



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Carlos Eduardo Ribeiro Lourenço

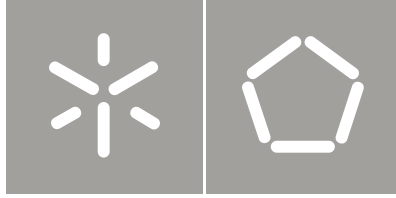
Contribuição para o
fabrico de motor de ciclo sobre-expandido

Contribuição para o
fabrico de motor de ciclo sobre-expandido

Carlos Eduardo Ribeiro Lourenço

UMinho | 2012

Outubro de 2012



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Carlos Eduardo Ribeiro Lourenço

Contribuição para o
fabrico de motor de ciclo sobre-expandido

Tese de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efectuado sob a orientação do
Professor Doutor Jorge José Gomes Martins

e co-orientação do
Professor Doutor António Alberto Caetano Monteiro

RESUMO

Desde o aparecimento dos primeiros motores de combustão interna, estes têm sido constantemente alvo de evoluções em função das necessidades do meio ao qual se destinam, seja a procura por melhor fiabilidade, por maiores potências ou mesmo pela otimização dos mesmos de modo a tornar o seu custo de produção mais sustentável.

Atualmente existe uma crescente preocupação pelos problemas ambientais, bem como pela escassez das reservas de petróleo, o que associado à crise económico-financeira vivida torna a procura por uma maior eficiência energética dos motores de combustão interna, o principal campo de evolução dos mesmos.

Neste contexto, surge o conceito de motor sobre-expandido, sendo este um tipo de motor que apresenta rendimentos superiores aos motores convencionais, permitindo deste modo registar valores de consumos e emissões de poluentes francamente inferiores aos dos motores convencionais.

O presente trabalho tem como finalidade o fabrico de um motor de combustão interna, mais concretamente o *UMotor*. Este é um motor de ciclo sobre-expandido que vem sendo desenvolvido há já alguns anos no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Minho e que se destina a equipar o *EconomicUM*.

O trabalho apresentado faz inicialmente um enquadramento teórico acerca dos motores de ciclo sobre-expandido, dando a conhecer a sua origem, o seu princípio de funcionamento e o seu papel na sociedade atual. Posteriormente, o trabalho é focado no desenvolvimento e fabrico de alguns componentes do *UMotor*, tais como o cárter, a árvore de cames, os balanceiros, a cambota e o coletor de admissão. Ao longo do trabalho apresentado são dadas a conhecer as diferentes fases no desenvolvimento dos componentes, desde o projeto dos mesmos utilizando ferramentas *CAD/CAM*, aos processos de fabrico utilizados bem como os procedimentos a ser adotado de modo a que no futuro se concretize a realização de um protótipo funcional do motor.

ABSTRACT

Since internal combustion engines made their early appearance, continuous evolutions took place in order to fulfill the requests of their application domains, whether pursuing reliability improvement, higher engine power or even manufacturing optimization and cost sustainability.

Nowadays there is a growing concern about environmental issues, including oil reserves shortage, economic and financial crisis impact, so driving critical increase of energetic efficiency in internal combustion engines, as a field of study.

In this context arises the concept of over-expanded engine, for it shows higher efficiency, allowing less fuel consumption and lower polluting emissions than conventional engines.

The present work describes the manufacturing constraints and solutions of an experimental internal combustion engine, the *UMotor*. This is an over-expanded cycle engine under development in the Department of Mechanical Engineering of University of Minho, to equip the *EconomicUM*, a formula *Shell@* prototype vehicle.

A theoretical overview is presented about the over-expanded cycle engines, describing its principles of operation and their possibilities in the society. The work is focused on the development and manufacturing of components of the engine, including the crankcase, the camshaft, the rocker arms, the crankshaft and the intake manifold. The work presents an overview of the actual stage in the development of components, including modifications to the project using CAD/CAM tools, and describes the manufacturing processes and procedures to be undertaken in the near future to achieve a fully functional prototype engine.

Aos meus pais
e a minha namorada, Telma Santos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Professor Doutor Jorge José Gomes Martins e ao Professor Doutor António Alberto Caetano Monteiro por toda a orientação e ajuda prestada ao longo da realização deste trabalho.

Agradeço ao Engenheiro Amadeu Mendes por toda a disponibilidade demonstrada, bem como pela partilha de conhecimentos, tanto ao longo deste trabalho como durante o meu percurso académico.

Agradeço ao Vítor Neto por toda a ajuda prestada e conselhos dados no fabrico de alguns dos componentes apresentados neste trabalho.

Agradeço à Professora Maria da Conceição Neves pelos conselhos dados na elaboração deste relatório.

Agradeço à Telma Santos toda a ajuda prestada na elaboração deste relatório.

Agradeço aos meus pais, à minha madrinha e ao meu avô todo o apoio disponibilizado, tanto ao longo deste trabalho como durante todo o meu percurso académico.

A todos, os meus mais sinceros agradecimentos.

PALAVRAS-CHAVE

Alteração de cárter

CAD/CAM

Ciclo de *Miller*

CNC

Equilibragem de cambota

Desenho e fabrico de balanceiros

Fabrico de coletor de admissão

Maquinagem

Motor sobre-expandido

Projeto de árvore de cames

KEYWORDS

CAD/CAM

Camshaft project

CNC

Crankcase modification

Crankshaft balancing

Intake manifold manufacturing

Miller cycle

Milling

Over-expanded engine

Rocker arms design and manufacturing

GLOSSÁRIO DE SÍMBOLOS E TERMOS

LETRAS ROMANAS

a – aceleração angular do came num dado valor θ (1/rad)

$\frac{A}{F}$ – relação ar-combustível (-)

b – distância ou linha entre o centro de rotação do came e o centro do rolete (mm)

B – constante ($B = \frac{Q_{pi}}{R.T_1.(1+\frac{A}{F})}$) (-)

c – distância ou linha entre o centro de rotação do came e o centro do pivô (mm)

c_p – capacidade calorífica específica a pressão constante (J/kg.K)

c_v – capacidade calorífica específica a volume constante (J/kg.K)

D – diâmetro (mm)

h – levantamento angular máximo impingido pelo came (rad)

j – impulso angular do came num dado valor θ (1/rad²)

l – distância entre o centro do rolete e o centro do pivô (mm)

Q – calor (J)

s – levantamento angular do came num dado valor θ (rad)

T – temperatura (K ou °C)

U – energia interna (J)

v – velocidade angular do came num dado valor θ (rad/rad)

W – trabalho (J)

x- distância no eixo de X (mm)

y – distância no eixo de Y (mm)

LETRAS GREGAS

β – ângulo do came correspondente à máxima elevação do seguidor (rad)

γ – ângulo da reta que une o centro de rotação do came com o pivô, medido na origem (rad) –

Cap.4

γ – quociente entre capacidades caloríficas (-) – Cap.2

δ – ângulo que o seguidor faz com a linha que une o centro de rotação do came com o centro do pivô (rad)

Δ - diferença

ε – taxa de compressão

η – rendimento (-)

θ – ângulo de rotação do came (rad)

λ – ângulo do seguidor (rad)

σ – ângulo da normal comum no sistema de coordenadas XY correspondente a um determinado ângulo de rotação do came (rad)

ϕ – ângulo de pressão do seguidor (rad)

ψ – ângulo que a reta que une o centro de rotação do came com o centro do pivô faz com a reta que une o centro de rotação do came com o centro do rolete (rad)

ÍNDICES

b – base

c – compressão

F– fonte fria

g – geométrica

MT – máquina térmica

pi – inferior a pressão constante (referente a poder calorífico)

r – rolete

ret – retida

s – superfície

Q – fonte quente

GLOSSÁRIO DE TERMOS

apara – material que é removido durante um processo de maquinagem

árvore – elemento de uma fresadora onde são fixas as ferramentas a usar (ex: fresas, brocas)

árvore de cames – elemento mecânico presente num motor de combustão interna, responsável por comandar a abertura das válvulas do mesmo

biela – elemento mecânico presente num motor de combustão interna, responsável por estabelecer a comunicação entre o pistão e a cambota

broca de ponto – ferramenta utilizada para realizar a marcação do centro de um furo

caçonete – ferramenta de atuação manual destinada a talhar roscas macho

CAD – *computer aided design* (em português: projeto assistido por computador)

CAFE – conjunto de normas americanas que visam a imposição de limites nos consumos de combustível dos veículos em circulação

CAM – *computer aided manufacturing* (em português: fabrico assistido por computador)

cambota – elemento mecânico presente num motor de combustão interna, responsável por transformar o movimento linear do pistão em movimento de rotação

came – elemento mecânico caracterizado por um ressalto presente num elemento circular, sendo responsável por fornecer um movimento alternado a outro mecanismo (ex: atuação de válvulas de um motor)

carburador – componente mecânico responsável pelo fornecimento de combustível, bem como pela preparação da mistura ar/combustível num motor de ignição comandada

CNC – *computer numeric control* (em português: comando numérico computadorizado)

código G – linguagem de programação destinada à utilização em máquinas *CNC*. Padronizada pela norma ISO 6983

comparador – instrumento de elevada precisão utilizado para realizar medições por comparação entre dois pontos (ex: mediação de paralelismo)

compressor volumétrico – dispositivo mecânico destinado a aumentar a pressão do ar no coletor de admissão. Este dispositivo é atuado pelo movimento da cambota, com a qual comunica por intermédia de uma correia

DOHC – double overhead camshaft (em português: dupla árvore de cames à cabeça)

EURO normas – conjunto de normas europeias que visam a imposição de limites máximos para a emissão de poluentes nos veículos em circulação

ferro de corte – ferramenta de corte geralmente associada ao torno mecânico, sendo utilizada para realizar trabalhos de maquinagem por arranque de aparas através do contacto com a peça a maquinar, que se encontra em movimento de rotação

fresa – ferramenta de corte geralmente associada à fresadora e que é utilizada para realizar trabalhos de maquinagem através de arranque de aparas por intermédio de movimento de rotação

full throttle – acelerador na posição máxima

gráfico monocromático – gráfico realizado com recurso a uma única cor

injeção direta – sistema de injeção que efetua o fornecimento de combustível diretamente no cilindro

injeção indireta – sistema de injeção que efetua o fornecimento de combustível no coletor de admissão

injetor – elemento mecânico responsável por fornecer combustível a um motor de combustão interna

intercooler – permutador de calor destinado a baixar a temperatura do ar de admissão, após este ter sofrido um processo de compressão

knock – combustão anormal; podendo também ser designado em português pelo termo “grilar”, devido ao ruído característico que produz

NC – *numeric control* (em português: comando numérico)

OHC – overhead camshaft (em português: árvore de cames à cabeça)

OHV – overhead valves (em português: válvulas à cabeça)

óleo perdido – método de lubrificação realizado através da adição de óleo ao combustível

paquímetro – instrumento de medição, com grau de precisão médio, utilizado para medir distâncias entre dois pontos

pistão – elemento presente num motor de combustão interna que opera no interior de um cilindro e que transforma a energia térmica do motor em movimento longitudinal

PMI – ponto morto inferior

PMS – ponto morto superior

rácio – relação entre dois valores

rebarba – superfície irregular de uma peça, geralmente consequência de um processo de fabrico

sobrealimentação – método utilizado para elevar a pressão do ar de admissão, permitindo desta forma aumentar os rendimentos de um motor

turbocompressor - dispositivo mecânico destinado a aumentar a pressão do ar no coletor de admissão. Este dispositivo é atuado pelos gases de escape através de uma turbina acoplada ao coletor de escape

válvula de borboleta - válvula restritora de caudal de ar, situada no coletor de admissão

zero peça – origem do sistema de coordenadas de uma peça

ÍNDICE

RESUMO	iii
ABSTRACT	iv
AGRADECIMENTOS	vi
PALAVRAS-CHAVE	vii
KEYWORDS	vii
GLOSSÁRIO DE SÍMBOLOS E TERMOS.....	viii
LETRAS ROMANAS	viii
LETRAS GREGAS	ix
ÍNDICES	ix
GLOSSÁRIO DE TERMOS	x
ÍNDICE.....	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS	xv
ÍNDICE DE TABELAS.....	xviii
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Motivação	2
1.2 Divisão dos capítulos.....	2
2 MOTORES DE CICLO SOBRE-EXPANDIDO.....	5
2.1 Introdução aos ciclos sobre-expandidos.....	5
2.2 Ciclos sobre-expandidos.....	5
2.3 O ciclo de Miller.....	7
2.4 Aplicação prática do ciclo de <i>Miller</i>	9
2.5 Análise do <i>UMotor</i>	16
2.6 Rendimentos teóricos do <i>UMotor</i>	17
2.7 Introdução às ferramentas <i>CAD/CAM</i>	21
2.8 Ferramentas <i>CAD</i>	21
2.9 Ferramentas <i>CAM</i>	22
3 CÁRTER	23
3.1 O cárter do <i>UMotor</i>	24
3.2 Trabalho realizado no cárter.....	25

4	ÁRVORE DE CAMES	31
	4.1 Fundamentos teóricos	32
	4.2 Projeto de árvore de cames para o <i>UMotor</i>	37
5	BALANCEIROS	45
	5.1 Projeto de balanceiros para o <i>UMotor</i>	46
	5.2 Fabrico dos balanceiros	49
	5.3 Veios de balanceiros	55
6	CAMBOTA	60
	6.1 A cambota do <i>UMotor</i>	61
7	COLETOR DE ADMISSÃO	66
	7.1 O coletor de admissão do <i>UMotor</i>	67
	7.2 Fabrico do coletor de admissão	70
8	CONCLUSÃO	75
	8.1 Sugestões de trabalho futuro	75
9	REFERÊNCIAS	77
10	BIBLIOGRAFIA	79
	Suporte Digital	79
11	ANEXOS	81
	ANEXO A	82
	Exemplo de obtenção de código G utilizando um <i>software CAM</i>	82
	ANEXO B	87
	Diagramas s-v-a-j	87
	ANEXO C	92
	Diagramas de equilibragem da cambota	92
	ANEXO D	94
	Seleção de rolamentos utilizados nos balanceiros	94
	ANEXO E	95
	Montagem do <i>UMotor</i> em <i>CAD</i>	95

