  $\sigma_R$ . A tensão de rotura diminui à medida que a temperatura do material aumenta. Assim considerando que esta variação é linear, e que a tensão limite de fadiga corresponde a 1/3 da tensão de rotura, Figura 11, à temperatura do ponto a estudar, temos pela Eq. (3.3) e Eq. (3.4).



**Figura 11 - Variação da tensão limite de fadiga com a temperatura**

Sendo, de acordo com as características do material usado,  $\sigma_{R1} = 300$  MPa,  $\sigma_{R2} = 240$  MPa,  $T_1 = 20^\circ\text{C}$  e  $T_2 = 250^\circ\text{C}$  :

$$\sigma_R = \frac{\sigma_{R1} - \sigma_{R2}}{T_1 - T_2} (T - T_1) + \sigma_{R1} \quad (3.3)$$

$$\sigma_R = -0,260 \times T + 305,2 \text{ [MPa]} \quad (3.4)$$

De acordo com a Eq. (3.5) é possível estimar a tensão limite de fadiga sabendo a temperatura do ponto a estudar e na Tabela 6 é apresentado as características térmicas e mecânicas do ponto de maior tensão equivalente no pistão.

$$\sigma_f = \frac{\sigma_R}{3} \quad (3.5)$$

	<i>Tensão Equivalente</i> [MPa]	<i>Temperatura</i> [°C]	<i>Tensão de Fadiga</i> [MPa]	<i>Coefficiente de Segurança</i>
<i>Ponto de tensão equivalente máxima</i>	80	170	87	1,09

Tabela 6 - Características térmicas e mecânicas do ponto de tensão máxima no pistão

## 3.2. CAVILHÃO DO PISTÃO

### 3.2.1. Desenho do cavilhão do êmbolo

O cavilhão da biela é um componente também sujeito a grandes esforços mecânicos. O seu desenho é bastante simples, consistindo apenas num cilindro de aço de alta resistência com um furo ao centro possibilitando assim ter uma menor massa, Figura 12. O bom funcionamento do motor e a sua durabilidade dependem directamente do projecto deste componente. A ligação entre o pistão e a biela é uma das suas funções, além de permitir a variação do ângulo entre a biela e o pistão devido a ter um ajustamento com folga entre os dois. O cálculo do cavilhão está definido aquando o do êmbolo isto porque são calculados em simultâneo.

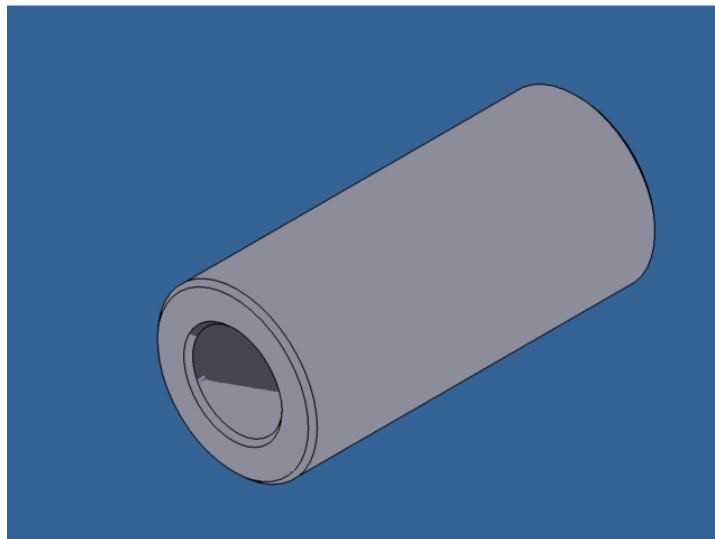


Figura 12 - Desenho do cavilhão do êmbolo

### 3.2.2. Resultados Simulação Cavilhão Êmbolo

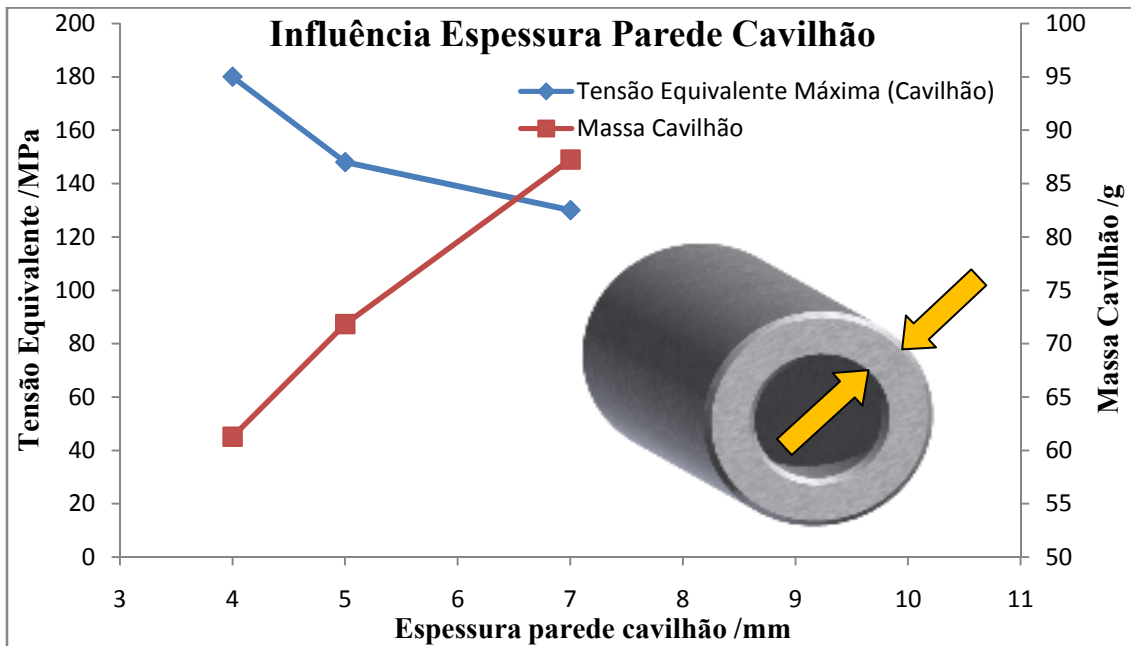


Gráfico 9 - Influência da espessura da parede do cavilhão

O Gráfico 9 apresenta a influência da espessura da parede do cavilhão na tensão equivalente máxima no cavilhão,  $\sigma_{eq,max}$ . O cavilhão terá 7 mm de parede atingindo uma tensão equivalente máxima, de 130 MPa na superfície exterior.

Será fabricado num aço de cementação com uma tensão de rotura  $\sigma_R = 900$  MPa. A tensão limite de fadiga  $\sigma_f$ , é calculada de acordo com a Eq. (3.6) [1].

$$\sigma_f = \sigma_R / 2 \quad (3.6)$$

No entanto como  $\sigma_R$  é estimado à temperatura ambiente e o componente a projectar não estará em regime de funcionamento normal a essa temperatura é usada a Eq. (3.7).

$$\sigma_f = 0.4 \times \sigma_R \quad (3.7)$$

Logo a tensão limite de fadiga, para este material, será, 360 MPa, tendo o cavilhão um coeficiente de segurança de 2.77 (coeficiente segurança =  $\sigma_f / \sigma_{eq,max}$ ).

### 3.3. BIELA

#### 3.3.1. Desenho da biela

A biela é o componente do motor responsável pela transformação do movimento alternativo do pistão em movimento de rotação da cambota. É composta por pé, corpo e cabeça. O pé liga-se ao pistão por intermédio do cavilhão e a cabeça à cambota. A cabeça da biela é constituída por duas partes, uma das quais é amovível, para facilitar a montagem. O corpo da biela possui a sua secção em perfil para melhorar a sua resistência à encurvadura, Figura 13.



Figura 13 - Desenho da biela

#### 3.3.2. Cálculo dos esforços na biela

A biela está sujeita a esforços devido à pressão dos gases em expansão e a esforços devido à inércia dos seus componentes envolventes, sendo necessário calcular os valores de entrada do programa de simulação numérica.

A Eq. (3.8) é a responsável pelo cálculo da força a que está sujeita o pé da biela aquando a expansão dos gases, por cada ângulo de rotação da cambota,  $\theta$ , sendo o ponto de máxima força a zona do PMS.

$$F_{Biela,pressão} = F_{y1p} = \frac{(p_{cil} - p_{atm})}{4} \times \pi B^2 \quad (3.8)$$

Assim, sendo a pressão máxima atingida no cilindro de, aproximadamente 9 MPa, Gráfico 10, temos:

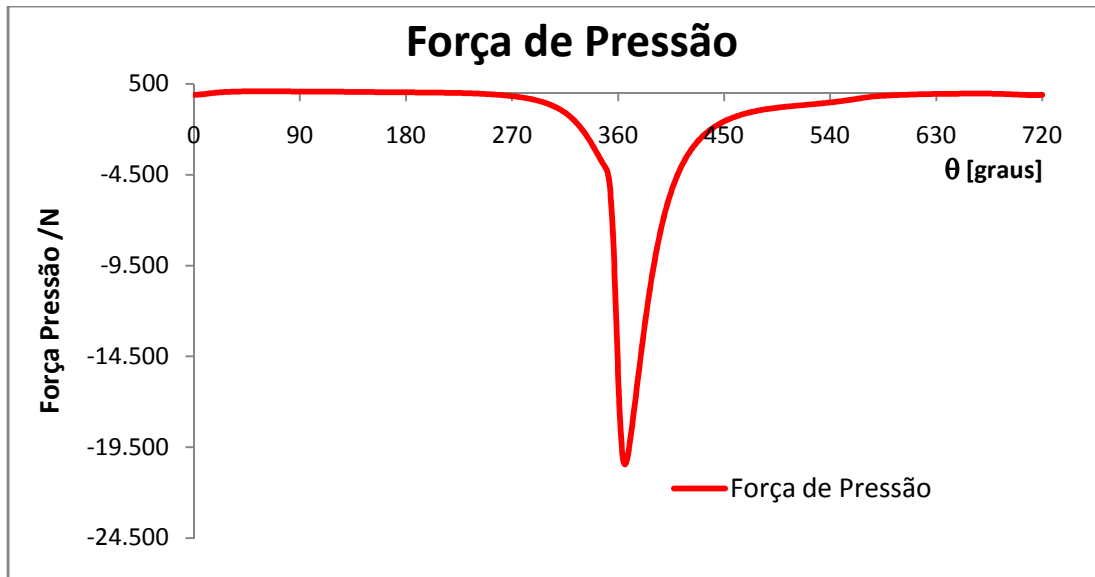


Gráfico 10 - Força de pressão na biela

$$F_{Biela,pressão} = (9 \times 10^6 - 101325) \times \pi \times 0,0555^2 / 4 = 21528 \text{ N}$$

A força de inércia é estimada de acordo com a Eq. (3.9).

$$F_{inércia,pé,b} = F_{y1i} = (-m_T \times \ddot{s}) - \frac{I_b \times \ddot{\phi} \times \text{sen } \phi}{l} + m_b \times \ddot{x}_{cgb} \times \left(1 - \frac{l_{cgb}}{l}\right) \quad (3.9)$$

Sendo os parâmetros envolvidos na equação calculados mais à frente no capítulo da equilibragem da cambota, secção 3.4.3.