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - EXCERTO DA PATENTE DO MOTOR DE <i>ATKINSON</i> [1]	6
FIGURA 2.2 – DIAGRAMAS PV E Ts REPRESENTATIVOS DOS CICLOS DE OTTO E DE <i>MILLER</i> [1].....	7
FIGURA 2.3 – MOTOR KJ-ZEM-V6 (EM CORTE LATERAL) [2].....	10
FIGURA 2.4 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DOS QUATRO TEMPOS DE FUNCIONAMENTO DO MOTOR <i>KJ-ZEM-V6</i> [2] 10	
FIGURA 2.5 - MOTOR QUE EQUIPA O <i>TOYOTA® PRIUS</i> [3]	11
FIGURA 2.6 - MOTOR <i>GOENGINE</i> DE QUATRO CILINDROS EM LINHA (MODELO DE PRIMEIRA GERAÇÃO) [4]	13
FIGURA 2.7 - CAMBOTA QUE EQUIPA O MOTOR <i>GOENGINE</i> DE SEGUNDA GERAÇÃO [4].....	13
FIGURA 2.8 - MOTOR <i>GOENGINE</i> DE QUATRO CILINDROS EM LINHA, (MODELO DE SEGUNDA GERAÇÃO) [4].....	14
FIGURA 2.9 - MECANISMO DE VARIAÇÃO DO CURSO DO PISTÃO, UTILIZADO NO MOTOR <i>EXLINK</i> DA <i>HONDA®</i> [5].....	15
FIGURA 3.1 - REPRESENTAÇÃO 3D DAS METADES DO CÂRTER (ESQUERDA E DIREITA, RESPECTIVAMENTE)	24
FIGURA 3.2 - VISTA DAS CONDUTAS DE EXTRAÇÃO E ADMISSÃO DO ÓLEO DE LUBRIFICAÇÃO, RESPECTIVAMENTE	25
FIGURA 3.3 - MACHOS IDÊNTICOS AOS UTILIZADOS PARA ABERTURA DE ROSCA NAS CONDUTAS DO CÂRTER.....	26
FIGURA 3.4 - REPRESENTAÇÃO 3D DA METADE DIREITA DO CÂRTER, COM OS FUROS REALIZADOS ASSINALADOS A VERMELHO.....	26
FIGURA 3.5 - PORMENOR DA CAVIDADE DESTINADA A ALOJAR O ÓLEO DE LUBRIFICAÇÃO DO MOTOR	27
FIGURA 3.6 - METADE DIREITA DO CÂRTER FIXA NA MESA DA FRESADORA, PRONTA PARA O PROCESSO DE MAQUINAGEM	28
FIGURA 3.7 - PROCESSO DE MAQUINAGEM DAS CAVIDADES DESTINADAS A ALOJAR O ÓLEO DE LUBRIFICAÇÃO.....	29
FIGURA 3.8 - REPRESENTAÇÃO DA NOVA GEOMETRIA DAS CAVIDADES DE ALOJAMENTO DO ÓLEO DE LUBRIFICAÇÃO	29
FIGURA 3.9 - METADE DIREITA DO CÂRTER DEPOIS DA OPERAÇÃO DE MAQUINAGEM	30
FIGURA 4.1 – EXEMPLO DE UMA ÁRVORE DE CAMES	31
FIGURA 4.2 - COMPARAÇÃO ENTRE ACELERAÇÕES EM FUNÇÃO DA EQUAÇÃO UTILIZADA [7]	34
FIGURA 4.3 - PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DE UM CAME [7].....	35
FIGURA 4.4 - OBTENÇÃO DO PERFIL DE UM CAME ATRAVÉS DE MÉTODOS GRÁFICOS [7].....	36
FIGURA 4.5 - REPRESENTAÇÃO DO PERFIL DO CAME DE ADMISSÃO, PARA UMA ROTAÇÃO DO MESMO NO SENTIDO HORÁRIO	44
FIGURA 4.6 - REPRESENTAÇÃO DO PERFIL DO CAME DE ESCAPE, PARA UMA ROTAÇÃO DO MESMO NO SENTIDO HORÁRIO	44
FIGURA 4.7 – REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DA ÁRVORE DE CAMES.....	44
FIGURA 5.1 - CONJUNTO DE BALANCEIROS DE CONTACTO POR PRATO	46
FIGURA 5.2 - BALANCEIRO COM CONTACTO POR ROLETE	46

FIGURA 5.3 - ESBOÇO INICIAL DO BRAÇO DO BALANCEIRO.....	47
FIGURA 5.4 – PERFIL DO BALANCEIRO	47
FIGURA 5.5 - REPRESENTAÇÃO DO PERFIL FINAL DO BALANCEIRO	48
FIGURA 5.6 - REPRESENTAÇÃO DO PINO DE CONTACTO COM A VÁLVULA.....	48
FIGURA 5.7 - REPRESENTAÇÃO DOS CASQUILHOS DE BRONZE E DE ALUMÍNIO	49
FIGURA 5.8 - REPRESENTAÇÃO DE AMBOS OS BALANCEIROS MONTADOS NO MOTOR.....	49
FIGURA 5.9 - BLOCO DE ALUMÍNIO A MAQUINAR FIXO NA MESA DA FRESADORA DE <i>CNC</i>	51
FIGURA 5.10 - BLOCO DE ALUMÍNIO MAQUINADO POSSUINDO JÁ O CONTO DO BALANCEIRO	52
FIGURA 5.11 - BLOCOS DE ALUMÍNIO MAQUINADOS NO FINAL DA FASE DE MAQUINAGEM, CONTENDO JÁ O PERFIL DO BALANCEIRO.....	52
FIGURA 5.12 – REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DO NEGATIVO DO BALANCEIRO	53
FIGURA 5.13 – MAQUINAGEM DA ÚLTIMA FACE DE UM DOS BALANCEIROS	54
FIGURA 5.14 – BALANCEIROS JÁ COM A GEOMETRIA FINAL MAQUINADA	55
FIGURA 5.15 – SISTEMA ALTERNATIVO DE VEIO DE BALANCEIROS.....	56
FIGURA 5.16 – FASES DE FABRICO DO SISTEMA ALTERNATIVO DO VEIO DE BALANCEIROS	56
FIGURA 5.17 – SISTEMA ALTERNATIVO DE VEIO DE BALANCEIROS. À ESQUERDA COM OS COMPONENTES SEPARADOS E À DIREITA COM OS COMPONENTES JUNTOS	57
FIGURA 5.18 – FUROS DE 6 MM REALIZADOS NA CULASSA	58
FIGURA 5.19 – VEIOS E CASQUILHOS DE PREENCHIMENTO JÁ ACABADOS	59
FIGURA 6.1 – SISTEMA BIELA/MANIVELA PRESENTE NUM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA [8]	60
FIGURA 6.2 – TREM HIPOCICLOIDAL, MONTANDO A CABBOTA DESENHADA EM TRABALHOS ANTERIORES.....	62
FIGURA 6.3 – TREM HIPOCICLOIDAL, MONTANDO A NOVA CABBOTA	63
FIGURA 6.4 – TREM HIPOCICLOIDAL, MONTANDO A CABBOTA COM REDUÇÃO DE MASSA NOS CONTRAPESOS.....	64
FIGURA 6.5 – REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DO TREM HIPOCICLOIDAL MONTANDO A CABBOTA ESCOLHIDA	65
FIGURA 6.6 – REPRESENTAÇÃO EM CORTE DO TREM HIPOCICLOIDAL MONTADO NO CÂRTER	65
FIGURA 7.1 – EXEMPLO DE COLETOR DE ADMISSÃO [9]	67
FIGURA 7.2 – COLETOR DE ADMISSÃO DESENHADO NUM TRABALHO ANTERIOR [10].....	68
FIGURA 7.3 – REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DAS DUAS PARTES CONSTITUINTES DO COLETOR DE ADMISSÃO	69
FIGURA 7.4 – REPRESENTAÇÃO TRIDIMENSIONAL DO NOVO COLETOR DE ADMISSÃO.....	69
FIGURA 7.5 – FASE FINAL DO FABRICO DA PARTE INFERIOR DO COLETOR DE ADMISSÃO	71
FIGURA 7.6 – VERIFICAÇÃO DO PARALELISMO POR INTERMÉDIO DO COMPARADOR NA FACE A FURAR.....	71
FIGURA 7.7 – PARTE INFERIOR DO COLETOR DE ADMISSÃO JÁ CONCLUÍDA	72
FIGURA 7.8 – PARTE SUPERIOR DO COLETOR DE ADMISSÃO FIXA NO TORNO DURANTE A FASE DE FABRICO	72
FIGURA 7.9 – PARTE SUPERIOR DO COLETOR DE ADMISSÃO, JÁ CONCLUÍDA	73

FIGURA 7.10 – COLETOR DE ADMISSÃO MONTADO	74
FIGURA A.1 – DEFINIÇÃO DAS DIMENSÕES DA PEÇA A MAQUINAR.....	83
FIGURA A.2 – DEFINIÇÃO DO ZERO PEÇA.....	83
FIGURA A.3 – DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DAS CAVIDADES A MAQUINAR.....	84
FIGURA A.4 – ESCOLHA DA FERRAMENTA A UTILIZAR	84
FIGURA A.5 – SIMULAÇÃO DO PROCESSO DE MAQUINAGEM ELABORADO.....	85
FIGURA B.1 – DIAGRAMA $S(\theta)$ CORRESPONDENTE AO CAME DE ADMISSÃO.....	87
FIGURA B.2 – DIAGRAMA $S(\theta)$ CORRESPONDENTE AO CAME DE ESCAPE	88
FIGURA B.3 – DIAGRAMA $V(\theta)$ CORRESPONDENTE AO CAME DE ADMISSÃO.....	88
FIGURA B.4 – DIAGRAMA $V(\theta)$ CORRESPONDENTE AO CAME DE ESCAPE	89
FIGURA B.5 – DIAGRAMA $A(\theta)$ CORRESPONDENTE AO CAME DE ADMISSÃO.....	89
FIGURA B.6 – DIAGRAMA $A(\theta)$ CORRESPONDENTE AO CAME DE ESCAPE	90
FIGURA B.7 – DIAGRAMA $J(\theta)$ CORRESPONDENTE AO PERFIL DE ADMISSÃO.....	90
FIGURA B.8 – DIAGRAMA $J(\theta)$ CORRESPONDENTE AO PERFIL DE ESCAPE	91
FIGURA C.1 – ACELERAÇÃO ANGULAR DA CAMBOTA DESENHADA EM TRABALHOS ANTERIORES.....	92
FIGURA C.2 – ACELERAÇÃO ANGULAR DA NOVA CAMBOTA DESENHADA	92
FIGURA C.3 – ACELERAÇÃO ANGULAR DA NOVA CAMBOTA COM REDUÇÃO DE MASSAS NOS CONTRAPESOS	93
FIGURA D.1 – ESPECIFICAÇÕES DOS ROLAMENTOS UTILIZADOS PARA OS BALANCEIROS. [11].....	94
FIGURA E.1 – REPRESENTAÇÃO DA MONTAGEM DO CÂRTER E CILINDRO DO <i>UMOTOR</i>	95
FIGURA E.2 – REPRESENTAÇÃO DO CÂRTER E CILINDRO DO <i>UMOTOR</i> MONTADOS	96
FIGURA E.3 – REPRESENTAÇÃO DA MONTAGEM DA CULASSA DO <i>UMOTOR</i>	96
FIGURA E.4 – REPRESENTAÇÃO DA CULASSA DO <i>UMOTOR</i> MONTADA.....	97
FIGURA E.5 – REPRESENTAÇÃO DA MONTAGEM DO <i>UMOTOR</i>	97
FIGURA E.6 – REPRESENTAÇÃO DO <i>UMOTOR</i> MONTADO.....	98
FIGURA E.7 – REPRESENTAÇÃO DO <i>UMOTOR</i> MONTADO.....	98

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 2.1 - ESPECIFICAÇÕES DO <i>UMOTOR</i> [6].....	16
---	----

1 INTRODUÇÃO

O motor de combustão interna tem, desde o seu surgimento influenciado de sobremaneira a evolução da sociedade atual, sendo a sua utilização uma prática comum no nosso quotidiano. Desde o aparecimento dos primeiros motores de combustão interna que se procura constantemente a evolução destes. Esta constante evolução tem sido movida por diversos motivos, seja pela procura de uma maior fiabilidade, como se registou nas primeiras décadas em que os motores de combustão interna foram produzidos em massa, até posteriormente a uma procura por maiores potências.

Desde a década de 70 até aos dias de hoje, a evolução dos motores de combustão interna passa sobretudo pela procura do aumento de rendimento dos mesmos, de modo a atenuar os seus consumos, bem como a promover um abaixamento das emissões de poluentes que são libertados para a atmosfera. Esta evolução nos motores de combustão interna nas últimas quatro décadas foi largamente forçada tanto pelas crises petrolíferas como pelas normas cada vez mais apertadas que foram surgindo, de modo a regulamentar, tanto os consumos de combustível, como os poluentes que são emitidos. Exemplos disso são o *CAFE* presente nos Estados Unidos da América que limita os consumos de combustível ou as sucessivas *EURO* normas presentes na Europa que limitam as emissões de poluentes.

Um dos principais ramos responsáveis pela sucessiva evolução dos motores de combustão interna é a competição, pois é um ramo onde o importante é ganhar e as empresas fazem investimentos avultados com o objetivo de registarem evoluções superiores às empresas concorrentes. Refira-se que uma grande parte das soluções tecnológicas que se encontram atualmente presente nos motores de combustão interna, de uma forma ou de outra, viram a luz do dia na competição. O ramo da competição encontra-se dividido nas mais diversas provas que podem deferir tanto pelo tipo de veículos utilizados como pelo tipo de objetivos que se pretende alcançar. Uma destas provas é o *Shell® Eco-Marathon*, que é uma prova de cariz internacional cujo principal objetivo é alcançar o maior número de quilómetros percorridos com um litro de combustível.

O *Shell® Eco-Marathon* surgiu em 1939 em Illinois nos Estados Unidos da América, quando um grupo de investigadores da *Shell® Oil Company* decidiu fazer uma aposta entre eles,

cujo objetivo era ver quem conseguia fazer um maior número de milhas com um galão de combustível nos seus carros particulares. Em 1977, esta ideia foi aproveitada, tendo então sido organizada a primeira prova oficial deste tipo que decorreu em *Mallory Park* no Reino Unido. Posteriormente a prova foi evoluindo até aos dias de hoje onde participam diversas equipas internacionais, que podem ser desde equipas universitária até equipas amadoras constituídas por entusiastas da modalidade. Esta prova divide-se por duas categorias que diferem entre si pelo tipo de veículos utilizados, a saber os protótipos e os *urban concept*. Dentro das duas categorias existe ainda uma divisão que é feita em função do tipo de fornecimento de energia que cada veículo utiliza, podendo ser a gasolina, a gasóleo, a energia fotovoltaica, a células de combustível ou a gás.

A Universidade do Minho tem vindo a participar neste tipo de competição desde 2006, utilizando o *EconomicUM*, veículo este desenvolvido no departamento de Engenharia Mecânica, num esforço conjunto entre professores e alunos. O *EconomicUM* participa no *Shell® Eco-Marathon* como protótipo movido a gasolina.

1.1 Motivação

O trabalho apresentado tem como objetivo o fabrico e alteração de alguns componentes do *UMotor*. O *UMotor* encontra-se já num estado avançado de desenvolvimento, pelo que já existem diversos componentes fabricados, tais como o cárter, o cilindro, a culassa e o trem hipocicloidal responsável por variar o volume no interior do cilindro.

Ao longo deste trabalho são alterados alguns dos componentes já fabricados tais como o cárter e a cambota, são ainda fabricados novos componentes tais como os balanceiros e o coletor de admissão e é ainda realizado o projeto da árvore de cames.

1.2 Divisão dos capítulos

O trabalho apresentado é dividido em oito capítulos sendo a divisão destes realizado em função do conteúdo dos mesmos, isto é, o primeiro e segundo capítulos têm como objetivo

enquadrar o tema desenvolvido e os capítulos seguintes surgem com o objetivo de explicar individualmente cada componente abordado.

O primeiro capítulo é a introdução ao trabalho realizado, sendo neste capítulo realizado um enquadramento do tema, sendo explicado o motivo da construção do *UMotor*. Posteriormente são apresentados os objetivos deste trabalho e descritos os capítulos realizados.

O segundo capítulo é referente a uma introdução ao tema onde é realizado um enfoque nos motores de ciclo sobre-expandido, desde o seu aparecimento até à sua aplicação na atualidade, sendo também realizada uma abordagem mais técnica aos seus princípios de funcionamento. Posteriormente é enquadrado o *UMotor* no contexto de motores de ciclo sobre-expandido e explicado o seu princípio de funcionamento bem como os motivos do seu fabrico.

O terceiro capítulo aborda o cárter do *UMotor*, componente este já fabricado mas que necessita de algumas alterações ao nível do alojamento de óleo. Este capítulo inicia-se com uma abordagem teórica acerca do papel dos cárteres no motor de combustão interna, de modo a enquadrar o componente a abordar. Posteriormente são indicadas as alterações pretendidas no cárter e descrita a realização prática das mesmas.

O quarto capítulo é referente à árvore de cames, sendo este capítulo iniciado com uma descrição teórica dos princípios de funcionamento deste tipo de componentes. Posteriormente é realizada uma abordagem teórica aos fundamentos necessários para o dimensionamento de uma árvore de cames, sendo de seguida descrita a sua aplicação prática no caso concreto da árvore de cames para o *UMotor*.

O quinto capítulo é relativo aos balanceiros, sendo a fase inicial do capítulo pautada por uma abordagem teórica acerca dos balanceiros e do seu princípio de funcionamento. Seguidamente é apresentada a fase do projeto dos balanceiros para o *UMotor*, sendo descrito todos os passos para o seu projeto. Por último é realizada a fase de fabrico sendo esta descrita pormenorizadamente. Neste capítulo é ainda realizada uma abordagem aos veios dos balanceiros, sendo o seu desenho e fabrico descritos.

O sexto capítulo aborda a cambota do *UMotor* componente já desenhado anteriormente mas que necessita de algumas alterações. Neste capítulo é realizado um enquadramento teórico acerca da cambota e dos seus princípios de funcionamento num motor de combustão interna.

Posteriormente são realizadas algumas alterações à cambota já desenhada e realizados alguns testes de equilibragem aos novos modelos, de modo a concluir qual o melhor para o *UMotor*.

O oitavo capítulo é referente ao coletor de admissão, componente que já se encontra desenhado mas que necessita de algumas alterações de modo a otimizar o seu fabrico. Este capítulo inicia-se com uma explicação teórica acerca do papel dos coletores de admissão no motor de combustão interna. Posteriormente é realizada a otimização do desenho inicial do coletor de admissão e realizado o seu fabrico que é descrito pormenorizadamente.

2 MOTORES DE CICLO SOBRE-EXPANDIDO

2.1 Introdução aos ciclos sobre-expandidos

O tipo mais comum de motor de combustão interna é o motor alternativo (a pistão) de ignição comandada ou simplesmente “motor de ignição comandada”, mais comumente conhecido por “motor a gasolina”. Este motor funciona normalmente segundo o ciclo de *Otto*, podendo contudo, em casos mais esporádicos, verem-se motores deste tipo que funcionem segundo outros ciclos termodinâmicos. Este tipo de motor conclui um ciclo de funcionamento ao completar quatro tempos, que são os seguintes: admissão, compressão, expansão e escape.

Como referido anteriormente, existem outros ciclos de funcionamento que podem ser aplicados a um motor de ignição comandada, tendo como objetivo dotá-lo de características de funcionamento distintas das do ciclo de *Otto*. Geralmente, utilizam-se outros ciclos de funcionamento na procura por melhores rendimentos (e conseqüentemente melhores consumos de combustível), sendo um exemplo disso a utilização de ciclos sobre-expandidos.

Os ciclos sobre-expandidos surgem com o objetivo de aumentar o rendimento de um motor de ignição comandada através do aproveitamento da elevada entalpia presente nos gases de escape, que é perdida na fase de descarga (tempo de escape), durante o funcionamento de um motor segundo o ciclo de *Otto*.

2.2 Ciclos sobre-expandidos

O conceito de ciclo sobre-expandido, como foi já referido anteriormente, surge com o objetivo de aproveitar a elevada entalpia presente nos gases de escape, que num ciclo de *Otto* é perdida na fase de descarga (tempo de escape). Contudo, o funcionamento de um motor de ignição comandada segundo um ciclo sobre-expandido possui bastantes semelhanças com o ciclo de *Otto*, sendo que em ambos os casos um ciclo de funcionamento é concluído em quatro tempos, a saber: admissão, compressão, expansão e escape. Estes tempos diferem dos verificados no ciclo de *Otto*, pela variação do rácio entre o volume de compressão e o volume de expansão, uma vez que num ciclo de *Otto* tal variação não existe pelo que o rácio entre os volumes de compressão e expansão é igual à unidade.

Os tipos de ciclos sobre-expandidos mais conhecidos são o ciclo de *Atkinson* e o ciclo de *Miller*, correspondendo o ciclo de *Atkinson* a uma abordagem mais teórica ao conceito de ciclo sobre-expandido ao passo que o ciclo de *Miller* representa uma abordagem mais prática.

O ciclo de *Atkinson* tem como objetivo o aproveitamento da totalidade da entalpia presente nos gases de escape, o que só é possível através de uma expansão dos mesmos até a pressão atmosférica. Em termos teóricos o rendimento do motor seria o máximo para um ciclo sobre-expandido naturalmente aspirado, mas em termos práticos tal seria praticamente inexecutável pois seria necessário um motor extremamente grande para conseguir uma expansão tão longa. Em termos mecânicos, existiriam ainda enormes perdas por atrito, o que iria promover a um abaixamento do rendimento global do motor. Um excerto da patente do motor de *Atkinson* pode ser vista na Figura 2.1.

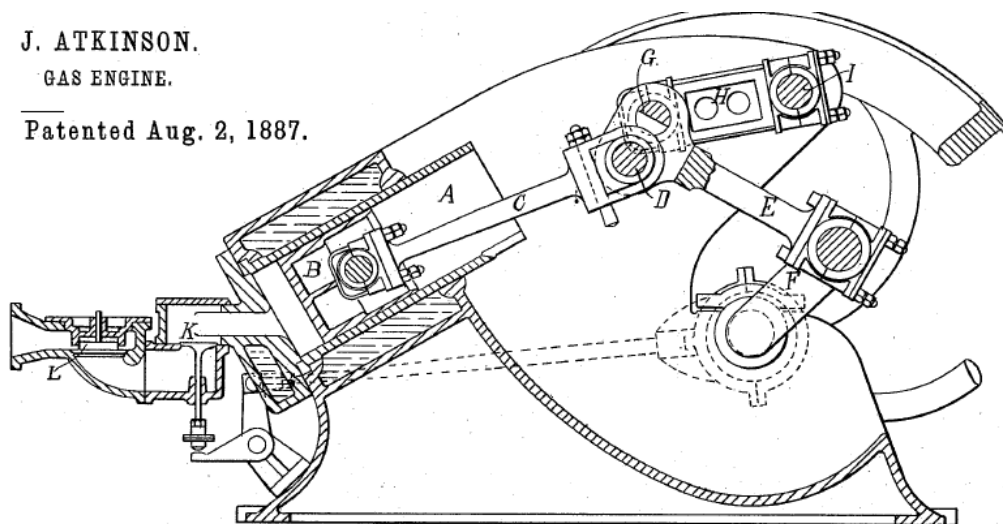


Figura 2.1 - Excerto da patente do motor de *Atkinson* [1]

O ciclo de *Miller* tal como o ciclo de *Atkinson* tem como objetivo o aproveitamento da elevada entalpia contida nos gases de escape para promover um aumento do rendimento do motor, diferindo apenas no facto de que o ciclo de *Miller* promove um aproveitamento de parte da entalpia contida nos gases de escape e não a sua totalidade como se verifica no ciclo de *Atkinson*. Esta alteração torna o ciclo de *Miller* executável em termos práticos pois a expansão não necessita de ser tão longa quanto a presente no ciclo de *Atkinson*, permitindo desta forma utilizar um motor relativamente compacto e sem perdas por atrito tão consideráveis quanto as resultantes de uma expansão tão longa como a necessária para atingir o ciclo de *Atkinson*.

2.3 O ciclo de Miller

Como foi já referido anteriormente, o ciclo de *Miller* surge com o objetivo de aproveitar parte da elevada entalpia contida nos gases de escape, de modo a aumentar o rendimento de um motor de ignição comandada. Este aumento de rendimento é fruto de um acréscimo no trabalho que se consegue extrair do motor quando se utiliza um ciclo de *Miller* em detrimento de um ciclo de *Otto*. Para uma melhor compreensão das diferenças no trabalho que se consegue extrair de um motor utilizando um ciclo de *Otto* ou um ciclo de *Miller*, encontram-se ambos representados nos diagramas pV e Ts da Figura 2.2.

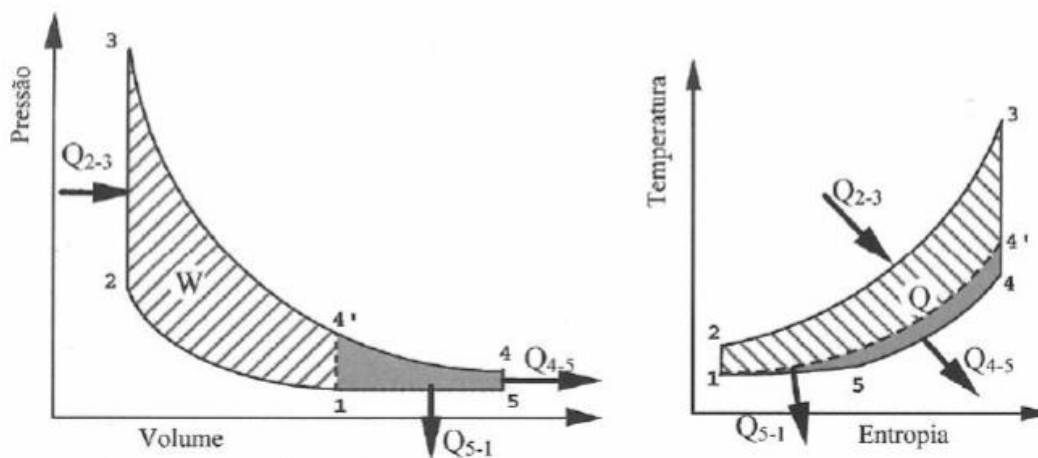


Figura 2.2 – Diagramas pV e Ts representativos dos ciclos de Otto e de *Miller* [1]

Nos diagramas pV e Ts representados na Figura 2.2, o ciclo de *Otto* é representado pela área que está delimitada pelos pontos 1-2-3-4' ou passo que o ciclo de *Miller* se encontra representado pela área delimitada entre os pontos 5-2-3-4, sendo que a zona sombreada delimitada pelos pontos 1-4'-4-5 representa o trabalho extra que se consegue retirar do ciclo de *Miller* face ao ciclo de *Otto*.

Mecanicamente existem algumas formas de atingir o ciclo de *Miller*, sendo as mais comuns, as seguintes:

- Por “*back flow*”, ou seja, deixando a válvula de admissão aberta algum tempo na fase de compressão (até ao ponto 1, nos diagramas pV e Ts da Figura 2.2), provocando, desta forma, que uma parte da mistura ar/gasolina admitida seja de novo enviada para o coletor de admissão;

- Por avanço no fecho da válvula de admissão, ou seja fechando a válvula de admissão antes de concluir o tempo de admissão, fazendo que seja admitida menos mistura ar/gasolina;
- Por variação mecânica do volume no interior do cilindro, fazendo desta forma com que o volume no interior do cilindro seja menor no tempo de admissão e compressão e maior no tempo de expansão e escape.

Como consequência das formas que existem para alcançar o ciclo de *Miller* torna-se necessário definir a taxa de compressão deste ciclo de forma distinta à do ciclo de *Otto*, uma vez que a fase de compressão não se dá do PMI ao PMS, mas apenas em parte do percurso. Com base nisto surge o conceito de taxa de compressão retida, que pode ser definida pela equação 2.1 [1].

$$\varepsilon_{\text{ret}} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.1)$$

Sabendo que a cilindrada de um motor é dada pela diferença entre o volume maior e o volume menor no interior do cilindro, então pode-se definir a cilindrada de um motor pela equação 2.2 [1].

$$V_c = V_5 - V_2 \quad (2.2)$$

Esta equação corresponde assim ao volume “varrido” pelo pistão, podendo então em função disto definir-se a taxa de compressão geométrica através da equação 2.3 [1].

$$\varepsilon_g = \frac{V_5}{V_2} \quad (2.3)$$

Olhando para estes dois conceitos distintos de taxa de compressão, é então possível verificar que na taxa de compressão geométrica está contida a taxa de compressão retida, isto deve-se ao facto de esta ser feita em parte do volume delimitado pelos pontos 1 e 5 dos diagramas pV e Ts apresentados na Figura 2.2, correspondendo então este volume a V_c . Em função disto surge o conceito de relação de expansão, que visa definir uma relação entre o volume total “varrido” pelo pistão e o volume no qual decorre a fase de compressão, correspondendo esta relação também à relação entre o volume de expansão e o volume de compressão.

Para o caso de um motor que trabalhe segundo o ciclo de *Otto*, a relação entre o volume da expansão e da compressão é igual à unidade, pelo facto de ambos os volumes serem idênticos. No caso de um motor que trabalhe segundo o ciclo de *Miller*, quando maior for o valor da relação de expansão maior será o seu rendimento. Assim o valor da relação de expansão é definido pela equação 2.4 [1].

$$\sigma = \frac{V_5}{V_1} \Leftrightarrow \sigma = \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon_{ret}} \quad (2.4)$$

2.4 Aplicação prática do ciclo de *Miller*

Como já foi referido, um motor que funcione segundo o ciclo de *Miller* apresenta rendimentos superiores a um motor que trabalhe segundo o ciclo de *Otto* sendo este acréscimo de rendimento fruto de um aproveitamento da elevada entalpia contida nos gases de escape que outrora seria perdida num motor que trabalhe segundo o ciclo de *Otto*. Contudo, não é muito comum encontrar um motor de produção em série que trabalhe segundo o ciclo de *Miller*, sendo mais comum ver motores deste género em alguns casos isolados como protótipos ou motores fabricados em baixos volumes de produção.

Aquando do seu aparecimento, os motores com funcionamento segundo o ciclo de *Miller* tiveram alguma utilização equipando alguns navios e centrais de produção de energia, no entanto, nunca chegaram a representar um número significativo. Um dos poucos casos de um motor de produção em série com funcionamento segundo o ciclo de *Miller* foi o motor *KJ-ZEM-V6* fabricado pela *Mazda®* em 1995 e que se destinava a equipar o modelo *Millenia*.

O motor *KJ-ZEM-V6* da *Mazda®* foi durante alguns anos o único motor de produção a apresentar um funcionamento segundo o ciclo de *Miller* e possuía como características o facto de ser um motor de seis cilindros dispostos em “V” com uma cilindrada de 2,3 l, possuindo injeção direta e sobrealimentação, através do recurso a um compressor volumétrico controlado eletronicamente. O motor *KJ-ZEM-V6* encontra-se ilustrado na Figura 2.3.

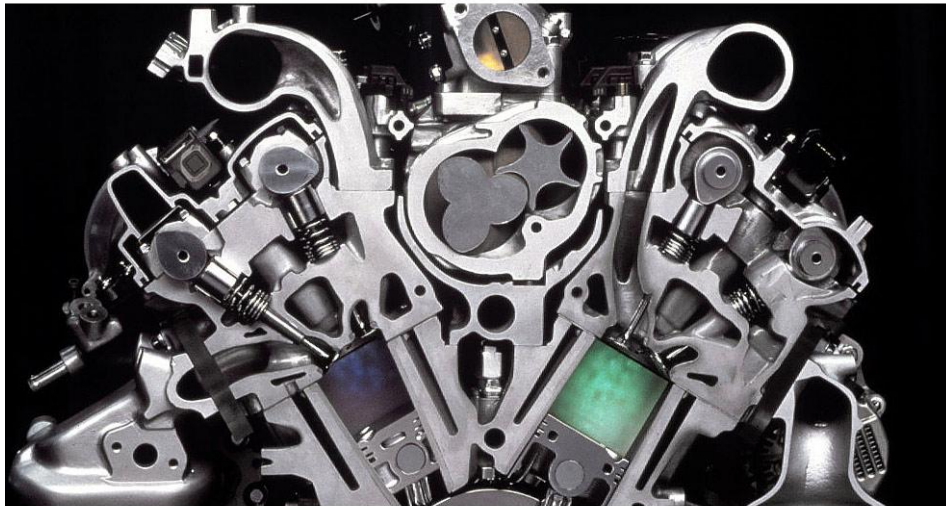


Figura 2.3 – Motor KJ-ZEM-V6 (em corte lateral) [2]

O motor *KJ-ZEM-V6* consegue o seu funcionamento segundo o ciclo de *Miller* através da variação do tempo de abertura das válvulas. Deste modo, este motor atinge o ciclo de *Miller* mediante um atraso no fecho da válvula de admissão, que faz com que esta se encontre aberta ainda em parte do tempo de compressão, fazendo com que uma parte do ar admitido seja de novo enviada para a admissão, fenómeno denominado “*back flow*”. Os quatro tempos de funcionamento deste motor podem ser vistos na Figura 2.4.