Da análise dos resultados obtidos para cada ângulo de rotação da cambota, Gráfico 11, verificamos que as forças de inércia são mais intensas no PMS logo é usado o valor obtido nesse ponto.

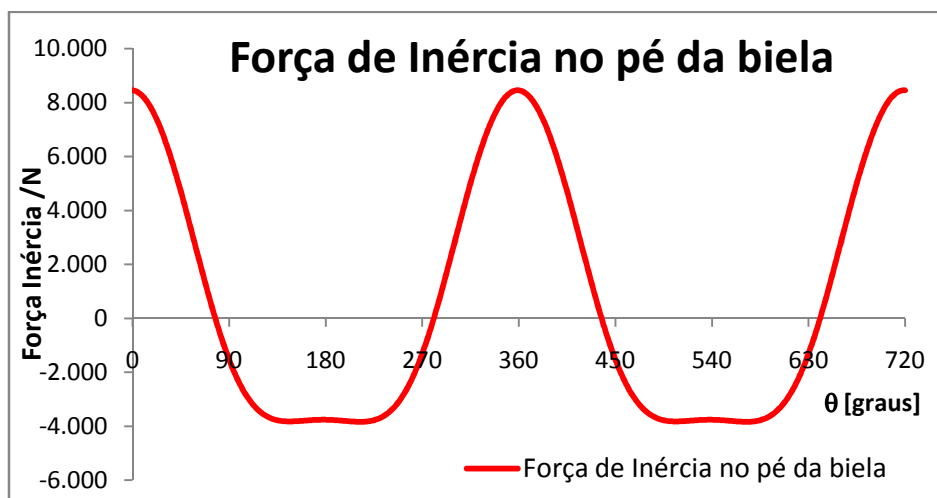


Gráfico 11 - Força de inércia no pé da biela

$$F_{inércia,pé,b} = 8500 \text{ N}$$

É necessário ainda o cálculo da força exercida na cabeça da biela. Esta terá o seu valor maximizado logo após o PMS, quando se dá a inversão do movimento do êmbolo, Gráfico 12. Assim, Eq. (3.10):

$$F_{inércia,cab,b} = F_{y2i} = (-m_T \times \ddot{s}) - m_b \times \ddot{x}_{cgb} \times \left(\frac{l_{cgb}}{l}\right) \quad (3.10)$$

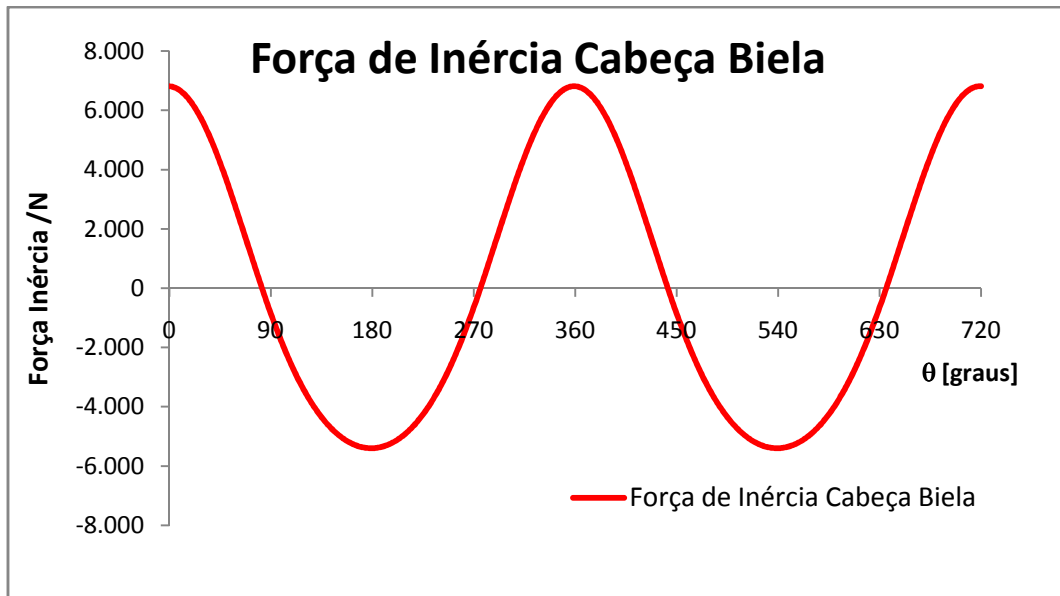


Gráfico 12 - Força de inércia cabeça da biela

$$F_{inércia,cabeça,b} = 6850 \text{ N}$$

### 3.3.3. Simulação da Biela

A simulação da biela é feita de acordo com a Figura 14.

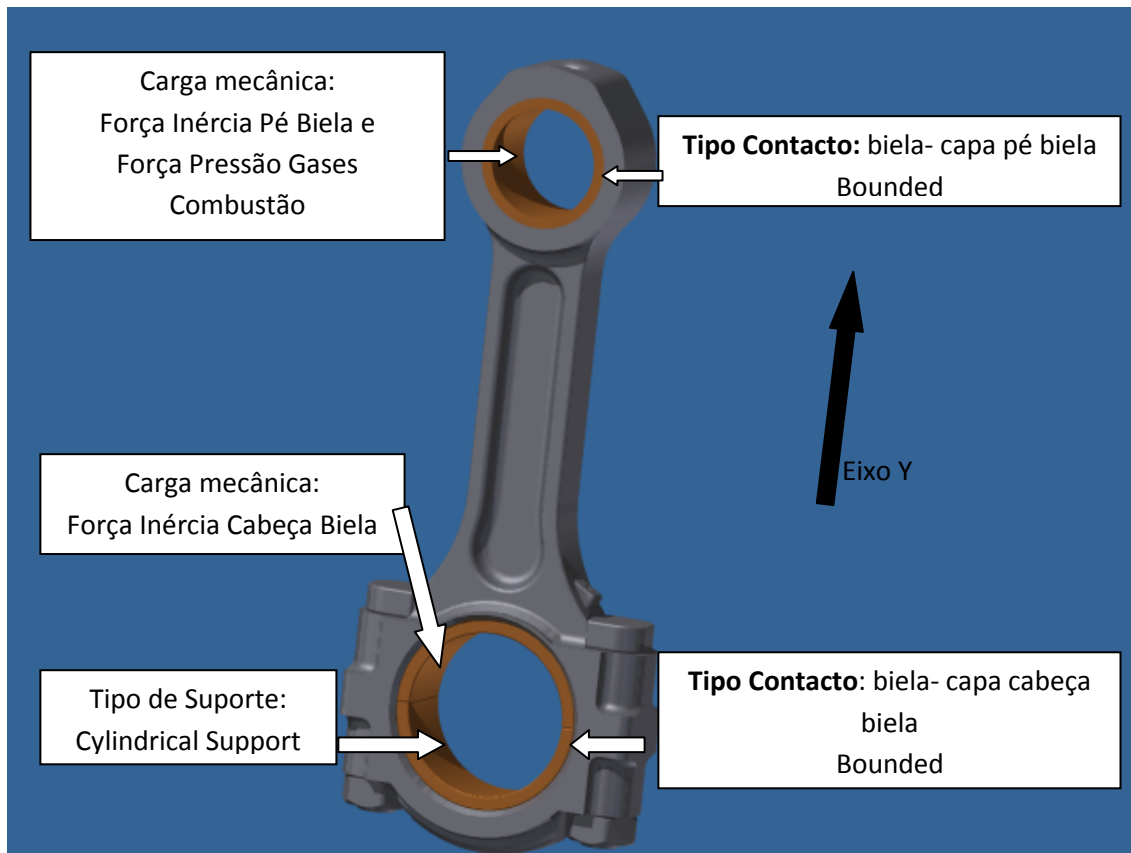


Figura 14 - Cargas mecânicas, tipo de contactos e suportes na biela

### 3.3.4. Resultados da Simulação da Biela

As tensões máximas atingidas foram na zona do pé da biela em que a alteração efectuada foi a adição de um reforço no topo do pé. Essa alteração permitiu diminuir para 230 MPa a tensão máxima atingida na biela, nas capas a tensão máxima atingida foi de 100 MPa. Considerando para a biela uma tensão limite de fadiga 360 MPa (igual à tensão limite de fadiga do cavilhão) obtemos um coeficiente de segurança de 1,57. Para as capas considerando o bronze como material de fabrico, com uma tensão de rotura de 270 MPa, sendo a tensão limite de fadiga 40 % dessa tensão de rotura, obtemos um coeficiente de segurança de 1,08.

### 3.3.5. Parafusos da Cabeça da Biela

A cabeça da biela é ajustada com parafusos, permitindo assim uma maior facilidade na montagem e desmontagem da biela. Os parafusos estão sujeitos a esforços cíclicos de fadiga que necessitam de ser contabilizados para a escolha do parafuso. Para que não se verifique rotura por fadiga, é necessário fazer o dimensionamento para vida infinita, ou seja, tendo



como base a tensão de fadiga admissível,  $\sigma_{a(adm)}$ , ou a amplitude de tensão que utiliza o critério de Goodman, que considera o efeito da tensão média,  $\sigma_m$ , Eq. (3.11).

$$\sigma_{a(adm)} = \sigma_{f0} (K_S K_t K_T K_{fb}) \frac{1}{K_f n} \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_r} \right) \geq \sigma_a \quad (3.11)$$

Sendo, neste caso pela referência [1]:

- $K_S$  – Coeficiente de acabamento superficial=0,78
- $K_t$  – Coeficiente de tamanho=0,85
- $K_T$  - Coeficiente de temperatura=0,8
- $K_{fb}$  - Coeficiente de fiabilidade=0,814 (fiabilidade a 99%)
- $\sigma_{f0}$  - Tensão limite de fadiga=0,5\*860=430 MPa
- $K_f$  – Factor dinâmico de concentração de tensões=3,8
- $\sigma_m$  - Tensão média;
- $\sigma_r$  - Tensão de rotura=860 MPa
- $\sigma_a$  - Tensão alternada;
- $n$  - Coeficiente de segurança=2

As componentes da tensão média e da tensão alternada são, respectivamente:

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} \quad (3.12)$$

$$\sigma_a = \frac{F_p - F_i}{2A_t} \quad (3.13)$$

A cabeça da biela está sujeita a uma força devido à inércia de 6850 N. Considera-se que cada parafuso suportará metade da carga ( $F_e=3425$  N), evitando a separação das partes a unir. Considerando uma força de separação,  $F_0= 4000$  N para cada parafuso,  $K_c = 1,38 \times 10^6$  N/mm e  $K_p = 3,35 \times 10^5$  N/mm temos uma força pré tensão,  $F_i$ :

$$F_i = F_0 \left( \frac{K_c}{K_c + K_p} \right) = 4000 \times 0,805 = 3220 \text{ N} \quad (3.14)$$

Sendo  $K_c$  a constante da união e  $K_p$  a constante do parafuso.

Assim a força no parafuso será pela Eq. (3.15).

$$F_p = F_i + F_e \left( \frac{K_p}{K_p + K_c} \right) \quad (3.15)$$

$$F_p = 3220 + 3425 \left( \frac{3,35 \times 10^5}{3,35 \times 10^5 + 1,38 \times 10^6} \right) = 3890 \text{ N}$$

Logo substituindo nas equações da tensão média e alternada temos:

$$\sigma_a = \frac{335}{A_t} \text{ [MPa]} \quad (3.16)$$

$$\sigma_m = \frac{3888}{A_t} \text{ [MPa]} \quad (3.17)$$

Fazendo as modificações necessárias à Eq. (3.11) obtemos uma área resistente,  $A_t$  de 17,81 mm<sup>2</sup>. Da análise da Tabela 8 referente aos parafusos (Anexo B), verificamos que o parafuso m8x1.0 cumpriria os objectivos.

### 3.4. CAMBOTA

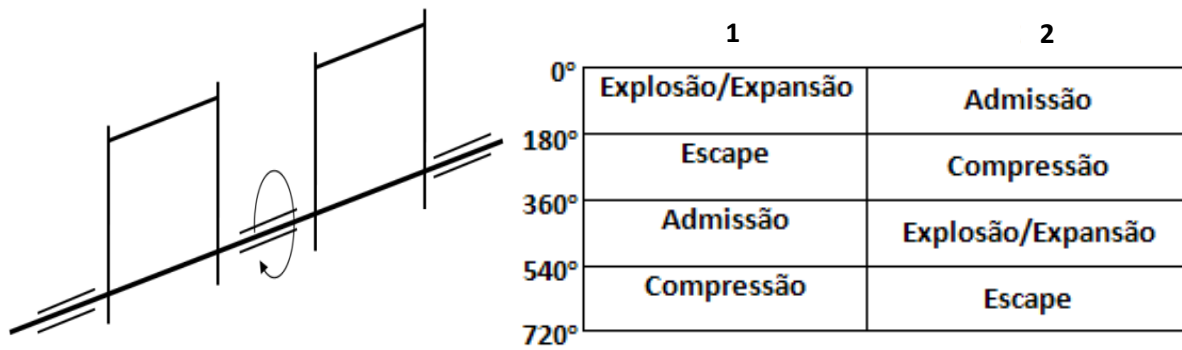
#### 3.4.1. Generalidades

A cambota do motor é o órgão responsável pela transformação do movimento rectilíneo do pistão em rotativo do eixo motor. A cambota é fabricada numa peça única, em aço de alta resistência estando sujeita a grandes esforços de torção e de flexão, que têm de ser minimizados a fim cumprir os requisitos para que é projectada. No caso particular em estudo ficou definido anteriormente que será um motor de dois cilindros, logo a cambota terá de ser dotada de dois apoios excêntricos onde assentarão as bielas. Esses apoios são denominados de apoios de manivela e a sua posição angular relativa depende de vários factores, [3].

- Número de cilindros;
- Do número de tempos;
- Da ordem de ignição ou de injeção;

Para que se verifique a regularidade do binário motor nos motores de vários cilindros é necessário que as explosões nos diversos cilindros se sigam no mesmo intervalo angular. Assim o cálculo do desfasamento angular desses apoios é dado pela Eq. (3.18).

$$\varphi = \frac{n_R \times 360^\circ}{n_{cil}} \quad (3.18)$$



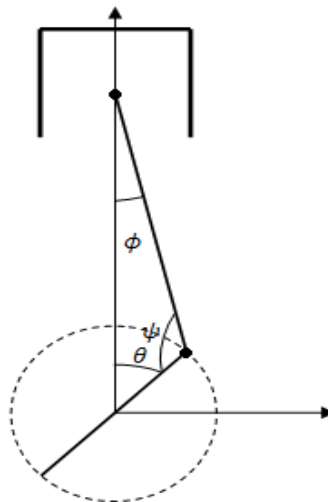
**Figura 15 - Esquema do desenho da cambota (esquerda) e Fases do ciclo num motor de 2 cilindros a 4 tempos (direita)**

Assim, como para o ciclo de 4 tempos,  $n_R = 2$  temos que  $\varphi = 360^\circ$ . Quer isto dizer que a cambota será desenhada de acordo com a Figura 15 (à esquerda), sendo a ordem de ignição desfasada também de  $360^\circ$ .

Na Figura 15 (à direita) é apresentado a maneira como os ciclos em cada cilindro se processam. De notar que com esta disposição em cada volta existe uma ignição o que não aconteceria se a cambota tivesse os apoios da manivela rodados  $180^\circ$  entre si. As ignições seriam mais próximas uma da outra, ficando o motor com um binário motor irregular por um lado, mas seria facilitada a equilibragem da mesma por outro.

### 3.4.2. Simulação da cambota

A cambota será sujeita, também ela a uma simulação de verificação das tensões máximas e locais onde elas ocorrem.



**Figura 16- Sistema biela - manivela**

Assim, será simulado o apoio da manivela mais afastado do local onde vai ser posteriormente colocado o volante do motor, que fará a transmissão do binário motor para os restantes componentes da transmissão. Assim estimamos o valor da tensão máxima atingida, visto ser o local mais desfavorável. O outro apoio da manivela, estará como vemos na Figura 15 (à direita) na fase de admissão de mistura fresca, estando em jogo apenas as forças de inércia das massas em movimento alternativo, Figura 16. Esses apoios serão simulados primeiro considerando que o esforço é feito exactamente quando  $\theta = 0$ , e segundo no momento em que o binário realizado é máximo quando  $\psi = 90^\circ$ . Este valor corresponde a um ângulo de rotação da cambota de  $\theta = 73^\circ$ .

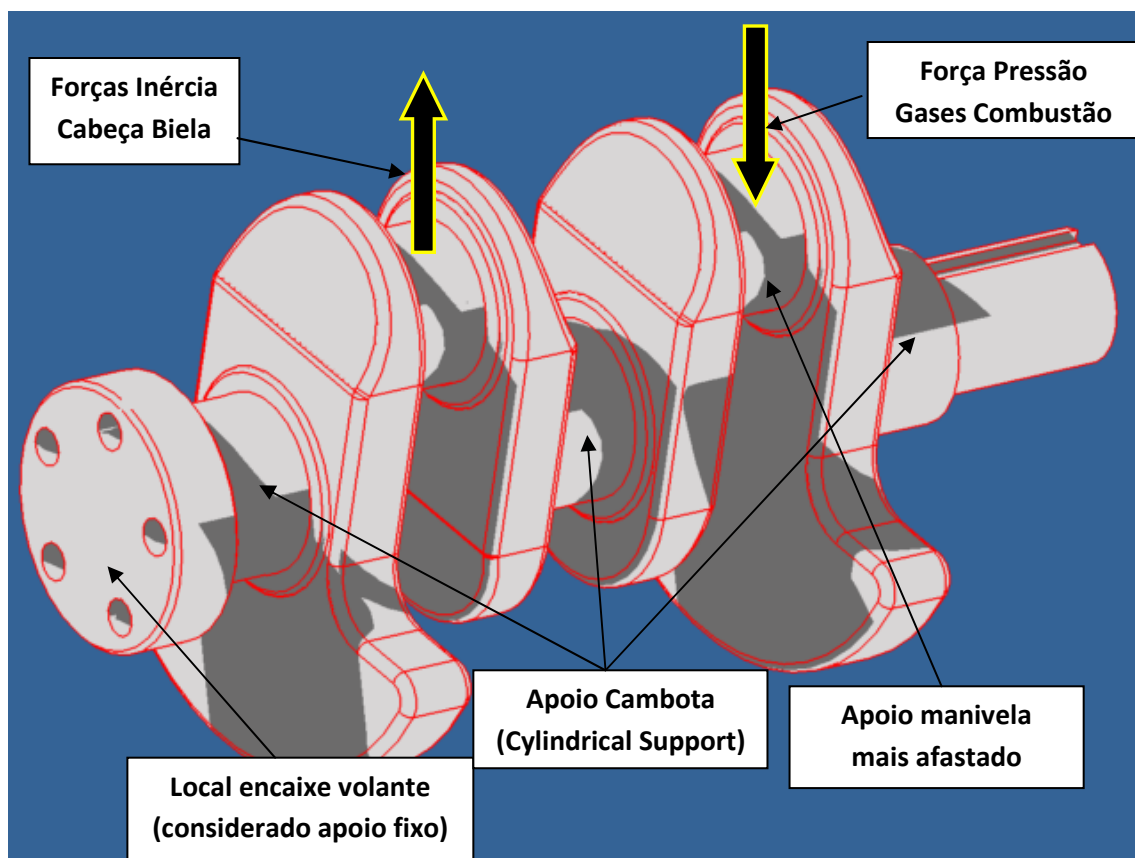


Figura 17 - Cargas Mecânicas e Tipos de suportes na Cambota

A tensão máxima na cambota na zona do apoio central como se vê na Figura 18 e tem o valor máximo de 271,4 MPa. Considerando uma tensão limite de fadiga de 360 MPa (igual à do cavilhão e biela) o coeficiente de segurança presente na cambota é de 1,33.

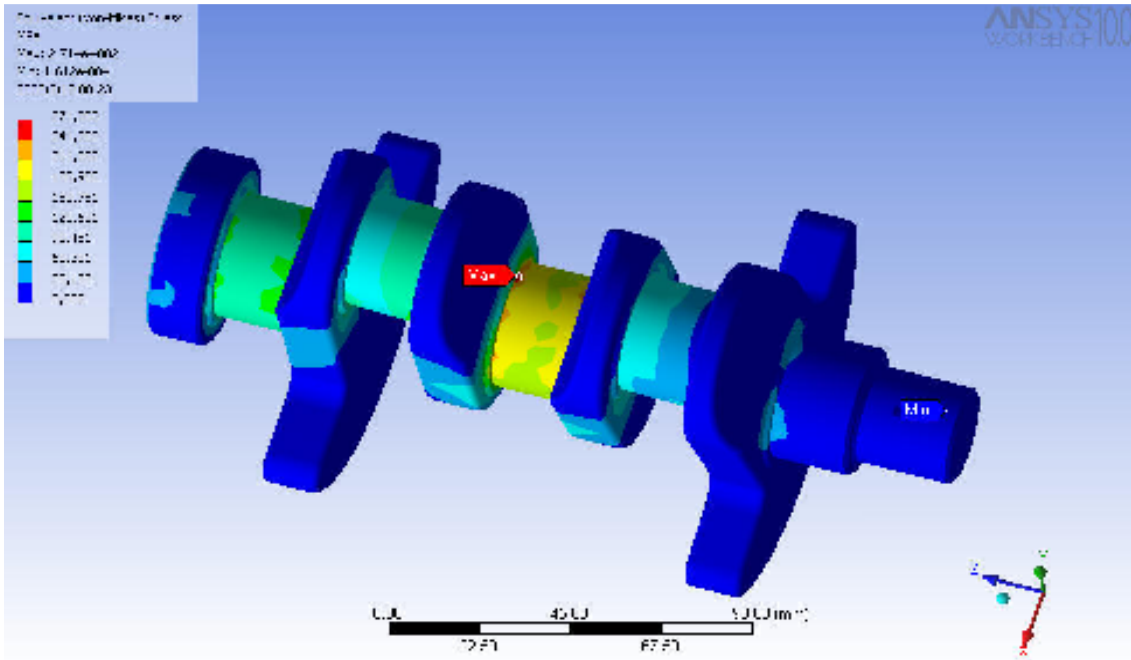


Figura 18- Tensões Máximas na Cambota

### 3.4.3. Equilibragem da cambota

Os motores de combustão interna como têm massas em constante movimento tem, inerentemente vibrações associadas. No entanto para prolongar a durabilidade do motor e promover o conforto de quem usufrui da máquina, essas vibrações necessitam de ser minimizadas. Assim foi desenvolvido um programa de cálculo em excel a fim de estimar a amplitude das forças presentes no movimento das massas.