Figura 2.4 - Representação esquemática dos quatro tempos de funcionamento do motor *KJ-ZEM-V6* [2]

Devido ao facto deste motor comprimir uma quantidade de mistura ar/gasolina inferior ao volume do cilindro, isto faz com que a potência deste motor seja inferior a um motor de especificações idênticas funcionando segundo o ciclo de *Otto*. Contudo a *Mazda*® na tentativa de contrariar isto projetou este motor com um sistema de sobrealimentação com recurso a um compressor volumétrico controlado eletronicamente e um *intercooler*. Este sistema combinado de compressor volumétrico e *intercooler* geram um aumento da pressão e um abaixamento da temperatura do ar que é admitido, que em consequência disto se torna mais denso, fazendo

com que para cada tempo de admissão seja aspirada uma quantidade maior de ar para o interior do cilindro. O controlo eletrónico deste sistema de sobrealimentação garante que a pressão no coletor de admissão seja sempre controlada de modo a que, quando no tempo de compressão, se verifica a ocorrência de “back flow” em virtude do atraso no fecho da válvula de admissão, só seja reenviada para o coletor de admissão a quantidade pretendida de ar.

A *Mazda®* garante que com este motor consegue níveis de potência teóricos idênticos a um motor V6 de 3,3 l com funcionamento segundo o ciclo de *Otto*, anunciando uma potência máxima de 162 kW e um binário máximo de 280 Nm. Contudo, este motor acabou por apenas ser produzido entre 1995 e 1998, visto que a sua complexidade mecânica relativamente a um motor convencional da época fazia com que o seu custo de produção fosse bastante mais elevado, tendo, possivelmente, por este motivo sido um dos poucos motores com funcionamento segundo o ciclo de *Miller* a ser produzido em série durante alguns anos.

Com o recente aparecimento e conseqüente crescimento dos automóveis híbridos, a utilização de motores de ciclo sobre-expandido tem vindo a crescer largamente, existindo motores de ciclo sobre-expandido a serem desenvolvidos e alguns já em produção por parte de construtores como a *Toyota®*, *Lexus®*, *Chevrolet®*, *Mercedes-Benz®*, *Ford®*, *Hyundai®*, *Kia®* e *Infinity®*. Um motor deste tipo, mais concretamente o que equipa o *Toyota® Prius*, pode ser visto na Figura 2.5.



Figura 2.5 - Motor que equipa o *Toyota® Prius* [3]

Os motores de ciclo sobre-expandido que têm vindo a ser utilizados nos automóveis híbridos têm sido classificados pelos seus respetivos fabricantes como sendo motores com funcionamento segundo um ciclo de *Atkinson* modificado, o que na prática acaba por ser equivalente ao ciclo de *Miller*. Este tipo de motores que equipam os automóveis híbridos acaba

por possuir um modo de funcionamento bastante idêntico entre si, diferindo mais uns dos outros apenas nas especificações técnicas como a cilindrada, taxa de compressão ou número de cilindros.

Os motores de ignição comandada que equipam os automóveis híbridos funcionam em ciclo sobre-expandido mediante um atraso no fecho da válvula de admissão, que se mantém aberta durante o tempo de admissão e em parte do tempo de compressão, provocando “*back flow*” e tornando desta forma o volume de admissão/compressão virtualmente inferior ao volume de expansão/escape. Associado ao motor de ignição comandada existe um motor elétrico que serve de auxílio nas baixas rotações onde o motor de ciclo sobre-expandido produz menos potência. Existem, ainda, alguns automóveis híbridos que permitem circular apenas com recurso ao motor elétrico, só entrando o motor de ignição comandada em funcionamento para determinados valores de velocidade de circulação do automóvel.

Atualmente, uma empresa, a *Gomecsys*®, encontra-se a desenvolver um novo tipo de motor com funcionamento segundo o ciclo de *Miller*, o *GoEngine*, que se prevê que possa passar à fase de produção num futuro próximo. A *Gomecsys*® numa primeira abordagem a este tipo de motores desenvolveu dois protótipos sendo um deles um motor de dois cilindros em linha e o outro de quatro cilindros em linha, sendo estes referidos pela empresa como os seus motores de primeira geração. Estes motores apresentam como características principais o seu funcionamento segundo o ciclo de *Miller*, mediante a utilização de um trem hipo-cicloidal constituído por uma roda de coroa com dentado interior e uma roda dentada que gira no seu interior, ligada à cambota, permitindo, desta forma, que o volume no interior do cilindro seja menor nas fases de admissão e compressão e maior nas fases de expansão e escape. Este motor possui ainda a particularidade de ser sobrealimentado mediante a utilização de um turbocompressor. O motor *GoEngine* de quatro cilindros em linha de primeira geração pode ser visto na Figura 2.6.

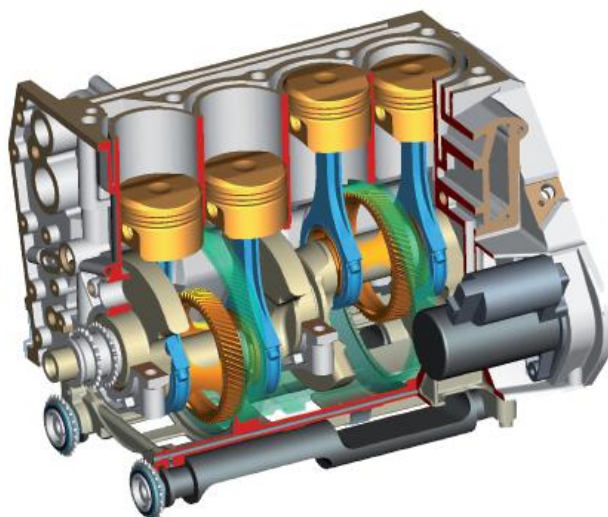


Figura 2.6 - Motor *GoEngine* de quatro cilindros em linha (modelo de primeira geração) [4]

Mais recentemente, a *Gomecsys*® desenvolveu o motor *GoEngine* de segunda geração, possuindo já três protótipos que se encontram já em fase de testes. O *GoEngine* de segunda geração difere essencialmente do de primeira geração pelo facto de possuir melhores desempenhos e ser mais leve e compacto. Mecanicamente, a maior diferença entre as versões de primeira geração e as versões de segunda geração, está no trem hipo-cicloidal utilizado, sendo que no de segunda geração já não é utilizada uma roda de coroa de dentado interior fixa ao bloco do motor. No *GoEngine* de segunda geração toda a parte mecânica responsável por conseguir a variação do volume no interior do cilindro passa a estar presente na cambota, como pode ser visto na Figura 2.7.

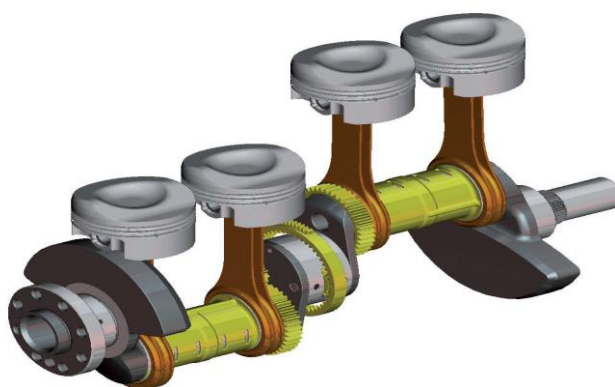


Figura 2.7 - Cambota que equipa o motor *GoEngine* de segunda geração [4]

Desta forma a *Gomecsys*® garante reduções de fricção entre componentes na ordem dos 80% relativamente ao *GoEngine* de primeira geração, tornando também a sua conceção

mais simples. O motor *GoEngine* de quatro cilindros em linha de segunda geração pode ser visto na Figura 2.8.

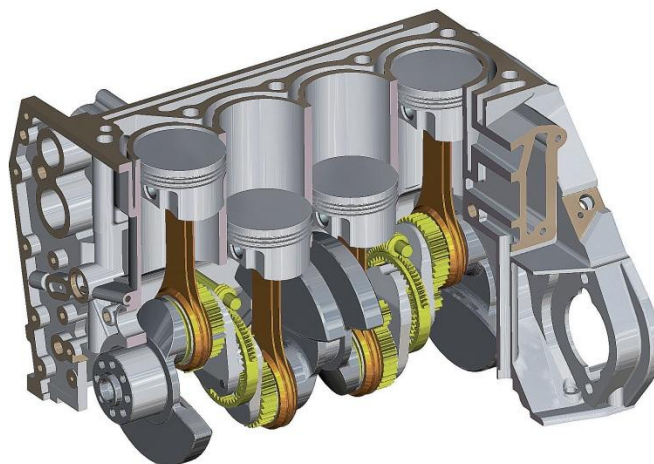


Figura 2.8 - Motor *GoEngine* de quatro cilindros em linha, (modelo de segunda geração) [4]

Com a introdução deste tipo de motores no mercado, a *Gomecsys*® garante francas melhorias em termos de desempenho, emissões de poluentes e consumo de combustível face aos atuais motores com funcionamento segundo o ciclo de *Otto*. A título de exemplo, um motor *GoEngine* de dois cilindros em linha com cilindrada de 1000 cm³ e uma taxa de compressão retida de 7,5:1, funcionando com uma pressão de sobrealimentação de 2 bar, consegue valores de potência na ordem dos 150 kW a 6000 rpm e com um pico de pressão na combustão inferior a um motor convencional sobrealimentado. Segundo a *Gomecsys*®, outra mais-valia deste tipo de motor é o elevado valor de binário que está disponível logo a baixa rotação, algo que normalmente costuma ser comum aos motores com funcionamento segundo o ciclo de *Diesel*. Em termos de reduções de consumos e emissões de poluentes a *Gomecsys*® garante um abaixamento de 50% face a um motor convencional de especificações idênticas. Em relação a um motor convencional existe ainda um decréscimo de 50%, tanto no seu peso final como no volume total do mesmo.

A *Gomecsys*® pretende, num futuro próximo, passar este tipo de motores à fase de produção, prevendo-se que sejam produzidos tanto motores completos como *kits* de conversão para motores convencionais já existentes e que passariam, daí em diante a operar segundo o ciclo de *Miller*. No caso destes *kits* de conversão, a sua aplicação seria possível em diversas configurações de motores, como seria o caso dos motores *boxer* ou em “V”. Em termos de

custos a *Gomecsys*® refere que o preço de um motor *GoEngine* é inferior a um motor convencional de especificações idênticas.

Existe ainda uma abordagem da *Honda*® ao conceito de motor de ciclo sobre-expandido, o *Exlink*, cuja aplicação se destina a servir o ramo da produção de energia. Este motor desenvolvido pela *Honda*® diferencia-se dos demais motores de ciclo sobre-expandido pela forma como o ciclo de funcionamento é alcançado, fazendo para tal uso dum modelo modificado do mecanismo presente na patente de *Atkinson*, que já foi ilustrada anteriormente na Figura 2.1, sendo contudo o funcionamento deste motor processado segundo o ciclo de *Miller*. Já o sistema de distribuição deste motor é idêntico a um motor com funcionamento segundo o ciclo de *Otto*, sendo o deste motor um sistema de duas válvulas montadas à cabeça.

O mecanismo responsável pelo funcionamento do motor *Exlink* segundo o ciclo de *Miller* passa pela utilização de um componente triangular que liga à cambota num dos seus vértices, sendo que, noutro dos vértices, existe uma ligação à biela e por último, no outro vértice existe uma ligação a um excêntrico que gira no interior de uma roda de coroa, a metade da velocidade da cambota, e que é responsável por comandar a variação de curso do pistão. O mecanismo responsável pelo funcionamento deste motor pode ser visto na Figura 2.9.

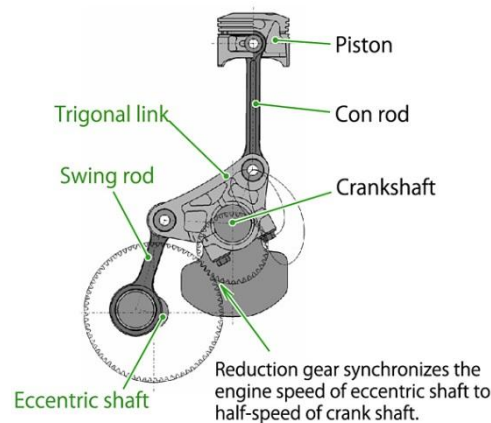


Figura 2.9 - Mecanismo de variação do curso do pistão, utilizado no motor *Exlink* da *Honda*® [5]

O motor *Exlink* possui uma relação de expansão de 1,4, sendo a sua cilindrada para a admissão e compressão de 110 cm^3 , ao passo que a sua cilindrada para a expansão e escape é de 163 cm^3 . A taxa de compressão geométrica deste motor é de 17,6:1, sendo a retida de 12,2:1. Este motor funciona com gás natural ou propano, debitando uma potência máxima de 2,5 kW.

2.5 Análise do *UMotor*

O motor que se encontra atualmente em desenvolvimento, o *UMotor*, e que se prevê que venha a servir de propulsor ao *EconomicUM* num futuro próximo é um motor de ignição comandada a gasolina, diferindo de um motor convencional deste tipo pelo ciclo de funcionamento que utiliza bem como por algumas especificações mecânicas menos usuais neste tipo de motores. Assim, o *UMotor* apresenta um funcionamento segundo o ciclo de *Miller*, ao invés do ciclo de *Otto* comumente presente nos motores de ignição comandada.

Mecanicamente, o ciclo de *Miller* é alcançado neste motor mediante a utilização de uma cambota hipo-cicloidal que permite variar o volume no interior do cilindro (e conseqüentemente a taxa de compressão), sendo mais baixo no tempo de admissão e mais elevado no tempo de escape. Outro aspeto menos comum será também a ignição da mistura ar/gasolina, que no caso deste motor será feita pela utilização de duas velas de ignição, aumentando desta forma a eficiência da mesma. Algumas especificações do motor são listadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Especificações do *UMotor* [6]

Curso maior	39,50 mm
Curso menor	19,50 mm
Cilindrada (na expansão)	47,19 cm ³
Cilindrada (na admissão)	23,24 cm ³
Relação de expansão (σ)	1,93
Taxa de compressão retida (ϵ_{ret})	9,99:1
Taxa de compressão geométrica (ϵ_g)	19,29:1
Número de válvulas	2 (uma para admissão e outra para escape)
Diâmetro das válvulas	14 mm (ambas)
Curso das válvulas	4 mm

Um aspeto importante a referir será também o modo como o motor irá funcionar que difere também de um motor convencional de ignição comandada, assim sendo o *UMotor* apresenta um funcionamento em “*full throttle*” tendo como objetivo minimizar as perdas por bombagem. O seu funcionamento não será feito de forma contínua, mas sim alternada, sendo posto em marcha até que o *EconomicUM* atinja a velocidade pretendida e posteriormente desligado, só voltando a entrar em funcionamento quando a velocidade do *EconomicUM* estiver próxima da velocidade mínima permitida em prova e assim sucessivamente. Para minimizar as perdas térmicas do motor utilizar-se-á um revestimento em torno do mesmo, que associado ao

sistema de arrefecimento líquido tornará possível manter a temperatura dentro dos valores pretendidos, sem com isto correr o risco de danificar o motor.