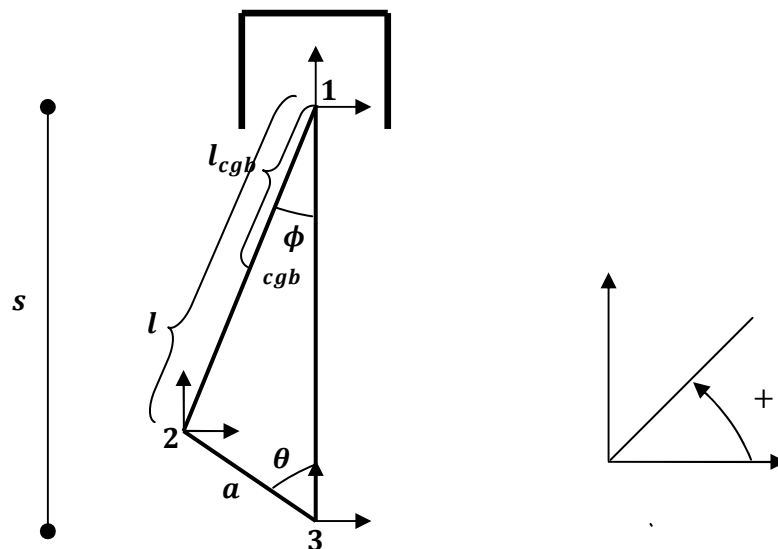


Figura 19 - Esquema do sistema biela - manivela e pontos estudados

Na Figura 19 cada um dos pontos 1,2 e 3, representam um ponto no sistema biela-manivela. O ponto 1 representa o pé da biela, o ponto 2 a cabeça da biela e o ponto 3 as chumaceiras da cambota. Assim:

O ângulo que a biela faz com a vertical,  $\phi$ , é dado pela Eq. (3.19).

$$\phi = \arccos \left[ \frac{1}{l} (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \quad (3.19)$$

A velocidade angular e a aceleração angular da biela são dadas pelas equações seguintes:

$$\dot{\phi} = \frac{\phi_{i+1} - \phi_{i-1}}{t_{i+1} - t_{i-1}} \quad (3.20)$$

$$\ddot{\phi} = \frac{\dot{\phi}_{i+1} - \dot{\phi}_{i-1}}{t_{i+1} - t_{i-1}} \quad (3.21)$$

A velocidade e a aceleração do ponto 1 são dadas pelas equações seguintes:

$$\dot{s} = \frac{s_{i+1} - s_{i-1}}{t_{i+1} - t_{i-1}} \quad (3.22)$$

$$\ddot{s} = \frac{\dot{s}_{i+1} - \dot{s}_{i-1}}{t_{i+1} - t_{i-1}} \quad (3.23)$$

As coordenadas do centro de gravidade da biela (cgb) são calculadas pelas equações seguintes:

$$x_{cgb} = l_{cgb} \times \text{sen } \phi \quad (3.24)$$

$$y_{cgb} = (l + a) - l_{cgb} \times \text{cos } \phi \quad (3.25)$$

Sendo  $l_{cgb}$  a distância do centro de gravidade da biela ao centro do pé da biela.

A velocidade e aceleração do centro de gravidade da biela são calculadas de acordo com as Eq. (34) à Eq. (35) no anexo I.

Seguidamente são apresentadas as equações das forças presentes nos pontos indicados em que o índice  $i$ , representa a inércia, índice  $p$ , representa a pressão e o índice  $a$ , representa o atrito. Relativamente ao ponto 1:

$$F_{x1i} = (\ddot{s} \times m_T \times \tan \phi) - \frac{I_b \times \ddot{\phi} \times \cos \phi}{l} + m_b \times \ddot{x}_{cgb} \times \left( 1 - \frac{l_{cgb}}{l} \right) \quad (3.26)$$

$$F_{x1p} = \frac{(p_{cil} - p_{atm})}{4} \times \pi B^2 \times \tan \phi \quad (3.27)$$

$$F_{x1a} = F_a \times \tan \phi \quad (3.28)$$

A força total do ponto 1 segundo o eixo x é dada pela Eq. (3.29).

$$\mathbf{F}_{x1} = \mathbf{F}_{x1i} + \mathbf{F}_{x1p} + \mathbf{F}_{x1a} \quad (3.29)$$

Seguidamente são apresentadas as equações de cálculo das forças segundo y no ponto 1:

$$F_{y1i} = (-m_T \times \ddot{s}) - \frac{I_b \times \ddot{\phi} \times \sin \phi}{l} + m_b \times \ddot{x}_{cgb} \times \left(1 - \frac{l_{cgb}}{l}\right) \quad (3.30)$$

$$F_{y1p} = \frac{(p_{cil} - p_{atm})}{4} \times \pi B^2 \quad (3.31)$$

$$F_{y1a} = F_a \quad (3.32)$$

A força total do ponto 1 segundo o eixo y é dada pela Eq. (3.33).

$$\mathbf{F}_{y1} = \mathbf{F}_{y1i} + \mathbf{F}_{y1p} + \mathbf{F}_{y1a} \quad (3.33)$$

Então a força resultante no ponto 1 é dada pela Eq. (3.34):

$$\mathbf{F}_1 = \sqrt{\mathbf{F}_{x1}^2 + \mathbf{F}_{y1}^2} \quad (3.34)$$

Relativamente ao ponto 2 que representa a cabeça da biela temos:

$$F_{x2i} = (\ddot{s} \times m_T \times \tan \phi) - \frac{I_b \times \ddot{\phi} \times \cos \phi}{l} - m_b \times \ddot{x}_{cgb} \times \left(\frac{l_{cgb}}{l}\right) \quad (3.35)$$

$$F_{x2p} = F_{x1p} \quad (3.36)$$

A força total do ponto 2 segundo o eixo x é dada pela Eq. (3.37).

$$\mathbf{F}_{x2} = \mathbf{F}_{x2i} + \mathbf{F}_{x2p} \quad (3.37)$$

Seguidamente são apresentadas as equações de cálculo das forças segundo y no ponto 2.

$$F_{y2i} = (-m_T \times \ddot{s}) - m_b \times \ddot{x}_{cgb} \times \left(\frac{l_{cgb}}{l}\right) \quad (3.38)$$

$$F_{y2p} = \frac{(p_{cil} - p_{atm})}{4} \times B^2 \times \tan \phi \quad (3.39)$$

A força total do ponto 2 segundo o eixo y é dada pela Eq. (3.40).

$$\mathbf{F}_{y2} = \mathbf{F}_{y2i} + \mathbf{F}_{y2p} \quad (3.40)$$

A força total no ponto 2 é dada pela Eq. (3.41).

$$\mathbf{F}_2 = \sqrt{\mathbf{F}_{x2}^2 + \mathbf{F}_{y2}^2} \quad (3.41)$$

Relativamente às chumaceiras da cambota referenciada pelo ponto 3 temos:

$$F_{x3} = M_{camb} \times \left(\frac{2\pi \times N}{60}\right)^2 \times R_{camb} \times \text{sen } \theta + F_{x2} \quad (3.42)$$

$$F_{y3} = -M_{camb} \times \left(\frac{2\pi \times N}{60}\right)^2 \times R_{camb} \times \text{cos } \theta + F_{y2} \quad (3.43)$$

A força total nas chumaceiras da cambota é dada pela Eq. (3.44).

$$\mathbf{F}_3 = \sqrt{\mathbf{F}_{x3}^2 + \mathbf{F}_{y3}^2} \quad (3.44)$$

O somatório das forças segundo o eixo dos x presentes no motor é dado pela Eq. (3.45).

$$\sum F_x = F_{x1} + F_{x3} \quad (3.45)$$

O somatório das forças segundo o eixo dos y presentes no motor é dado pela Eq. (3.46).

$$\sum F_y = \left(\frac{p_{cil} - p_{atm}}{4}\right) \times \pi B^2 + F_{y3} \quad (3.46)$$

O somatório das forças presentes no motor é dado pela Eq. (3.47).

$$\sum F = \sum F_x + \sum F_y \quad (3.47)$$

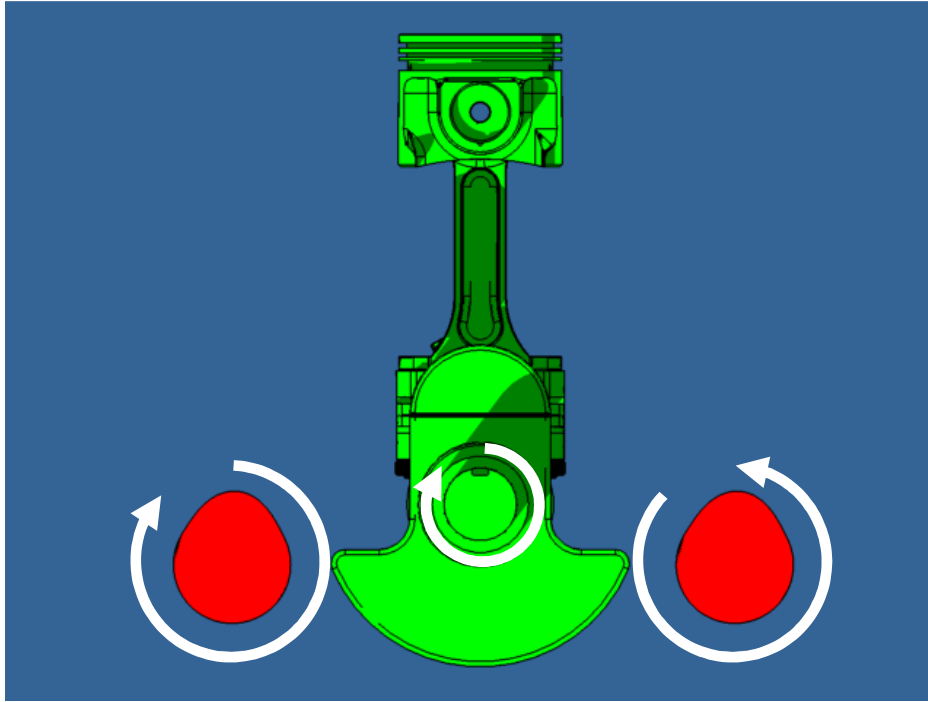
Neste caso particular, a necessidade de baixar ao máximo as vibrações do motor são um requisito mínimo sendo necessário utilizar dois veios de balanceamento ao lado da cambota de força a baixar as amplitudes das forças produzidas. Este tipo de método apenas varia as forças segundo o eixo dos yy isto porque os veios rodam em sentidos opostos. De realçar ainda a necessidade de rodarem a uma velocidade de rotação duas vezes maior que a da cambota do motor.

As equações das forças produzidas no eixo dos yy destes dois veios a e b são:

$$F_a = F_b = -m_{veio} \times R_{veio} \times \left(\frac{4\pi N}{60}\right)^2 \times \text{sen } 2\theta \quad (3.48)$$

Sendo  $m_{veio}$  a massa excêntrica de cada veio em kg,  $R_{veio}$  a distância do centro de gravidade do veio ao eixo de rotação do mesmo em metros, N a rotação em rpm e  $\theta$  o ângulo de rotação da cambota em radianos. A Figura 20 ilustra o modo de funcionamento dos veios de balanceamento e a posição de montagem.





**Figura 20 - Esquema de balanceamento da cambota**

O programa após a introdução de todos os parâmetros, fazendo variar  $R_{camb}$  e  $R_{veio}$  até minimizar as força média e a força máxima obteve-se os seguintes valores, considerando uma massa do motor, aproximadamente, 29,5 kg, Tabela 7.

$F_{máx}[N]$	$F_{média} [N]$
317	185,5
$a_{Fmax}[ m/s^2 ]$	$a_{Fmedia} [ m/s^2 ]$
10,75	6,3
$a_{Fmax}[g]$	$a_{Fmedia}[g]$
1,1	0,64

**Tabela 7 - Forças e acelerações presentes no motor**

O limite de vibração nos assentos veículos tem como linha de referência o valor para a aceleração equivalente de  $1,15 \text{ m/s}^2$  (Tabela 13 do Anexo K) sendo necessário aquando o projecto dos apoios do motor calcular o amortecimento necessário para baixar as vibrações induzidas no condutor do veículo.

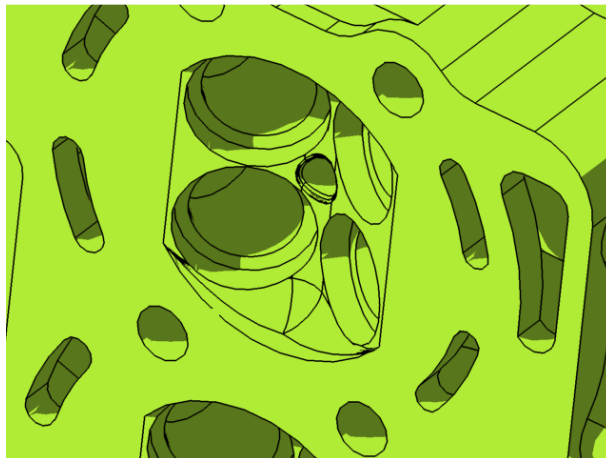
## 3.5. CABEÇA

### 3.5.1. Generalidades

A cabeça do motor (culassa) é de desenho muito complicado, e sendo uma peça única tem que permitir a fácil montagem e desmontagem dos componentes que a integram como por exemplo, as sedes de válvulas, balanceiros, arvores de cames, velas, etc. É geralmente feita em ligas de alumínio porque são relativamente fáceis de trabalhar, leves e de boa condutividade térmica. No entanto a fraca qualidade superficial que detém leva a que sejam necessários implementar peças desmontáveis como as sedes de válvulas, feitos de aço de alta resistência, para assim resistir aos choques das válvulas aquando o seu fecho, às temperaturas elevadíssimas de funcionamento e os gases reactivos provenientes da combustão.

### 3.5.2. Câmara de Combustão

A câmara de combustão inicialmente escolhida seria a hemisférica. Este tipo de câmara apresenta uma boa compacidade o que aliado grandes diâmetros de válvulas, permite o fabrico motores com uma bom compromisso entre potência e estabilidade da combustão a baixa rotação.



**Figura 21 - Esquema da câmara de combustão**

Tendo os furos das válvulas duas direcções e a necessidade de dois eixos de balanceiros para o seu accionamento, o seu custo de produção torna-se elevadíssimo, daí a escolha de outro tipo de câmara. A eleita foi a câmara de 4 válvulas “telhado de alpendre” (pent – roof), Figura 21 sendo o tipo de câmara utilizado geralmente nos motores de 4 válvulas por cilindro, permitindo um enchimento excelente, vela em posição central e um sistema de distribuição bastante mais simples que o sistema das câmaras hemisféricas.

### 3.5.3. Conduas de Admissão e de Escape

O desenho das condutas de admissão e de escape tem uma influência extrema no desempenho de motores. Assim, aquando o seu desenho, é necessário ter consciência dos problemas que possam surgir. As condutas de admissão na câmara pent – roof necessitam de ter uma inclinação tal com a horizontal, que permita criar a turbulência característica deste tipo de câmara – *tumble*. (Figura 22), que se traduz num aumento da velocidade de chama e por consequência o aumento de desempenho.

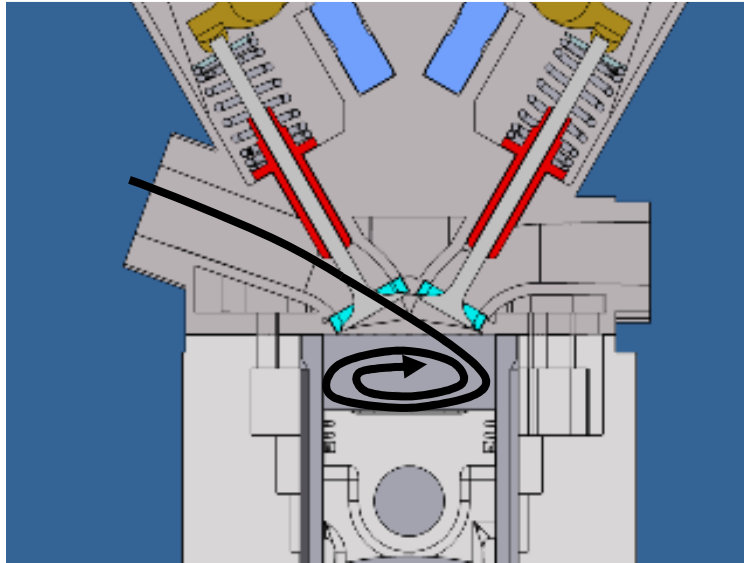
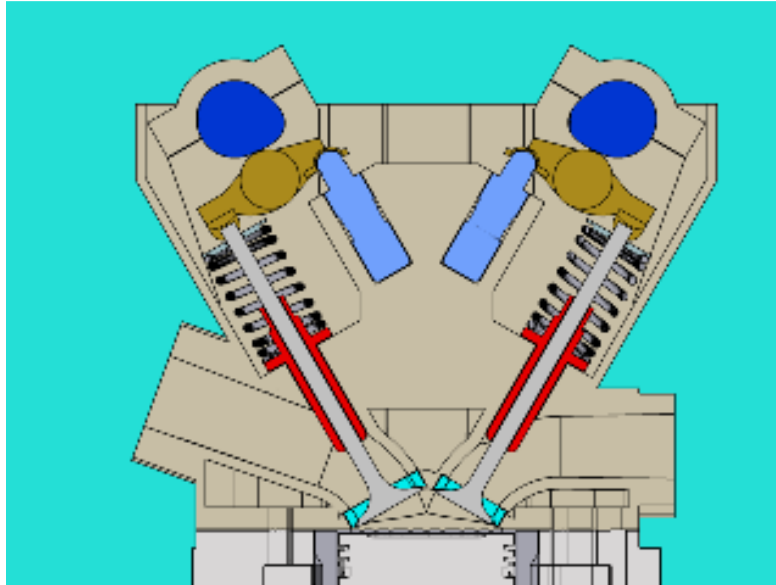


Figura 22 - *Tumble* criado na conduta de admissão

A conduta de escape tem que ser muito bem arrefecida junto à sede da válvula e durante toda a extensão da conduta devido às altíssimas temperaturas atingidas, enquanto a conduta de admissão necessita de especial arrefecimento na sua extensão, a fim de poder retirar calor ao ar admitido a fim de proporcionar melhorias no rendimento volumétrico.

### 3.5.4. Mecanismo da distribuição

A distribuição é feita com duas árvores de cames à cabeça (DOHC), com quatro cames cada uma. São partes constituintes do sistema de distribuição para além do excêntrico, o balanceiro e a tucha hidráulica. A característica principal neste mecanismo é a ausência da manutenção da folga da válvula, isto porque é compensada pela tucha hidráulica, que necessita para o bom funcionamento de uma pressão de óleo dentro dos limites recomendados pelo fabricante. Caracterizam-se por serem muito fiáveis e silenciosas, Figura 23.



**Figura 23 - Mecanismo da distribuição**

### **3.5.5. Comando da distribuição**

Todos os motores, quando desenhados possuem marcações específicas para que, durante a montagem seja fácil comandar o motor. É necessário saber a posição padrão da cambota e a posição das árvores de cames. No presente projecto, comando do motor será com a cambota no PMS e o plano médio do escatel (definido como o plano que intersecta o eixo do veio com a metade da largura do escatel) de ambas as árvores de cames, virados para cima paralelamente ao eixo do cilindro.

Na Figura 24 o plano a representado a vermelho é um plano que é gerado pelo Design Accelerator, uma funcionalidade do programa que desenha as cames. O ponto 1 representa o início do levantamento e o ponto 2 a posição da came de admissão quando o pistão está no PMS. Sabemos que a válvula de admissão começa a abrir  $17^\circ$  APMS que corresponde a  $\theta_a = 8,5^\circ$  de rotação da came de admissão e sabendo que o plano a verde é paralelo ao eixo do cilindro temos:

$$\varphi_a = 30 - \theta_a = 30 - 8,5 = 21,5^\circ$$

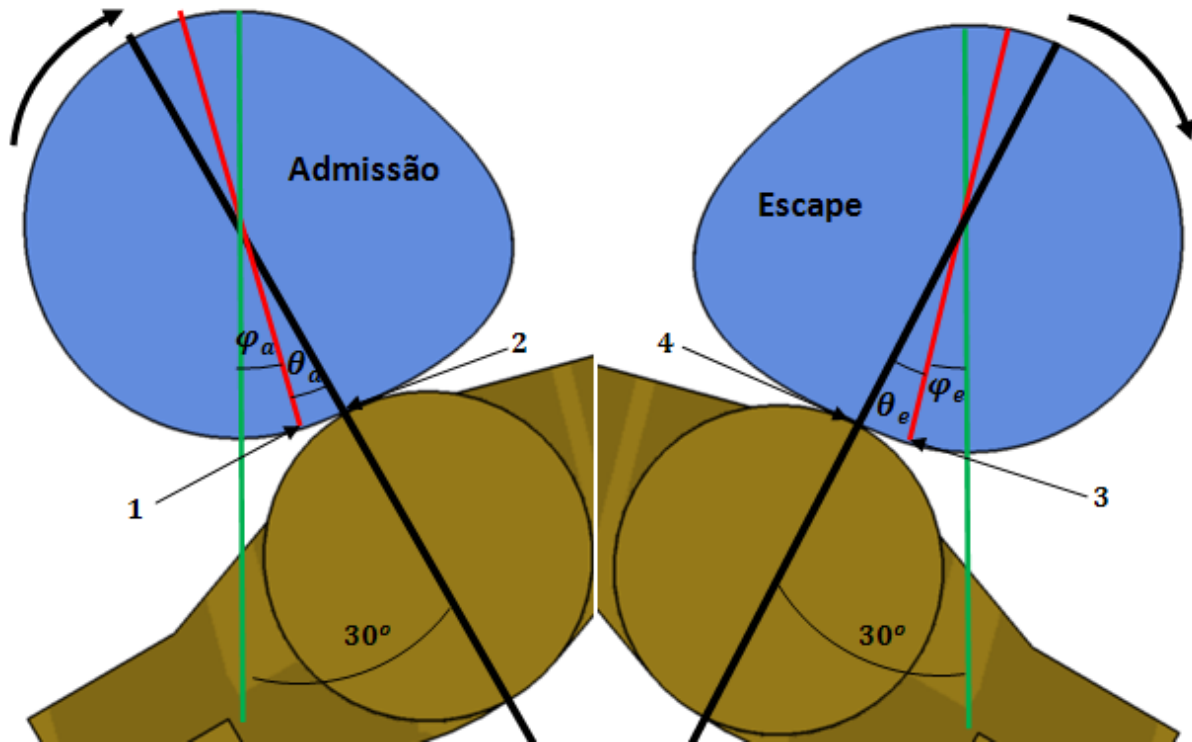


Figura 24 - Esquema de comando da distribuição

O ponto 3 representa o início do levantamento e o ponto 4 a posição da came de escape quando o pistão está no PMS. Sabemos que a válvula de escape fecha a  $14^\circ$  DPMS que corresponde a  $\theta_\alpha = 7$  de rotação da came de escape e sabendo que o plano a verde é paralelo ao eixo do cilindro temos:

$$\varphi_e = 30 - \theta_e = 30 - 7 = 23^\circ$$

Assim ficam definidas à partida as duas primeiras came de cada veio. As outras referentes ao outro cilindro são rodadas de  $180^\circ$ , isto porque se temos uma ordem de ignição desfasada de  $360^\circ$  e as árvores de cames rodam a metade da velocidade da cambota.

# CAPÍTULO 4

## 4. Emissão de poluentes

### 4.1. SISTEMA DE ESCAPE E ADMISSÃO

O Sistema de Escape bem como o Sistema de Admissão são preponderantes na emissão de poluentes dos motores de combustão interna dos automóveis. De acordo com [21], para reduzir as emissões de gases de escape para valores inferiores à norma SULEV (norma americana equivalente à norma Euro 5 Europeia) é necessário:

- Grande velocidade na condução de admissão e grande turbulência do tipo *Swirl*;
- Catalisador de baixa inércia térmica;
- Dois estágios de catalisadores de grande eficiência;
- Sensores de grande precisão para controlar a relação ar/combustível;
- Colector de escape de parede dupla;
- Válvula EGR controlada electronicamente;
- Tempo de abertura de válvulas variável em função da rotação;
- Sistema de controlo da relação ar/combustível melhorado;

Especificamente, neste motor a desenvolver apenas é possível a existência da válvula EGR, sendo posta de parte a variação de abertura de válvulas.

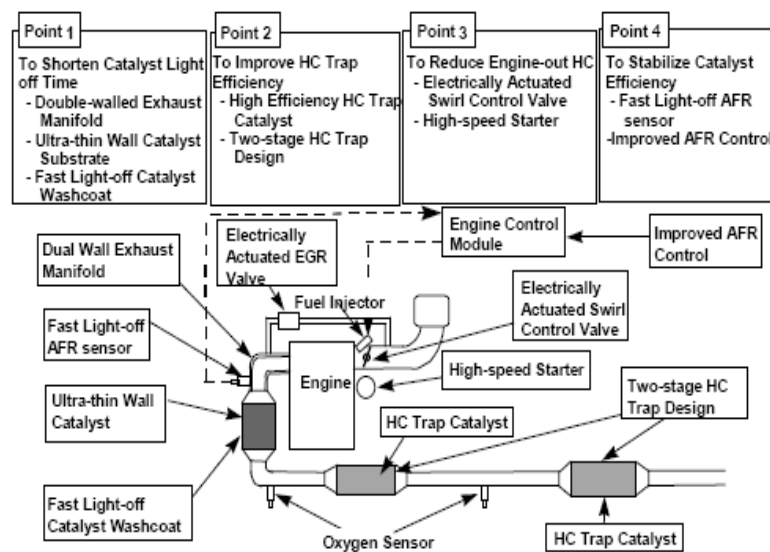


Figura 25- Esquema do Sistema de Escape

A redução das emissões de HC é conseguida à custa do aumento do fluxo de ar aperfeiçoando assim a combustão e possibilitando a redução do avanço de ignição. Será usada uma válvula que controlará o fluxo de ar numa das condutas de admissão conseguindo-se assim melhores rendimentos de combustão a baixas rotações. Por outro lado, reduzindo-se o avanço de ignição a temperatura dos gases de escape subirá possibilitando assim uma melhor eliminação de poluentes.

Utilizando um colector de escape de parede dupla e um catalisador de baixa inércia térmica, constituído por milhares de paredes ultra finas, é possível aumentar-se rapidamente a temperatura de funcionamento do catalisador eliminando assim maiores percentagens de HC nos primeiros instantes do ciclo.

Para maximizar a eficiência de conversão do catalisador é necessário manter a relação ar/combustível dentro de valores, o mais próximo possível da Estequiometria, para isso utilizam-se três sensores ar/combustível perto de cada catalisador. Assim, é possível manter as emissões de NO<sub>x</sub>, CO e HC suficiente baixas para cumprir a Norma Euro 5.

#### **4.2. MODELAÇÃO DO *NEW EUROPEAN DRIVING CYCLE***

Um dos objectivos mais importantes deste trabalho é o cumprimento da norma Euro 5, assim é fundamental estimar o valor da emissão de CO<sub>2</sub> em g/km calculado através do ciclo de condução NEDC disponibilizado na Directiva 91/441/CEE.

A modelação do ciclo NEDC foi desenvolvida em excel, utilizando como bases as equações do programa “ensaio dos 0 aos 100 km/h”, tendo sido este modificado a fim de ter como output a emissão de CO<sub>2</sub> em g/km, bem como o consumo em L/100 km.

Os resultados obtidos foram: 39,0 g/km CO<sub>2</sub> e um consumo de 1,62 L/100km.

## **CAPÍTULO 5**

### **CONCLUSÕES**

O motor projectado terá como características principais um binário máximo de 25.7 N.m às 5000 rpm produzindo uma potência máxima de 20.45 kW às 9000 rpm permitindo uma aceleração dos 0 aos 100 km/h em 12 s. Como será um motor com um consumo três vezes menor que os motores de veículos comerciais, libertará menos poluentes que esses, cerca de 39,0 g/km CO<sub>2</sub> com um consumo de 1,62 L/100 km, cumprindo os limites da Norma Euro 5 e Euro 6. Do ponto de vista geométrico será um motor de dois cilindros com uma ordem de ignição desfasada de 360° com câmara de combustão pent – roof com quatro válvulas por cilindro possuindo vela em posição central. A distribuição será feita com duas árvores de cames à cabeça e a cambota será dotada de veios de balanceamento permitindo assim um trabalhar suave visto que as vibrações serão minimizadas.

Concluindo, o projecto de motores de combustão interna é não linear envolvendo sempre ciclos de trabalho a fim de se chegar a um resultado concreto e real. A não linearidade destes trabalhos prende-se com a relação entre todas as variáveis intervenientes, variando todas elas quando apenas uma é modificada.

### **DESENVOLVIMENTOS FUTUROS**

Como já foi referido anteriormente, este trabalho reflecte o início do desenvolvimento de um motor de combustão interna, no qual apenas se estudou alguns dos seus componentes principais como o pistão a biela, a cambota e a cabeça. Estes componentes são extremamente importantes para o funcionamento do motor mas isolados não passam de simples componentes. Assim, para se tornar realidade é necessário desenvolver todos os outros componentes, principais e auxiliares como os segmentos, cilindro, bomba de água, bomba de óleo, circuito de refrigeração e de lubrificação, etc., para que os componentes possam trabalhar como um todo e cumprir a função para a qual foram desenvolvidos.



## BIBLIOGRAFIA

1. C. Moura Branco, J. Martins Ferreira, J. Domingos Da Costa, A. Silva Ribeiro, “*Projecto De Órgãos De Máquinas*”, Fundação Calouste Gulbenkian, 2005.
2. Dante Giacosa, “*Motores Endotermicos*”, 3ª Edição, Editorial Dossat s.a., 1980.
3. Domenico Lucchesi, “*O Automóvel – Curso Técnico*”, vol. 2, 1ª Edição, Editorial Presença, 1989.
4. Dorgham, M. A., “*Impact of Aerodynamics on Vehicle Design*”, Special Publication SP3, 1983.
5. F. P. Incropera e D. P. DeWitt, “*Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*”, LTC Editora, 5ª ed., 2003.
6. Ichiro Tanaka, Toshiro Shimamoto, Toshihiro Yamaguchi, and Junichi Noguchi, “*Engine Weight Reduction Using Alternative Light Materials*”, SAE paper 922090.
7. John B. Heywood, “*Internal Combustion Engine Fundamentals*”, McGraw-Hill, 1988.
8. Jorge Martins, “*Motores de Combustão Interna*”, Publindústria, 2ª edição, 2006.
9. José F. Regueiro and Salo J. Korn, “*Geometric Parameters of Four-Valve Cylinder Heads ant Their Relationship to Combustion and Engine Full Load Performance*”, SAE paper 940205.
10. Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke, “*Mechanical Engineering Design*”, 5ª Edição, McGraw-Hill, 1989.
11. Masayuki Kodama, Takemasa Yamada e Shuji Sawafuji, “*Subaru New Horizontally Opposed 4-valve Engine*”, SAE paper 890471.
12. R. L. Evans, “*Combustion Chamber Design for a Lean-Burn SI Engine*”, SAE paper 921545.
13. Robert L. Norton, “*Machine Design – An Integrated Approach*”, Prentice Hall, 1998.
14. S. Jaichandar and P. Tamilporai, “*Low Heat Rejection Engines – An Overview*”, SAE paper 2003-01-0405.
15. Tor Larsson, Kjell ac Bergstrom, Ake Bengtsson, John Petersson, and Ingemar Denbratt, “*The Volvo 5-Cylinder Engine with 4-Valve Technology - A New Member of Volvo's Modular Engine Family*”, SAE paper 911906.

16. Turns, Stephen R., "*An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*", 2nd ed., McGraw-Hill, 2000.
17. W. Schöffmann, F. Beste and R. Marquard, "*Lightweight Engine Design Strategies*", SAE paper 2000-01-1546.
18. P. Whitaker, "*Gasoline Engine Performance and Emissions Future Technologies and Optimization*", Ricardo ERC Symposium, 2005.
19. William Attard, Harry C. Watson, Steven Konidaris e Mohammad Ali Khan, "*Comparing the Performance and Limitations of a Downsized Formula SAE Engine in Normally Aspirated, Supercharged and Turbocharged Modes*", SAE paper 2006-32-0072.
20. Stefan Pischinger, "*The future of vehicle propulsion – combustion engines and alternatives*", Topics in Catalysis, Vols. 30/31, July 2004.
21. Kimiyoshi Nishizawa, Sukenori Momoshima and Masaki Koga, "*Nissan's Gasoline SULEV Technology*", SAE paper 2000-01-1583.
22. Volkswagen 1 Litre: [http://en.wikipedia.org/wiki/Volkswagen\\_1\\_litre](http://en.wikipedia.org/wiki/Volkswagen_1_litre).
23. Smart ForTwo 2008: <http://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=150458>.
24. Aptera Motors: [http://en.wikipedia.org/wiki/Aptera\\_Motors#Aptera\\_Typ-1](http://en.wikipedia.org/wiki/Aptera_Motors#Aptera_Typ-1).
25. Directiva 91/441/CEE.