2.6 Rendimentos teóricos do *UMotor*

Com o intuito de melhor dar a atender o motivo do uso do ciclo de *Miller* em detrimento do ciclo de *Otto* no *UMotor*, é feita uma comparação de rendimentos teóricos para ambos os ciclos utilizando as especificações presentes no *UMotor*.

Antes de iniciar a análise termodinâmica dos ciclos, é necessário simplificar alguns parâmetros para melhor compreensão, visto que na prática a evolução dos gases no interior do cilindro é diferente e bem mais complexa do que na análise teórica. Desta forma, são utilizadas as hipóteses do ar padrão [1], que ditam as seguintes considerações:

- O fluido operante tem sempre as propriedades do ar;
- O fluido operante comporta-se sempre como um gás perfeito;
- O processo de combustão é substituído pela adição de calor através de uma fonte externa;
- O processo de escape é substituído por uma rejeição de calor que restituiu o fluido operante ao seu estado inicial.

Aplicando a 1ª lei da termodinâmica a um ciclo motor, tem-se a equação 2.5 [1].

$$W_{\text{ciclo}} + Q_{\text{ciclo}} = \Delta U = 0 \quad (2.5)$$

Segundo o princípio da 2ª lei da termodinâmica, para que se produza trabalho será necessário existir uma troca de calor entre duas fontes, existindo para tal uma fonte quente (T_Q) e uma fonte fria (T_F), sendo que apenas uma parte do calor que é transferido da fonte quente para a fonte fria gera trabalho. Com base nisto surge o conceito de rendimento, que visa quantificar o calor proveniente da troca de calor entre as duas fontes que foi possível aproveitar sobre a forma de trabalho. Assim, para uma máquina térmica a operar reversivelmente entre as duas fontes de calor, é possível definir o seu rendimento através da equação 2.6 [1].

$$\eta_{\text{MT}} = 1 - \frac{T_F}{T_Q} \quad (2.6)$$

Como mencionado anteriormente, na 1ª lei da termodinâmica, o trabalho útil é o resultado da diferença de calor entre a fonte quente e a fonte fria; desta forma, o trabalho útil pode ser definido pela equação 2.7 [1].

$$W_{\text{ciclo}} = Q_Q - Q_F \quad (2.7)$$

Com base nisto, pode considerar-se que o rendimento pode ser definido pela razão entre o trabalho útil e a energia fornecida ao sistema (no caso concreto de um motor, a energia fornecida pelo combustível), expresso pela equação 2.8 [1].

$$\eta_{\text{MT}} = \frac{W}{Q_Q} \quad (2.8)$$

Determinada a expressão que dita qual o rendimento de uma máquina térmica é, então, possível proceder ao cálculo do rendimento teórico de um motor que funcione segundo o ciclo de *Otto* ou segundo o ciclo de *Miller* e perceber qual a diferença de rendimento entre ambos os ciclos.

Primeiramente vai proceder-se ao cálculo de rendimento teórico de um motor que funcione segundo o ciclo de *Otto*; para tal considera-se, então, a equação do rendimento de uma máquina térmica e procede-se a algumas simplificações, como é expresso pela equação 2.9 [1].

$$\eta = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{|Q_{4-1}|}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \frac{T_4}{T_1} - 1}{T_2 \frac{T_3}{T_2} - 1} \quad (2.9)$$

Define-se então ε e γ pela equação 2.10 [1] e equação 2.11 [1] respetivamente.

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.10)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.11)$$

De seguida procede-se à seguinte simplificação, através da equação 2.12 [1].

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (2.12)$$

E como a equação 2.13 define [1]:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_1}{T_2} \quad (2.13)$$

Então tem-se a equação 2.14 [1]:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_2} \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (2.14)$$

Assim, é então possível definir o rendimento teórico de um motor que funcione segundo o ciclo de *Otto* através da equação 2.15 [1].

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \quad (2.15)$$

Para proceder ao cálculo do rendimento teórico de um motor que funcione segundo o ciclo de *Otto* é necessário, primeiro, definir a taxa de compressão (ϵ) do motor através da equação 2.16.

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{2,32 \times 10^{-5} + 2,58 \times 10^{-6}}{2,58 \times 10^{-6}} = 9,99 \quad (2.16)$$

Definido o valor da taxa de compressão (ϵ) é então possível determinar o rendimento teórico de um motor que funcione segundo o ciclo de *Otto*, utilizando para tal a equação 2.17.

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{9,99^{1,4-1}} = 0,60 \Rightarrow 60\% \quad (2.17)$$

Para proceder ao cálculo do rendimento teórico de um motor que funcione segundo o ciclo de *Miller* é necessário partir também da expressão que dá o rendimento de uma máquina térmica, expressa pela equação 2.18 [1].

$$\eta = \frac{W}{Q_Q} = 1 - \frac{Q_{4-5} + Q_{5-1}}{Q_{2-3}} \quad (2.18)$$

Como o *UMotor* tem a particularidade de variar o volume da câmara de combustão para desta forma alcançar o ciclo de *Miller*, isto faz com que seja possível manter o valor da taxa de compressão retida (ϵ_{ret}) no limite de ocorrência de *knock*, pelo que se considera este como sendo um motor com taxa de compressão retida (ϵ_{ret}) fixa. Com base nisto e em função da expressão que define o rendimento de uma máquina térmica, é então possível chegar à equação 2.19 [1].

$$\eta_{MT,ret} = 1 - \frac{Q_{4-5} + Q_{5-1}}{Q_{2-3}} \Rightarrow 1 - \frac{1}{\varepsilon_{ret}^{\gamma-1} \cdot \sigma^{\gamma-1}} + \frac{\gamma \cdot \sigma^{\gamma-1} - (\gamma - 1) \cdot \sigma^{\gamma} - 1}{B \cdot (\gamma - 1) \cdot \sigma^{\gamma-1}} \quad (2.19)$$

Onde, B corresponde a uma constante, admitindo que a mistura é estequiométrica, sendo o seu valor definido pela equação 2.20 [1].

$$B = \frac{Q_{pi}}{R \cdot T_1 \left(1 + \frac{A}{F}\right)} \quad (2.20)$$

Para proceder ao cálculo do rendimento teórico de um motor que funcione segundo o ciclo de *Miller* é necessário, em primeiro lugar, definir os valores para a taxa de compressão retida (ε_{ret}) (equação 2.21), para a taxa de compressão geométrica (ε_g) (equação 2.22), para a relação de expansão (σ) (equação 2.23) e para B (equação 2.24).

$$\varepsilon_{ret} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{2,32 \times 10^{-5} + 2,58 \times 10^{-6}}{2,58 \times 10^{-6}} = 9,99 \quad (2.21)$$

$$\varepsilon_g = \frac{V_5}{V_2} = \frac{4,72 \times 10^{-5} + 2,58 \times 10^{-6}}{2,58 \times 10^{-6}} = 19,29 \quad (2.22)$$

$$\sigma = \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon_{ret}} = \frac{19,29}{9,99} = 1,93 \quad (2.23)$$

$$B = \frac{Q_{pi}}{R \cdot T_1 \left(1 + \frac{A}{F}\right)} = \frac{44 \times 10^6}{8,31 \times 298,15 \times \left(1 + \frac{14,7}{1}\right)} = 1131,14 \quad (2.24)$$

Definidos todos os parâmetros necessários, é então possível proceder ao cálculo representado pela equação 2.25, que corresponde ao rendimento teórico de um motor que funcione segundo o ciclo de *Miller*.

$$\begin{aligned} \eta_{MT,ret} &= 1 - \frac{1}{\varepsilon_{ret}^{\gamma-1} \cdot \sigma^{\gamma-1}} + \frac{\gamma \sigma^{\gamma-1} - (\gamma - 1) \sigma^{\gamma} - 1}{B(\gamma - 1) \sigma^{\gamma-1}} = \\ &= 1 - \frac{1}{9,99^{1,4-1} \times 1,93^{1,4-1}} + \frac{1,4 \times 1,93^{1,4-1} - (1,4 - 1) \times 1,93^{1,4} - 1}{1131,44 \times (1,4 - 1) \times 1,93^{1,4-1}} \\ &= 0,69 \Rightarrow 69\% \end{aligned} \quad (2.25)$$

Depois de determinados os valores de rendimentos teóricos de um motor que funcione segundo o ciclo de *Otto* e segundo o ciclo de *Miller* com especificações idênticas, é possível perceber que o motor com funcionamento segundo o ciclo de *Miller* apresenta um rendimento teórico superior ao motor com funcionamento segundo o ciclo de *Otto*, neste caso concreto o

acréscimo de rendimento teórico do ciclo de *Miller* é superior em 15% ao ciclo de *Otto*. Devido a este superior rendimento teórico apresentado pelo ciclo de *Miller*, acabou por ser este o ciclo de funcionamento escolhido para o *UMotor*.

2.7 Introdução às ferramentas CAD/CAM

Durante o desenvolvimento do presente trabalho foram utilizadas algumas ferramentas *CAD* e *CAM* com o objetivo de promover a uma maior simplicidade e eficácia tanto no projeto e desenho dos componentes abordados bem como posteriormente auxiliar o seu fabrico. Com base nisto é seguidamente tecida uma abordagem a cada um destes grupos de ferramentas com o intuito de fornecer uma perceção mais detalhada dos princípios de cada um.

2.8 Ferramentas CAD

As ferramentas *CAD* podem ser definidas como um meio de assistência ao projeto através do recurso a meios informáticos, sendo o seu significado à letra o seguinte: *Computer Aided Design*. As ferramentas *CAD* tiveram a sua primeira aparição na década de 50 com a utilização de meios informáticos para a obtenção de gráficos monocromáticos destinados a auxiliar projetos de engenharia. Já na década de 60, surgiram as primeiras utilizações de ferramentas *CAD* para a geração de desenhos tridimensionais, sendo que na década de 80 surgem os primeiros meios que permitem a comunicação das ferramentas *CAD* com os meios de produção.

Atualmente, as ferramentas *CAD* consistem usualmente em *softwares* destinados ao auxílio a projetos de engenharia e são funcionais na grande maioria dos computadores atuais, possuindo diversas funcionalidades, tais como a geração de desenhos de componentes bem como a elaboração de modelos tridimensionais onde é possível simular mecanismos com diversos componentes que funcionem em simultâneo e, posteriormente, proceder à sua análise. Existem ainda ferramentas *CAD* que se destinam a simular os processos de manufatura que se pretendem utilizar para o fabrico de um determinado componente bem como a geração do código G que será posteriormente utilizado nas ferramentas *CAM*.

Na elaboração deste trabalho foi utilizado o *software SolidWorks® 2011* como ferramenta *CAD* destinada à elaboração dos desenhos dos componentes a fabricar. Foi ainda

utilizado este *software* para simular o funcionamento de alguns mecanismos presentes no motor tais como o sistema de atuação das válvulas ou o trem hipocicloidal.

2.9 Ferramentas *CAM*

A sigla *CAM* traduzida à letra tem o significado de *Computer Aided Manufacturing* e pode ser definida como a utilização de *software* informático para o controlo de máquinas ferramenta. O início do uso das ferramentas *CAM* data do final da década de 40 quando apareceram as primeiras máquinas ferramenta controlados por recurso a controlo numérico (*NC*), não envolvendo contudo ainda meios informáticos. Só mais tarde, no final da década de 50, apareceram as primeiras máquinas-ferramentas com controlo numérico realizado através de computador, recebendo este sistema a denominação de *CNC*. As grandes vantagens da utilização de máquinas ferramenta controladas por *CNC* têm a ver com uma superior qualidade das peças que são obtidas, bem como uma maior produtividade, em virtude dos tempos requeridos para um determinado processo de fabrico serem inferiores aos tempos requeridos para um mesmo processo outrora elaborado por um operador. O recurso a *CNC* abre ainda enormes possibilidades em termos de complexidade de geometria de peças, que de outra forma seriam impossíveis de realizar por um operador.

Atualmente, o comando de máquinas-ferramentas com recurso a *CNC* está padronizado e é realizado através de código G que é transmitido para o controlador da máquina ferramenta e que será posteriormente responsável pelo seu controlo. O código G para uma dada operação poderá ser gerado manualmente ou através de ferramentas *CAD*, sendo esta última a forma mais comum de o gerar, em virtude de uma maior simplicidade, pois não obriga a um grau de conhecimento tão profundo acerca de código G.

Para a realização deste trabalho foi utilizado uma fresadora de quatro eixos, comandada por um controlador *CNC Siemens® Sinumerik820*.

3 CÁRTER

O cárter de um motor de combustão interna é normalmente um elemento comum a todos motores alternativos (a pistão) e tem como principal finalidade servir de alojamento para o óleo de lubrificação, podendo contudo desempenhar outras funções tais como alojar a cambota e servir de proteção para a mesma, bem como restantes órgãos mecânicos anexos como por exemplo a(s) biela(s).

O tipo mais comum de cárter consiste num recipiente ou cavidade normalmente situada abaixo da cambota e onde se encontra armazenado o óleo de lubrificação, que posteriormente será enviado para os elementos mecânicos a lubrificar por ação de chapinhagem das bielas no mesmo ou através de uma bomba de óleo anexa ao cárter. Contudo, poderão ainda existir motores com ambas as formas de lubrificação presentes.

Existem, contudo, outros tipos de cárter como é o caso do cárter seco, sendo que neste caso o cárter não contém óleo de lubrificação. Neste caso existe um reservatório num outro ponto do motor onde está alojado o óleo de lubrificação, sendo este enviado para o cárter por intermédio de uma bomba de óleo que no final de concluído o ciclo de lubrificação reenvia de novo o óleo para o reservatório de alojamento. Este ciclo normalmente funciona com duas bombas de óleo sendo uma responsável pela circulação de óleo entre o cárter e o reservatório do óleo, enquanto outra bomba garante que o óleo de lubrificação circule entre o cárter e os restantes elementos a lubrificar. Este tipo de cárter apresenta a vantagem de ser mais compacto que um cárter convencional por não necessitar de alojar óleo no seu interior.

Nos motores a dois tempos é possível ainda verificar outro tipo de cárter que não contém óleo em virtude da lubrificação deste tipo de motores ser feita por óleo perdido, sendo que neste caso normalmente o cárter serve como alojamento da cambota e como reservatório para a mistura ar/combustível, onde esta é comprimida antes de ser enviada para o interior do cilindro.

3.1 O cárter do *UMotor*

O cárter do *UMotor* tem como requisitos alojar o óleo de lubrificação, bem como a cambota e restantes elementos mecânicos anexos que constituem o trem hipo-cicloidal. A lubrificação neste motor será realizada por chapinhagem da cambota no óleo contido no cárter, sendo que para a lubrificação da cabeça do motor, esta será feita por adição de óleo manualmente e de forma periódica, uma vez que a cabeça do motor e o cárter não comunicam entre si.

O cárter do *UMotor* é bipartido e constituído por duas metades, sendo que apenas uma delas irá conter reservatório para o óleo, uma vez que apenas uma possui sobre espessura que possibilite a realização do reservatório. Ambas as partes já se encontram desenhadas e fabricadas em alumínio cuja liga é a 7075, faltando no entanto a cavidade para o alojamento do óleo, contudo as condutas para a admissão e extração do mesmo já se encontram desenhadas e fabricadas. Ao longo deste trabalho e meramente para efeitos de orientação, a metade do cárter que irá conter o óleo de lubrificação é denominada metade direita ao passo que a outra metade será denominada metade esquerda. Ambas as metades podem ser vistas na Figura 3.1.