## ANEXOS

### Anexo A – Características do material do pistão

O pistão é feito na liga de Alumínio AlSi12CuNiMg com as seguintes propriedades:

Designação Química	Si %	Fe %	Cu %	Mn %	Mg %	Ni %	Zn %	Ti %	Outros %
AlSi12CuNiMg	12,0-13,0	0,60	1,0-1,4	0,10-0,25	0,9-1,3	0,8-1,2	0,20	0,06-0,12	P 0,0065-0,0125

Tabela 8 - Propriedades químicas da liga AlSi12CuNiMg

Designação Química	Massa volúmica g/cm <sup>3</sup>	Condutividade Térmica 20° W/m.°C	Coefficiente de dilatação 10 <sup>-6</sup> .°C <sup>-1</sup>	Calor Latente KJ/Kg
AlSi12CuNiMg	2,72	115	1,9x10 <sup>-6</sup>	502

Tabela 9 - Propriedades térmicas liga AlSi12CuNiMg

Designação Química	Módulo Elasticidade MPa	$\sigma_R$ a 20°C MPa	$\sigma_R$ a 250°C MPa
AlSi12CuNiMg	76000	300	240

Tabela 10 - Propriedades mecânicas da liga AlSi12CuNiMg

### Anexo B – Diâmetros e áreas dos parafusos do sistema ISO

Diâm. Ext.	Série de passo grossa			Série de passo fino		
	Passo (mm)	Área resist. (mm <sup>2</sup> )	Área núcleo (mm <sup>2</sup> )	Passo (mm)	Área resist. (mm <sup>2</sup> )	Área núcleo (mm <sup>2</sup> )
6	1	20,1	17,9	-	-	-
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	157	144	1,5	167	157

Tabela 11 - Diâmetros e áreas dos parafusos do sistema ISO

**Anexo C- Equações cálculo do trabalho de atrito nas chumaceiras principais da Cambota**

$$n_{chp} = n_{cil} + 1 \quad (1)$$

$$\tau_{chp} = \mu \frac{d v}{d y} = \mu (T_{\acute{o}leo,carter}) \frac{2 \pi \times N \times D_{chp}}{2 \times e_{chp}} \quad (2)$$

$$A_{chp} = \pi \times D_{chp} \times w_{chp} \quad (3)$$

$$r_{chp} = \frac{D_{chp}}{2} \quad (4)$$

$$\theta_{chp} = 2 \pi \times n_R \quad (5)$$

**Anexo D – Equações de cálculo do trabalho de atrito nas chumaceiras da cabeça da biela**

$$n_{ccb} = n_{cil} \quad (6)$$

$$\tau_{ccb} = \mu \frac{d v}{d y} = \mu (T_{\acute{o}leo,carter}) \frac{2 \pi \times N \times D_{ccb}}{2 \times e_{ccb}} \quad (7)$$

$$A_{ccb} = \pi \times D_{ccb} \times w_{ccb} \quad (8)$$

$$r_{ccb} = \frac{D_{ccb}}{2} \quad (9)$$

$$\theta_{ccb} = 2 \pi \times n_R \quad (10)$$

**Anexo E – Equações de cálculo do trabalho de atrito nas chumaceiras do pé da biela**

$$n_{cpb} = n_{cil} \quad (11)$$

$$\tau_{cpb} = \mu \frac{d v}{d y} = \mu (T_{\acute{o}leo,carter}) \frac{d \phi}{d t} \frac{D_{cpb}}{2 \times e_{cpb}} \quad (12)$$

$$A_{cpb} = \pi \times D_{cpb} \times w_{cpb} \quad (13)$$

$$r_{cpb} = \frac{D_{cpb}}{2} \quad (14)$$

O ângulo da biela  $\phi_\theta$  para o ângulo de rotação da cambota  $\theta$  é dado pela Eq. (15).

$$\phi_\theta = \arcsin\left(\frac{a \sin \theta}{l}\right) \quad (15)$$

#### **Anexo F- Equações de cálculo do trabalho de atrito nas chumaceiras principais da árvore de cames**

$$n_{cpac} = (n_{cil} + 1) \times n_{ac} \quad (16)$$

$$\tau_{c,pac} = \mu \frac{d v}{d y} = \mu (T_{\text{óleo,carter}}) \frac{2 \pi \times N \times D_{cpac}}{2 \times e_{cpac}} \quad (17)$$

$$A_{cpac} = \pi \times D_{cpac} \times w_{cpac} \quad (18)$$

$$r_{cpac} = \frac{D_{cpac}}{2} \quad (19)$$

$$\theta_{c,cpac} = 2 \pi \quad (20)$$

#### **Anexo G – Equações de cálculo do trabalho de atrito nos ressaltos da árvore de cames**

$$n_{rac} = n_{cil} \times (n_{v,i,cil} + n_{v,e,cil}) \quad (21)$$

$$\tau_{rac} = \mu \frac{d v}{d y} = \mu (T_{\text{óleo,carter}}) \frac{2 \pi \times N \times D_{m,rac}}{2 \times 2 \times e_{rac}} \quad (22)$$

$$A_{rac} = l_{rac} \times w_{rac} \quad (23)$$

$$r_{m,rac} = \frac{D_{m,rac}}{2} \quad (24)$$

$$\theta_{rac} = \frac{1}{2} \left( \pi + n_{v,i,cil} \frac{IVO + IVC}{n_{v,i,cil} + n_{v,e,cil}} + n_{v,e,cil} \frac{EVO + EVC}{n_{v,i,cil} + n_{v,e,cil}} \right) \quad (25)$$

### Anexo H – Equações de cálculo do trabalho nominal da bomba de água por cilindro

A potência nominal da bomba de água é dada pela Eq. (26).

$$P_{n,ba} = \rho_{H_2O} \times Q_n \times u_2 \times V_{t2} \quad (26)$$

O caudal nominal da bomba de água é dado pela Eq. (27).

$$Q_n = 2 \pi \times \frac{D_1}{2} \times b_1 \times V_{n1} \quad (27)$$

A velocidade tangencial à saída do rotor da bomba,  $V_{t2}$ , é dada pela Eq. (28).

$$V_{t2} = u_2 - V_{n2} \cot \beta_2 \quad (28)$$

A velocidade normal à normal à entrada do rotor da bomba,  $V_{n1}$ , é dada pela Eq. (29).

$$V_{n1} = u_1 - \operatorname{tg} \beta_1 \quad (29)$$

A velocidade normal à saída do rotor da bomba,  $V_{n2}$ , é dada pela Eq. (30).

$$V_{n2} = \frac{Q_n}{2 \pi \times \frac{D_2}{2} \times b_2} \quad (30)$$

A velocidade tangencial do rotor da bomba à entrada,  $u_1$ , é dada pela Eq. (31).

$$u_1 = 2 \pi \times N_{ba} \times \frac{D_1}{2} \quad (31)$$

A velocidade tangencial do rotor da bomba à saída,  $u_2$ , é dada pela Eq. (32).

$$u_2 = 2 \pi \times N_{ba} \times \frac{D_2}{2} \quad (32)$$

A velocidade de rotação do rotor da bomba é dada pela Eq. (33).

$$N_{ba} = i_{ba} \times N \quad (33)$$

### Anexo I – Equações do balanceamento da cambota

A velocidade e aceleração do centro de gravidade da biela são estimadas por:

$$\dot{x}_{cgb} = \frac{x_{cgb,i+1} - x_{cgb,i-1}}{t_{i+1} - t_{i-1}} \quad (34)$$

$$\ddot{x}_{cgb} = \frac{\dot{x}_{cgb,i+1} - \dot{x}_{cgb,i-1}}{t_{i+1} - t_{i-1}} \quad (35)$$

$$\dot{y}_{cgb} = \frac{y_{cgb,i+1} - y_{cgb,i-1}}{t_{i+1} - t_{i-1}} \quad (36)$$

$$\ddot{y}_{cgb} = \frac{\dot{y}_{cgb,i+1} - \dot{y}_{cgb,i-1}}{t_{i+1} - t_{i-1}} \quad (37)$$

### Anexo J – Relação a/l de alguns modelos de automóveis de algumas marcas

Marca	Motor (litros)	Exemplos de aplicação	Curso (mm)	Bielas (mm)	Relação a/l
Audi	1,6	A3	77,4	149	0,259
	1,8	A3, A4 até 2001	86,4	144	0,3
	2,8	A4 e A6 até 2001	86,4	164	0,263
Citroen	1,6	Xsara	82	178	0,23
	2,0	C5	82,6	154	0,268
Fiat	1,0	Mille, Palio (motor Fiasa)	54,8	130	0,21
	1,0	Mille, Palio (motor Fire)	64,9	112	0,289
Ford	1,0	Ka, Fiesta	67,4	128,8	0,261
	1,6	Ka, Fiesta, Escort	75,5	128,8	0,293
	2,0	Mondeo desde 2002	83,1	139,2	0,298
Mercedes	1,6	A 160	80	155,5	0,257
	1,9	A190	84	151,5	0,277
	2,0	C 200 (4 cil.)	78,7	154	0,255
	2,3	E 230 (4 cil.)	88,4	149	0,296
		E 240 (6 cil.)	73,5	154	0,238
Peugeot	1,0	CLK 320 (6 cil.)	84	148,5	0,282
		206	66,8	122	0,273
	2,05	607	82,6	154	0,268
Porsche	2,7	Boxster	78	145	0,268
	3,2	Boxster S	78	145	0,268
	3,4	911 até 2001	78	145	0,268
Renault	1,0	Clio, Twingo, Kangoo	66,8	145	0,268
Toyota	1,6	Corolla	81,5	151,65	0,268
VW	1,0	Golf desde 1997	70,6	144	0,245
	1,8	Golf GTI	86,4	144	0,3

Tabela 12 - Relação a/l de alguns modelos de automóveis de algumas marcas

## Anexo K – Limites de vibração em algumas máquinas

Máquinas	Aceleração equivalente, m/s <sup>2</sup>
<b>Ferramentas manuais</b>	<b>Limite 5 m/s<sup>2</sup></b>
Berbequim	10 – 110
Martelo Pneumático	5 – 13
Motosserra	2 – 5
Aparafusadora	5 – 15
<b>Veículos</b>	<b>Limite 1.15 m/s<sup>2</sup></b>
Escavadora	1 – 5
Máquina de lagartas	1 – 3

Tabela 13 - Limites de vibração algumas máquinas

## Anexo L – Imagens da interface dos programas utilizados no trabalho

Parâmetros Geométricos do Motor	Parâmetros de Lubrificação do Motor	Condições Atmosféricas	Resultados de Desempenho do Motor
nr	Temperatura do óleo no cilindro /°C = 115	patm /Pa	101325
B /m	Temperatura do óleo no cárter /°C = 100	Tar /°C	288,15
L /m	Oleo 0W40	RH /%	60
rc		rar /(kg/m3)	1,2249
l /m		Pv,s /Pa	1711,66
L/B		Pv /Pa	1026,99
r/l		par-seco /Pa	100298,0
ncilindros			
n /rpm			
N /(rot/s)			
Δtc /s			
a /m			
l/a			
Vd,cil /m3			
Vd /m3			
Vc,cil /m3			
Vc /m3			
Vt,cil /m3			
Vt /m3			
Δp na válvula borboleta da admissão /Pa			

Figura 26 - Interface principal do programa "ciclo otto"



### Ensaio de Aceleração dos 0-100 km/h motor 2 cilindros

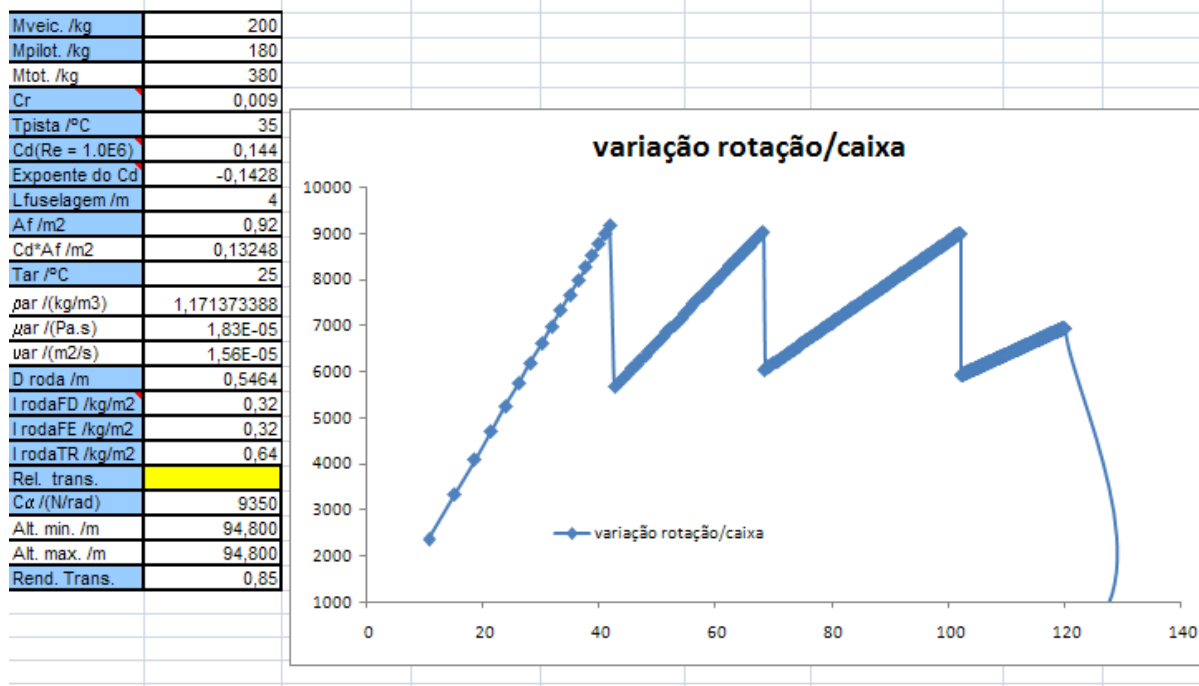
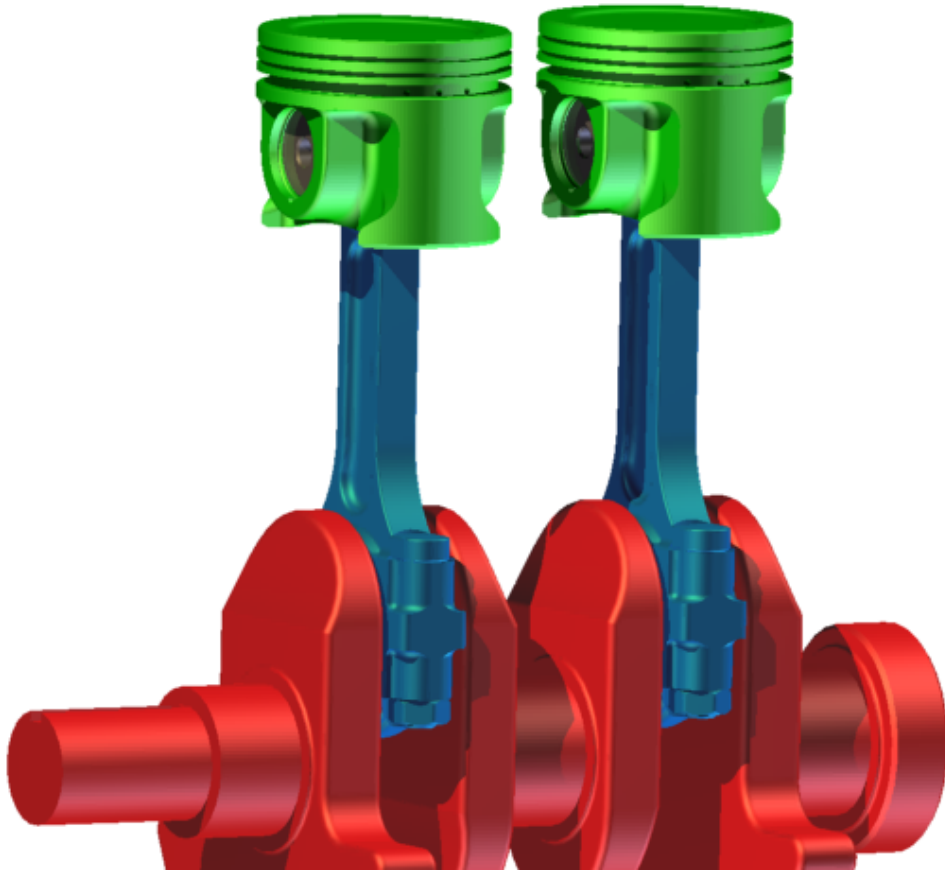


Figura 27 - Interface principal do programa "aceleração 0 aos 100 km/h"1

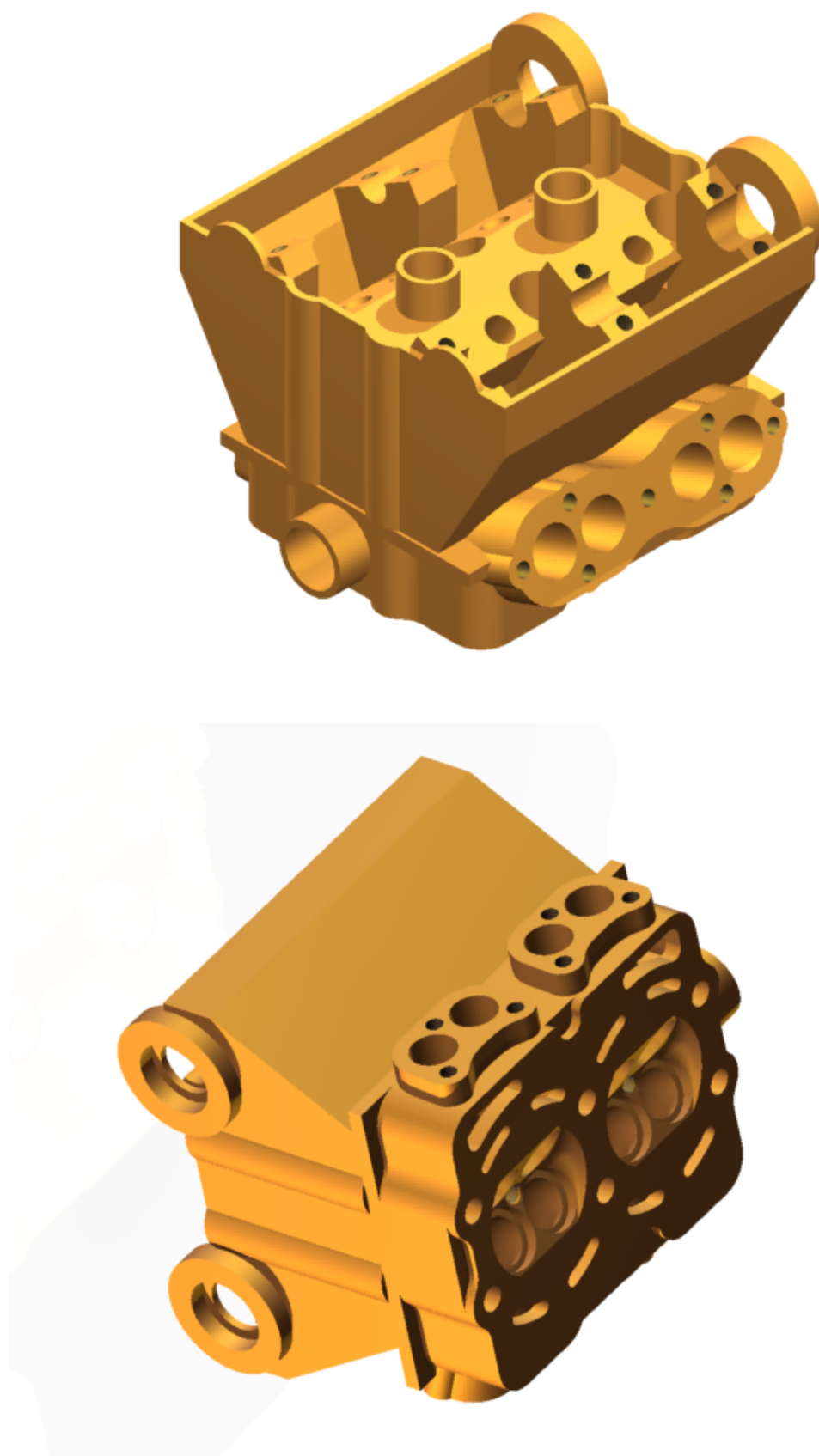
CARACTERÍSTICAS DE BINÁRIO E CONSUMO DO MOTOR				
<b>Curva de Binário do Motor</b>				
	a	n /rpm	T /N.m	bsfc /g/kW.h
a4T =	-1,981052E-14	1000	23,246	282,7
a3T =	3,864770E-10	2000	24,960	253,5
a2T =	-2,871582E-06	3000	25,824	243,5
a1T =	9,166221E-03	4000	25,722	243,1
a0T =	1,533936E+01	5000	25,309	245,8
		6000	24,764	248,0
		7000	23,792	249,5
		8000	21,620	252,8
		9000	17,002	263,7
<b>Curva de Consumo Específico do Motor</b>				
a4bsfc =	1,280E-13			
a3bsfc =	-2,882E-09			
a2bsfc =	2,369E-05			
a1bsfc =	-8,198E-02			
a0bsfc =	3,437E+02			

Figura 28 - Interface do programa "aceleração 0 aos 100 km/h": curvas características

**Anexo M – Desenho de alguns componentes**



**Figura 29 - Montagem Cambota+ Bielas+ Êmbolos**



**Figura 30 - Duas perspectivas do desenho da cabeça**