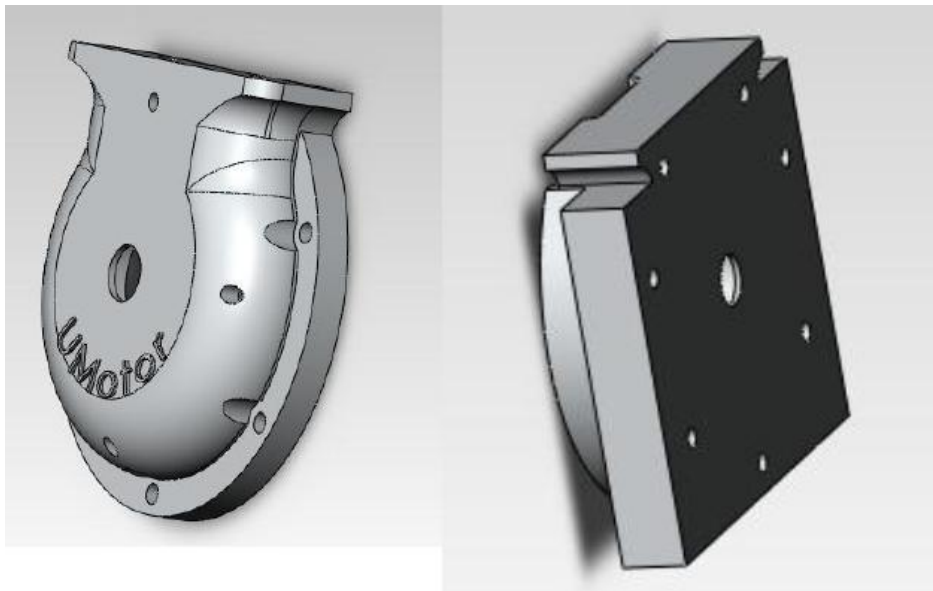


Figura 3.1 - Representação 3D das metades do cárter (esquerda e direita, respetivamente)

3.2 Trabalho realizado no cárter

A primeira abordagem deste trabalho consistiu em realizar um ponto de situação acerca do trabalho feito anteriormente sobre o cárter do *UMotor*, de modo a apurar o que ainda deverá ser trabalhado neste componente. O último trabalho realizado sobre o cárter foi a realização das condutas de admissão e extração do óleo de lubrificação, que podem ser vistas na Figura 3.2.



Figura 3.2 - Vista das condutas de extração e admissão do óleo de lubrificação, respetivamente

No trabalho anterior foram feitas as condutas de admissão e extração do óleo de lubrificação, contudo faltou o rosqueamento à entrada das mesmas, onde serão posteriormente colocados os parafusos responsáveis por selar as condutas de modo a que não existam fugas de óleo para o exterior do cárter. O primeiro passo para realizar as roscas nas condutas foi seleccionar o tipo de rosca a realizar, sendo para tal necessário conhecer os diâmetros de cada conduta. Assim realizou-se a medição dos mesmos com o auxílio de um paquímetro, sendo que a conduta de admissão do óleo possui um diâmetro de 8 mm e a conduta de extração, um diâmetro de 12 mm. Conhecidas as medidas dos diâmetros de cada conduta, foi então possível escolher o tipo de rosca a utilizar, tendo sido escolhida para a conduta de admissão de óleo uma rosca M10 e para a conduta de extração uma rosca M14.

O passo seguinte foi a realização do rosqueamento das condutas, para tal foi utilizada uma ferramenta manual destinada à abertura de roscas. O primeiro passo foi fixar convenientemente a metade direita do cárter à prensa de bancada, de modo a que esta fique devidamente imobilizada durante a operação de rosqueamento das condutas, pois um deslocamento da peça poderia gerar desalinhamentos e afetar a qualidade final da rosca. Um aspeto a salientar foi a utilização de mordentes entre a prensa de bancada e a peça de modo a não danificar a mesma pelo efeito do aperto da prensa.

De seguida, procedeu-se ao rosqueamento que foi realizado com recurso a uma ferramenta manual de abertura de roscas, constituída por um macho que entra no interior da conduta e uma chave onde é aplicado um movimento de rotação de modo a que o macho rode no interior da conduta, para deste modo ir abrindo a rosca pretendida. Esta operação tem de ser realizada três vezes para cada rosca, visto que para cada rosca são necessários três machos idênticos aos representados na Figura 3.3.



Figura 3.3 - Machos idênticos aos utilizados para abertura de rosca nas condutas do cárter

A utilização destes três machos tem a ver com a profundidade com que as lâminas de cada macho conseguem penetrar no metal, deste modo o primeiro macho tem uma penetração muito baixa, o segundo macho uma penetração média e o terceiro tem já a geometria final da rosca. Outro aspeto importante é o cuidado que se deve ter em ir adicionado pingos de óleo na rosca do modo a lubrificar o contacto macho/conduta de modo a não danificar a rosca que se está a realizar.

Realizadas as rocas à entrada das condutas de admissão e extração de óleo, foi tomada a decisão de realizar os furos já desenhados na peça e destinados aos apoios do motor, sendo que estes furos podem ser vistos na representação 3D da metade direita do cárter presente na Figura 3.4.

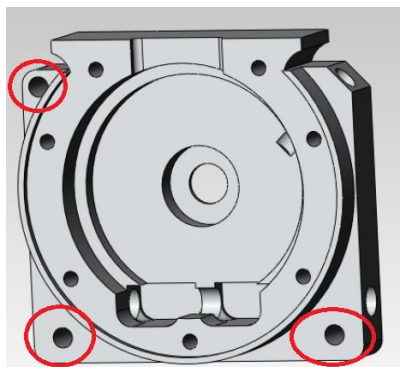


Figura 3.4 - Representação 3D da metade direita do cárter, com os furos realizados assinalados a vermelho

O primeiro passo para a realização dos furos destinados aos apoios do motor foi a marcação na peça dos locais a furar, tendo esta marcação sido realizada na fresadora universal. A primeira fase da marcação da peça foi a fixação da mesma na prensa da fresadora, tendo sido esta operação algo problemática de realizar pelo facto de a prensa instalada na fresadora só permitir a fixação de peças de dimensões francamente inferiores às da peça que se pretendia fixar. A solução encontrada foi a utilização de uma prensa de maiores dimensões, que por não pertencer á fresadora, não era possível de ser fixa às guias presentes na mesa da mesma, não garantindo desta forma o paralelismo entre o conjunto prensa/peça e a árvore da fresadora. Posteriormente procedeu-se a um ajuste no paralelismo da prensa, através da utilização de um comparador fixo à árvore da fresadora e que permitiu ajustar o paralelismo entre esta e a zona de fixação da prensa, contudo devido à incompatibilidade da prensa com a fresadora bem como ao desgaste presente em algumas zonas da prensa, existiram algumas discrepâncias de paralelismo em algumas zonas da prensa.

O passo seguinte foi fixar a peça na prensa instalada previamente na fresadora, tendo o cuidado de manter a peça paralela à base da prensa. De seguida foi montada uma broca de ponto na árvore da fresadora e posteriormente foi feita a marcação na peça das zonas a furar. De seguida foi retirada a peça da fresadora e foi colada no engenho de furar onde foram feitos furos de 5 mm nos locais marcados previamente na fresadora e que visam servir posteriormente de apoios para o motor.

No trabalho desenvolvido anteriormente para além das condutas de admissão e extração do óleo de lubrificação foi ainda desenhada a cavidade destinada a alojar o mesmo, possuindo esta cavidade uma capacidade de aproximadamente 27 cm³. A cavidade destinada a alojar o óleo de lubrificação do motor encontra-se representada na Figura 3.5.

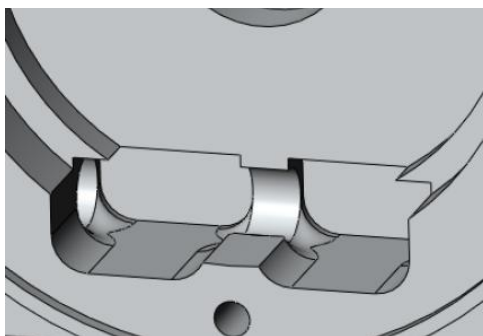


Figura 3.5 - Pormenor da cavidade destinada a alojar o óleo de lubrificação do motor

O passo seguinte deste trabalho passou, então, por maquinar a cavidade de alojamento do óleo de lubrificação na metade direita do cárter já fabricada, tendo este processo sido realizado com recurso a uma fresadora *CNC*.

O primeiro passo para a maquinação da cavidade destinada a alojar o óleo de lubrificação do motor, foi então a criação do código G destinado a controlar a operação de maquinação na fresadora *CNC*. Para a obtenção do código G foram utilizados os desenhos anteriormente feitos da metade direita do cárter, que se encontravam realizados em *software SolidWorks®*, tendo posteriormente estes sido importados para um *software CAM*, através do qual e em função das operações a maquinação foi possível obter o código G. Posteriormente o código G foi importada para o controlador da fresadora *CNC*.

O passo seguinte prendeu-se com a fixação da peça à mesa de trabalho da fresadora *CNC*, onde existida um suporte já utilizado anteriormente para esta peça e que permitia a fixação da mesma através de parafusos. Inicialmente foi necessário fixar o suporte à mesa da fresadora mediante aparafusamento. Nesta operação de fixação do suporte à mesa da fresadora foi necessário verificar o paralelismo do suporte relativamente à árvore da fresadora. Este processo foi realizado através da utilização de um comparador fixo à árvore da fresadora que permitiu conferir o paralelismo do mesmo relativamente ao suporte, tanto no eixo de X como no eixo de Y. Posteriormente foi possível fixar a peça a maquinação no suporte instalado na mesa da fresadora *CNC*, podendo o resultado final ser visto na Figura 3.6.

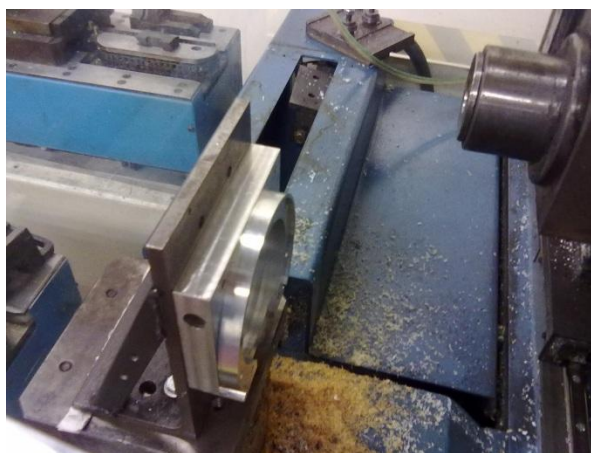


Figura 3.6 - Metade direita do cárter fixa na mesa da fresadora, pronta para o processo de maquinação

Depois de fixada devidamente a peça, é então necessário definir a origem para a árvore da fresadora, origem esta que terá de ser coincidente com a origem presente nos desenhos

utilizados no *software CAM*. Esta definição da origem é um processo que tem de ser realizado de forma manual e individual para cada um dos eixos da fresadora, ou seja X, Y e Z. Definida a origem, pode então iniciar-se o processo de maquinagem, que pode ser visto na Figura 3.7.



Figura 3.7 - Processo de maquinagem das cavidades destinadas a alojar o óleo de lubrificação

Findo o processo de maquinagem foi possível então ver os resultados, tendo sido estes bastante satisfatórios, chegou-se a conclusão que poderia aumentar-se a dimensão das cavidades de alojamento do óleo de lubrificação com o objetivo de alojar uma quantidade maior de óleo. Foi então iniciado um novo estudo com vista a uma alteração das cavidades presentes nos desenhos 3D anteriormente realizados, com o objetivo de determinar qual a melhor geometria possível para o alargamento das cavidades. Depois de feita uma análise aos desenhos 3D optou-se por alterar as condutas, alargando-as no sentido descendente, tendo resultado a alteração na geometria representada na Figura 3.8. Com a alteração à geometria das cavidades conseguiu-se um aumento de $16,24 \text{ cm}^3$ no volume destinado a alojar o óleo de lubrificação, sendo agora o total desde volume de aproximadamente $43,24 \text{ cm}^3$, correspondendo a um aumento de 60% relativamente ao volume inicial.

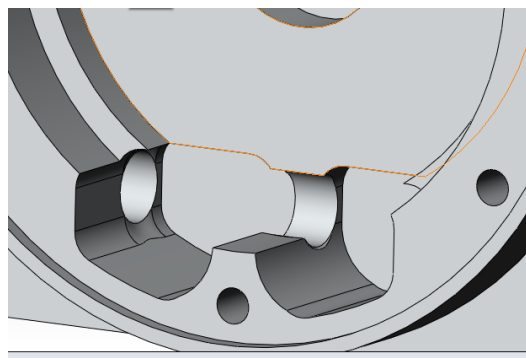


Figura 3.8 - Representação da nova geometria das cavidades de alojamento do óleo de lubrificação

Concluído o estudo da geometria das cavidades destinadas a alojar o óleo de lubrificação, foi então necessário criar um novo código G, tendo sido para tal importado o novo desenho para um *software CAM*, onde se obteve então o novo código G, tendo posteriormente este sido importado para o controlador da fresadora *CNC*.

O passo seguinte foi fixar de novo a peça na mesa da fresadora, tendo neste segundo processo de maquinagem sido uma tarefa bastante mais simples pois já não foi necessário verificar os paralelismos entre a árvore da fresadora e o suporte onde é fixada a peça, uma vez que o suporte não foi desmontado da mesa da fresadora depois da primeira operação de maquinagem, pelo que apenas foi necessário aparafusar a peça ao suporte e a fixação ficou concluída. Fixa a peça foi necessário então definir de novo a origem da árvore da fresadora de modo a que esta coincida com a origem do desenho utilizado para a obtenção do código G.

Depois de fixa a peça e definida a origem foi então possível iniciar a nova operação de maquinagem com o intuito de obter a geometria final das cavidades destinadas a alojar o óleo de lubrificação, tendo o resultado final sido bastante aceitável, podendo o resultado final da operação de maquinagem ser visto na Figura 3.9.

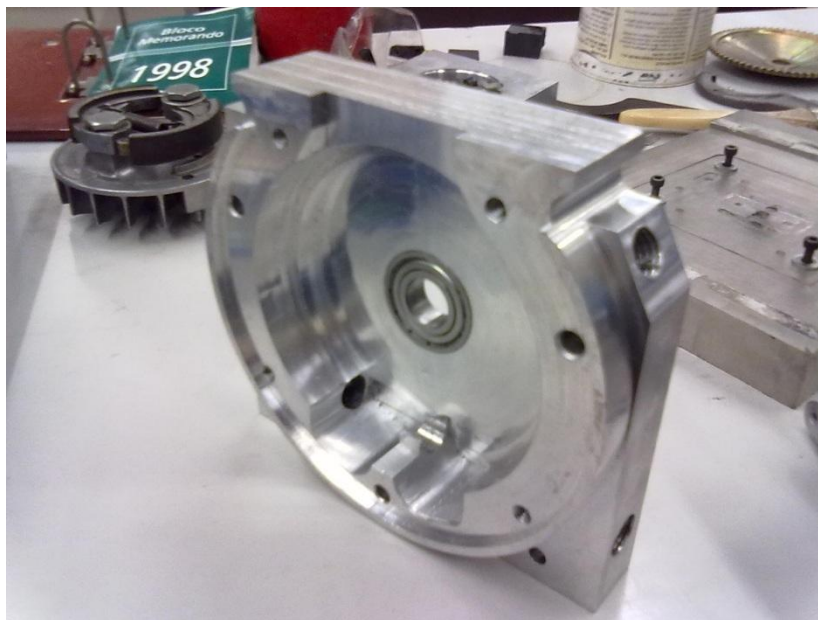


Figura 3.9 - Metade direita do cárter depois da operação de maquinagem

4 ÁRVORE DE CAMES

As árvores de cames são um componente mecânico que se encontra presente na esmagadora maioria dos motores de combustão interna do tipo alternativo a pistão, exceção feita apenas para os motores a dois tempos cujo funcionamento se processa sem o recurso a este componente. A árvore de cames é o componente mecânico responsável por controlar a abertura das válvulas, sendo que o fecho das mesmas é feito posteriormente por ação de uma mola que empurra a válvula no sentido contrário ao da sua abertura. Existe, contudo, em alguns casos, algumas árvore de cames que também procedem ao fecho da válvula, como é o caso do sistema desmodrômico, comumente presente em alguns motores da *Ducati®*.

Uma árvore de cames é constituída por um veio onde estão presentes diversos cames, sendo estes elementos os responsáveis pela atuação das válvulas. O exemplo de uma árvore de cames pode ser visto na Figura 4.1.



Figura 4.1 – Exemplo de uma árvore de cames

A função dos cames pode variar em função do tipo de motor a que se destina a árvore de cames. A título de exemplo, considerando um motor com uma única árvore de cames, neste caso a árvore de cames possui tanto os cames responsáveis por controlar as válvulas de escape, bem como as de admissão. No caso de um motor que possua duas árvores de cames, já existirá uma árvore de cames onde todos os cames são responsáveis por controlar as válvulas de admissão, bem como outra árvore de cames onde todos os cames presentes serão responsáveis por controlar as válvulas de escape.

Também a localização da árvore de cames irá variar em função do motor a que esta é aplicada, podendo existir árvores de cames montadas lateralmente, ou na culassa. A localização

da árvore de cames condiciona a forma como esta irá proceder à atuação das válvulas. No caso de uma árvore de cames montada lateralmente no bloco do motor, esta poderá atuar as válvulas diretamente se estas se encontrarem posicionadas junto à mesma, ou através de um sistema impulsor/balanceteiro se estas foram de montagem na culassa, como se pode verificar no sistema *OHV*, presente na generalidade dos motores *Harley Davidson®*. Contudo o caso mais comum na atualidade é a presença da árvore de cames montada na culassa, sobre as válvulas como sucede nos sistemas *OHC* e *DOHC*. Sendo que nestes sistemas a atuação das válvulas pode ser feita diretamente pelo came ou por intermédio de um balanceteiro. A atuação diretamente na válvula é mais comum nos sistemas *DOHC*, ao passo que a atuação por intermédio de um balanceteiro é mais comum nos sistemas *OHC*. Qualquer um destes sistemas é aplicado atualmente nos motores de produção em série, podendo a título de exemplo o sistema *OHC* ser encontrado no motor *Honda® D14A4* e o sistema *DOHC* ser encontrado no motor *Honda® K20A*.

O movimento de rotação da árvore de cames necessário ao seu funcionamento é adquirido através da cambota, podendo a comunicação entre ambos os componentes ser feita, através de correia, corrente ou engrenagens, recebendo este mecanismo de comunicação entre cambota/árvore de cames a denominação de sistema de distribuição. A relação de transmissão entre a cambota e a árvore de cames é de 2:1, ou seja por cada duas voltas da cambota, a árvore de cames realiza uma.

Os cames são o elemento principal numa árvore de cames, uma vez que são estes os responsáveis por controlar o movimento da válvula, como tal estes requerem um projeto cuidado de modo a que o movimento que impingem na válvula seja o desejado.

4.1 Fundamentos teóricos

O passo mais importante no projeto de um came é a escolha da equação matemática que irá definir o movimento de deslocamento que se pretende que o seguidor adote, ou seja a equação $s(\theta)$, que deverá ser escolhida em função do seguidor utilizado bem como do movimento que este irá efetuar. Com base na equação do deslocamento é então possível por derivação obter a equação $v(\theta)$ que exprime a velocidade, a equação $a(\theta)$ que exprime a aceleração e é derivada da equação $v(\theta)$ e por último a equação $j(\theta)$ que exprime o impulso e é

derivada da equação $a(\theta)$. Este conjunto de equações dará lugar à elaboração dos diagramas s-v-a-j [7], que assumem uma importância preponderante no projeto de cames.

A escolha das equações matemáticas responsáveis pelo movimento que a came impinge no seguidor e conseqüentemente os diagramas s-v-a-j daí resultantes, deve ser realizada de forma cuidadosa de modo a obedecer à lei fundamental do projeto de cames [7], que dita o seguinte:

- A função came-seguidor deve ser contínua ao longo da primeira e segunda derivadas do deslocamento;
- A terceira derivada da função do deslocamento deve ser finita ao longo de todo o intervalo.

A lei fundamental do projeto de cames apenas poderá ser omissa para o projeto de cames que operam a velocidades baixas, na ordem das dezenas de rotações por minuto e que uma elevada precisão no movimento do seguidor não seja requerida.

Para sistemas que requerem velocidades elevadas, na ordem dos milhares de rotações por minuto, como se verifica num motor de combustão interna, os diagramas s-v-a-j, mais aconselhados para o projeto de cames, são as seguintes [7]:

- Cicloidal;
- Trapezoidal modificada;
- Seno modificado;
- Polinomial 3-4-5;
- Polinomial 4-5-6-7.

As equações apresentadas diferem umas das outras pelo tipo de movimento que impingem no seguidor, contudo nenhuma é mais ou menos correta que a outra, logo a escolha da equação a utilizar no projeto do came deverá ser feita em função das características do movimento pretendido. A título de exemplo, na Figura 4.2 é possível observar a diferença entre as acelerações que cada uma das equações impinge ao seguidor.

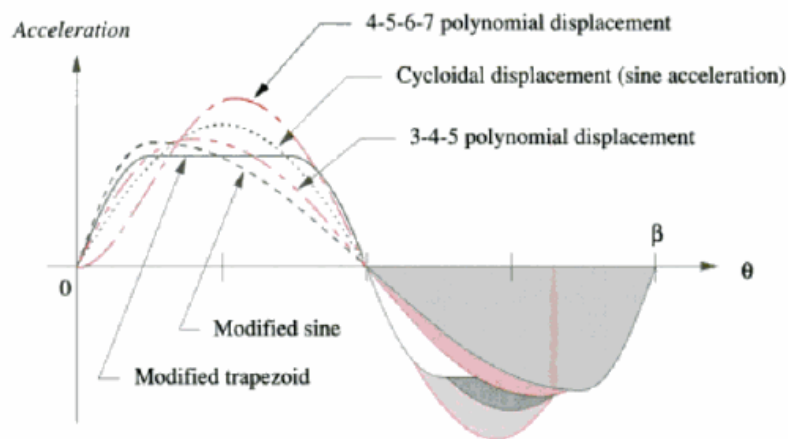


Figura 4.2 - Comparação entre acelerações em função da equação utilizada [7]

Contudo, para o dimensionamento do perfil de um came é necessário conhecer alguns parâmetros comuns a todos os cames e dos quais depende a correta elaboração dos diagramas s-v-a-j pretendidos. Como tal, antes de se partir para o dimensionamento do perfil de um came, torna-se então necessário compreender adequadamente os seguintes parâmetros [7]:

- Ponto traçador (*trace point*): é por definição o ponto teórico que corresponde ao ponto extremo de um seguidor de faca com o auxílio do qual se torna possível definir a circunferência primitiva;
- Ponto de levantamento (*pitch point*): é o ponto contido na curva primitiva, correspondente à posição onde o ângulo de pressão é máximo;
- Ângulo de pressão (*pressure angle*): pode ser definido como o ângulo formado pela direção do movimento do seguidor com a normal ao perfil primitivo, correspondente a cada ponto traçador.
- Circunferência base (*base circle*): é a menor circunferência com centro no eixo de rotação do came e tangente ao seu perfil;
- Circunferência primitiva (*prime circle*): é definida como a circunferência com centro no eixo de rotação do came e que passa pelo ponto de levantamento;
- Circunferência de levantamento (*pitch circle*): é definida como a menor circunferência com centro no eixo de rotação do came e tangente à curva primitiva;

- Curva de levantamento (*pitch curve*): é a curva correspondente à trajetória que o seguidor iria assumir se a came estivesse estacionária e este girasse em torno dela.

Os parâmetros enumerados podem ser vistos na Figura 4.3, para melhor compreensão dos mesmos.

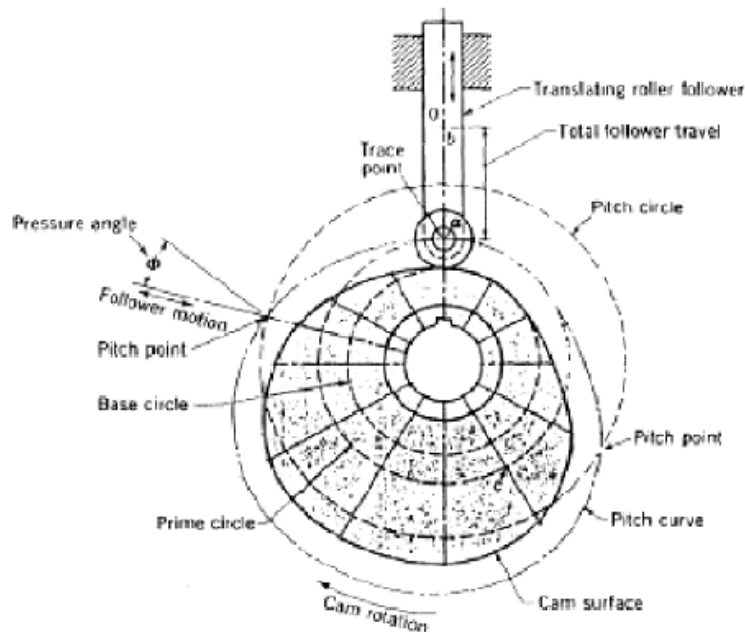


Figura 4.3 - Parâmetros geométricos de um came [7]

Definidos os diagramas s-v-a-j responsáveis pela representação do movimento que o came irá impingir ao seguidor, torna-se então necessário definir o perfil do came que irá então ser responsável por executar na prática o movimento teórico definido pelos diagramas s-v-a-j.

As duas formas mais comuns de obter o perfil do came definido pelos diagramas s-v-a-j, são pela utilização de métodos gráficos ou através de métodos analíticos. A utilização de métodos gráficos é a forma mais simples de obter o perfil de um came, contudo a sua execução simplista torna este método pouco preciso e desaconselhado quando se requer um grau de precisão elevado, pelo que na grande maioria dos dimensionamentos de cames é feito uso de métodos analíticos.

A obtenção do perfil de um came através de métodos gráficos é conseguida através do seguinte procedimento [7]:

- Inicialmente define-se os diagramas s-v-a-j que mais se adequam ao movimento que se pretende que o came impinja ao seguidor;
- Obtidos os diagramas s-v-a-j, o passo seguinte é definir uma circunferência base, que deverá ser definida em função das especificações do conjunto came/seguidor;
- O passo seguinte passa pela projeção do diagrama $s(\theta)$ sobre a circunferência base. Isto é realizado mediante a divisão da circunferência base e do diagrama $s(\theta)$ num igual número de pontos, realizando depois a correspondência de cada ponto do diagrama $s(\theta)$ com os presentes na circunferência base. Sendo que o valor do diâmetro da circunferência base corresponde ao zero do diagrama $s(\theta)$. Uma ideia a reter acerca da utilização de métodos gráficos, passa pela inversão do sentido real do movimento do came, ou seja neste método considera-se o came estacionário e o seguidor gira em torno deste, sendo desta forma simplificada a obtenção do perfil do came.

O exemplo da obtenção do perfil pela utilização de métodos gráficos é representado na Figura 4.4.

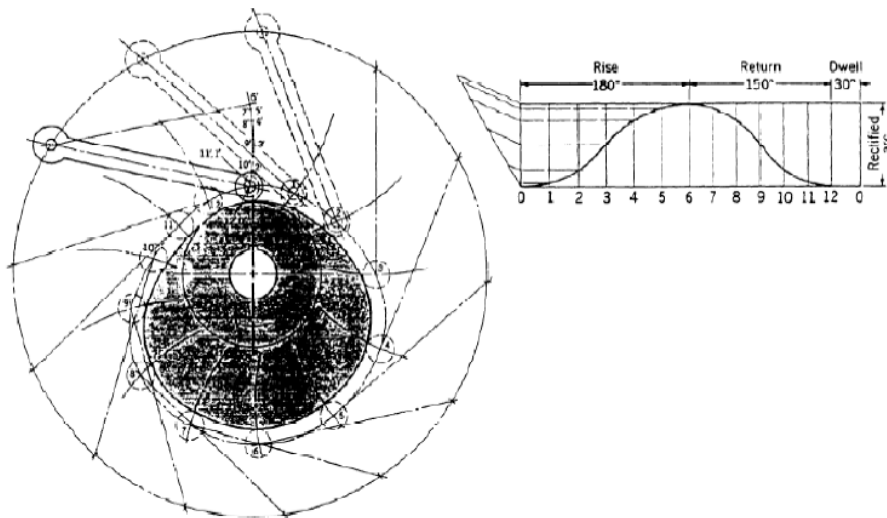


Figura 4.4 - Obtenção do perfil de um came através de métodos gráficos [7]

A obtenção do perfil de um came através da utilização de métodos analíticos é um processo algo complexo, que assenta essencialmente na dedução e aplicação de equações cujos resultados práticos se irão traduzir na representação do perfil do came. Para tal é muito usual o recurso a métodos computacionais ou mesmo *software* específico de modo a que o processo de

obtenção do perfil de um came seja simplificado, ao passo que o grau de precisão conseguido é claramente aumentado.

4.2 Projeto de árvore de cames para o *UMotor*

O *UMotor* tem por definição do projeto inicial ser um motor com o sistema de árvore de cames *OHC* de duas válvulas, sendo então esta a condição de partida para esta fase do projeto. Com base nisto, pode definir-se que o *UMotor* irá possuir uma árvore de cames montada na culassa, posicionada sobre as válvulas, possuindo dois cames, sendo que um irá ser o responsável por comandar a abertura da válvula de admissão ao passo que o outro será responsável por comandar a abertura da válvula de escape.

Em alguns motores existe a possibilidade de a geometria de ambos os cames ser idêntica, contudo no caso do projeto da árvore de cames para o *UMotor*, foi realizada uma geometria diferente para cada um dos cames, de modo a que o tempo de admissão e escape sejam diferentes. Para a transmissão do movimento dos cames às válvulas será utilizado um sistema de balanceiros, cujo funcionamento e projeto se encontra descrito no capítulo 5 deste relatório.

O projeto da geometria dos cames para o *UMotor* foi realizado com recurso a métodos computacionais, tendo para tal sido feito o recurso ao *Microsoft® Excel* no auxílio de todos os cálculos necessários ao projeto. Na fase final, ou seja, a representação tridimensional da árvore de cames, foi feito uso do software *SolidWorks®*.

O primeiro passo no projeto dos cames para o *UMotor* passou pela análise dos diversos diagramas s-v-a-j existentes de modo a apurar qual o mais conveniente para o uso neste projeto. A escolha do diagrama s-v-a-j para o projeto de cames recaiu sobre o uso do diagrama de seno modificado, a escolha deste diagrama deve-se ao facto de este possuir uma curva de aceleração suave, isto é sem grandes picos de acelerações o que consequentemente induz menos tensões no conjunto. Outro aspeto preponderante na utilização do diagrama s-v-a-j passa por este induzir uma aceleração rápida no momento da abertura e fecho da válvula, o que minimiza o tempo despendido neste processo.

As equações responsáveis por definir os diagramas s-v-a-j correspondentes ao uso das curvas de seno modificado [7], são as seguintes:

➤ Para o intervalo $0 \leq \theta < \frac{1}{8}\beta$:

$$s(\theta) = h \left[0,43990085 \frac{\theta}{\beta} - 0,0350062 \sin \left(4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (4.1)$$

$$v(\theta) = 0,43990085 \frac{h}{\beta} \left[1 - \cos \left(4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (4.2)$$

$$a(\theta) = 5,5279571 \frac{h}{\beta^2} \sin \left(4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (4.3)$$

$$j(\theta) = 69,4663577 \frac{h}{\beta^3} \cos \left(4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \quad (4.4)$$

➤ Para o intervalo $\frac{1}{8}\beta \leq \theta < \frac{7}{8}\beta$:

$$s(\theta) = h \left[0,28004957 + 0,43990085 \frac{\theta}{\beta} - 0,31505577 \cos \left(\frac{4\pi \theta}{3\beta} - \frac{\pi}{6} \right) \right] \quad (4.5)$$

$$v(\theta) = 0,43990085 \frac{h}{\beta} \left[1 + 3 \sin \left(\frac{4\pi \theta}{3\beta} - \frac{\pi}{6} \right) \right] \quad (4.6)$$

$$a(\theta) = 5,5279571 \frac{h}{\beta^2} \cos \left(\frac{4\pi \theta}{3\beta} - \frac{\pi}{6} \right) \quad (4.7)$$

$$j(\theta) = -23,1553 \frac{h}{\beta^3} \sin \left(\frac{4\pi \theta}{3\beta} - \frac{\pi}{6} \right) \quad (4.8)$$

➤ Para o intervalo $\frac{7}{8}\beta \leq \theta \leq \beta$:

$$s(\theta) = h \left\{ 0,56009915 + 0,43990085 \frac{\theta}{\beta} - 0,0350062 \sin \left[2\pi \left(2 \frac{\theta}{\beta} - 1 \right) \right] \right\} \quad (4.9)$$

$$v(\theta) = 0,43990085 \frac{h}{\beta} \left\{ 1 - \cos \left[2\pi \left(2 \frac{\theta}{\beta} - 1 \right) \right] \right\} \quad (4.10)$$

$$a(\theta) = 5,5279571 \frac{h}{\beta^2} \sin \left[2\pi \left(2 \frac{\theta}{\beta} - 1 \right) \right] \quad (4.11)$$

$$j(\theta) = 69,4663577 \frac{h}{\beta^3} \cos \left[2\pi \left(2 \frac{\theta}{\beta} - 1 \right) \right] \quad (4.12)$$

Onde:

- h, corresponde ao deslocamento angular máximo do seguidor para o qual é registado o levantamento pretendido.
- β , corresponde à posição angular do came para o qual é registado o ponto h.
- θ , corresponde à posição angular no came, num determinado instante.

Definido qual o conjunto de diagramas s-v-a-j que servirá de base para a obtenção do perfil dos cames destinados ao UMotor, torna-se então necessário definir os parâmetros do projeto, que serão utilizados para a obtenção dos diagramas s-v-a-j associados aos perfis dos cames de admissão e escape. Como tal os parâmetros definidos são os seguintes:

➤ Definição da variável h:

Por definição do projeto sabe-se que o levantamento que o seguidor deverá impingir na válvula deverá ser de 4 mm tanto para a válvula de admissão como de escape. Contudo para a obtenção do perfil dos cames é necessário que o valor de h corresponda ao deslocamento angular do seguidor, sendo que no caso de se utilizar o deslocamento linear, este apenas será valido para fins de representação gráfica.

Para a determinação do valor angular do deslocamento do balanceiro torna-se necessário primeiro definir qual o deslocamento linear que o balanceiro sofre na zona em que é atuado pelo came (zona este definida como o centro do rolete do balanceiro), sendo que este valor difere do valor registado na zona em que o balanceiro atua a válvula, uma vez que o balanceiro, em virtude da sua geometria, gera um efeito de alavanca entre a zona em que é atuado e a zona que atua a válvula. Para a mediação do deslocamento linear na zona em que o balanceiro é atuado, foi realizada uma medição utilizando o *software SolidWorks®*, para tal foi colocado o balanceiro na posição inicial (antes de atuar a válvula) e na posição final (após atuar a válvula) tendo sido posteriormente medida a diferença linear entre ambas as posições na zona em que o mesmo é atuado, sendo que para um levantamento de 4 mm na válvula, o balanceiro necessita de um deslocamento linear de 2,21 mm na zona onde é atuado.

Sabendo o valor do deslocamento linear do balanceiro e o comprimento do seu braço, ou seja a distância entre o pivô do balanceiro e a centro do rolete, basta apenas resolver a equação 4.13 para que o valor do deslocamento angular seja conhecido.

$$\begin{aligned} \tan(h) &= \frac{\text{deslocamento linear}}{\text{comprimento do braço do balanceiro}} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow h &= \tan^{-1} \frac{2,21}{42,65} \Leftrightarrow h = 0,0518 \text{ rad} \end{aligned} \quad (4.13)$$

➤ Definição da variável β :

Para a definição da variável β torna-se necessário conhecer primeiro qual a distância angular do came que servirá para atuar o balanceiro, sendo que por definição do projeto esta distância angular difere entre os tempos de admissão e escape.

O ponto de partida para a definição de β passa pela definição teórica da distância angular em que um came atua uma válvula ou balanceiro. Para tal, sabe-se que num motor a 4 tempos, um ciclo de funcionamento é concluído em 2 voltas da cambota e uma volta da árvore de cames, ou seja cada 90° da árvore de cames correspondem a um tempo de funcionamento do motor.

Sabe-se então que teoricamente cada 90° da árvore de cames correspondem a um tempo de funcionamento de um motor a 4 tempos, contudo na prática a utilização de exatamente 90° do came para cada tempo de funcionamento do motor, traduzir-se-ia num funcionamento lento do motor, condicionando o seu desempenho. Na prática estes 90° são alargados através da introdução de um avanço e um atraso tanto na abertura como no fecho das válvulas de admissão e escape, sendo que este alargamento nos tempos de admissão e escape tem como finalidade o aproveitamento da inércia das colunas gasosas presentes no interior do cilindro. O aproveitamento destas colunas gasosas permite aumentar a velocidade com que os gases circulam, tanto no processo de admissão como no de escape, o que permite aspirar uma quantidade de ar superior ao volume do cilindro no tempo de admissão, bem como permite que exista uma lavagem mais eficiente do cilindro no tempo de escape, sendo estes fatores preponderantes para um aumento do rendimento do motor.

Relativamente ao *UMotor* existe uma consideração que deve ser feita, que se prende com o facto de este possuir tempos de funcionamento teóricos distintos de um motor convencional, ou seja a admissão do *UMotor* ocorre em 180° , a compressão em 168° , a expansão em 180° e o escape em 192° , relativamente à rotação da cambota.

Por definição do projeto, sabe-se que é pretendido para o tempo de admissão um avanço na abertura da válvula correspondente a 5° e um atraso no fecho da mesma correspondente a 25° , relativamente à rotação da cambota, o que se traduz num tempo de admissão correspondente a 210° de rotação da cambota ou seja, 105° de rotação do came de admissão.

Para o tempo de escape é pretendido um avanço na abertura da válvula na ordem dos 30° e um atraso no seu fecho na ordem dos 5° , relativamente à rotação da cambota, traduzindo-se num tempo de escape de 227° de rotação da cambota e $113,5^\circ$ de rotação do came de escape.

Tanto no tempo de admissão como no de escape é pretendido que o tempo de abertura das válvulas seja o mesmo que o tempo de fecho, isto é, o ponto máximo de abertura das válvulas é atingido a meio do tempo de atuação das mesmas. Ou seja, para o tempo de admissão a duração do mesmo será de 105° do came de admissão, sendo que a abertura máxima da válvula ocorre aos $52,5^\circ$. Já para o tempo de escape a duração do mesmo será de $113,5^\circ$, sendo que a abertura máxima da válvula ocorre aos $56,75^\circ$.

É então possível definir $\beta=1,83$ rad para o tempo de admissão e $\beta=1,98$ rad para o tempo de escape, sendo que para o tempo de admissão o levantamento máximo da válvula ocorre aos $0,915$ rad e para o tempo de escape aos $0,99$ rad.

➤ Definição da variável θ :

A variável θ corresponde ao ponto contido em β onde é aplicada a equação, sendo portanto um valor variável ao longo do intervalo onde é utilizada a equação.

Definidas as variáveis h , β e θ tornou-se possível a elaboração dos diagramas s-v-a-j responsáveis por definir o movimento dos comes de admissão e escape. A elaboração dos diagramas s-v-a-j para cada um dos comes foi conseguida com a utilização do *software Microsoft® Excel*, através do qual foi elaborada uma folha de cálculo para cada um dos diagramas.

Cada um dos diagramas s-v-a-j foi elaborado considerando os 360° ou seja 2π rad, que corresponde a uma rotação completa de um came e dividindo este valor em 3434 pontos, sendo que posteriormente foi atribuído a cada ponto a equação s-v-a-j indicada. A divisão de uma rotação do came num número de pontos algo elevado deveu-se ao facto de que com o aumento do número de pontos aumenta a precisão do movimento definido pelos diagramas s-v-a-j.

Após terminada a fase de obtenção dos diagramas s-v-a-j, torna-se possível partir para a determinação do perfil dos comes, cujo processo depende dos valores contidos nos diagramas $s(\theta)$ e $v(\theta)$. Nesta fase do projeto foi também utilizado o *software Microsoft® Excel*, onde foram aplicadas uma série de equações aos pontos definidos anteriormente para a elaboração dos

diagramas s-v-a-j e que permitiram obter as coordenadas cartesianas que tornam possível a definição do perfil dos cames.

A fase inicial para a obtenção das coordenadas cartesianas que permitem gerar os perfis dos cames, passa por considerar uma inversão no sistema came/balancero, onde o came é considerado como estacionário, sendo o balancero que gira em seu redor. Para cada ponto registado no percurso do balancero em torno do came, é aplicada uma série de equações que permitirem obter as coordenadas cartesianas do perfil do came. A definição do percurso do balancero em torno do came é feita mediante uma divisão de uma volta completa no percurso do balancero e que se realiza em 360° ou 2π rad. Esta divisão de pontos é coincidente com a utilizada para a elaboração dos diagramas s-v-a-j uma vez que o processo de determinação das coordenadas cartesianas do perfil dos cames, depende dos diagramas $s(\theta)$ e $v(\theta)$.

Para a determinação das coordenadas cartesianas que permitem gerar o perfil dos cames foi utilizada a série de equações apresentada seguidamente:

➤ Para a definição da posição inicial do balancero [7]:

$$c = \sqrt{x_b^2 + y_b^2} \quad (4.14)$$

$$b(0) = \frac{D_b + D_r}{2} \quad (4.15)$$

$$\Upsilon = \tan^{-1}\left(\frac{y_b}{x_b}\right) \quad (4.16)$$

$$\delta(0) = \cos^{-1}\left(\frac{c^2 + l^2 - b^2}{2cl}\right) \quad (4.17)$$

$$\psi(0) = \cos^{-1}\left(\frac{c^2 + b^2 - l^2}{2cb}\right) \quad (4.18)$$

$$x_f(0) = b \cos[\Upsilon - \psi(0)] \quad (4.19)$$

$$y_f(0) = b \sin[\Upsilon - \psi(0)] \quad (4.20)$$

➤ Para a definição da posição do balancero ao longo do percurso num dado ponto θ [7]:

$$\delta(\theta) = \delta(0) + s(\theta) \quad (4.21)$$

$$b(\theta) = \sqrt{c^2 + l^2 - 2cl \cos(\delta(\theta))} \quad (4.22)$$

$$\psi(\theta) = \cos^{-1}\left(\frac{c^2 + b(\theta)^2 - l^2}{2cb(\theta)}\right) \quad (4.23)$$

$$x_f(\theta) = b \cos[\Upsilon - \theta - \psi(\theta)] \quad (4.24)$$

$$y_f(\theta) = b \sin[\Upsilon - \theta - \psi(\theta)] \quad (4.25)$$

➤ Para a definição do ângulo de pressão num dado ponto θ [7]:

- Num intervalo em que o balanceiro efetua um movimento ascendente ou descendente:

$$\begin{aligned} \phi(\theta) = & -\frac{\pi}{2} + \sin^{-1}\left(\frac{c}{b(\theta)} \sin[\delta(\theta)]\right) + \\ & + \tan^{-1}\left(\frac{1}{\frac{b(\theta)^2}{lc \sin[\delta(\theta)]v(\theta)} + \frac{c^2 - b(\theta)^2 - l^2}{2b(\theta)c \sin[\delta(\theta)]}}\right) \end{aligned} \quad (4.26)$$

- Num intervalo em que o balanceiro se encontra numa posição estacionária:

$$\phi(\theta) = -\frac{\pi}{2} + \sin^{-1}\left(\frac{c}{b(\theta)} \sin[\delta(\theta)]\right) \quad (4.27)$$

➤ Para a definição das coordenadas cartesianas da superfície do came num dado ponto θ [7]:

$$\lambda(\theta) = \theta + \Upsilon - \delta(\theta) \quad (4.28)$$

$$\sigma(\theta) = \lambda(\theta) + \frac{\pi}{2} + \phi(\theta) \quad (4.29)$$

$$x_s(\theta) = x_f(\theta) - r_f \cos[\sigma(\theta)] \quad (4.30)$$

$$y_s(\theta) = y_f(\theta) - r_f \sin[\sigma(\theta)] \quad (4.31)$$

Aplicando as equações apresentadas foi possível obter as coordenadas cartesianas que permitiram gerar os perfis dos comes. A título informativo, é importante referir que as equações utilizadas apenas são viáveis para o tipo de seguidor utilizado no projeto, ou seja um seguidor oscilante de rolete, para casos em que se aplique um outro tipo de seguidor as equações serão distintas das apresentadas.

Possuindo já as coordenadas cartesianas que definem os perfis dos comes, o passo seguinte foi gravar as mesmas num ficheiro com extensão “*txt*” superado por tabulações, tendo o cuidado de no novo documento utilizar o ponto final como separador decimal ao invés da vírgula utilizada no *Microsoft® Excel*. De seguida, os documentos contendo as coordenadas cartesianas dos perfis dos comes foram importados para o *software SolidWorks®*, onde foi possível obter-se a representação bidimensional dos perfis dos comes, que se encontram representados na Figura 4.5 e Figura 4.6.

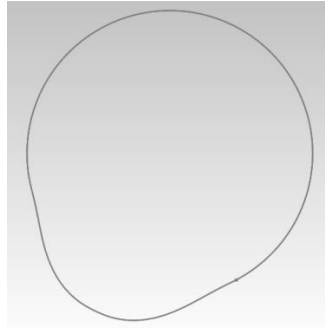


Figura 4.5 - Representação do perfil do came de admissão, para uma rotação do mesmo no sentido horário

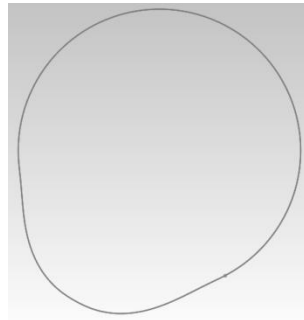


Figura 4.6 - Representação do perfil do came de escape, para uma rotação do mesmo no sentido horário

Possuindo o perfil bidimensional dos cames torna-se possível proceder à representação tridimensional da árvore de cames. Para gerar a representação tridimensional da árvore de cames fez-se uso do *software SolidWorks®*, partindo-se dos perfis bidimensionais já obtidos. A representação tridimensional da árvore de cames pode ser vista na Figura 4.7.

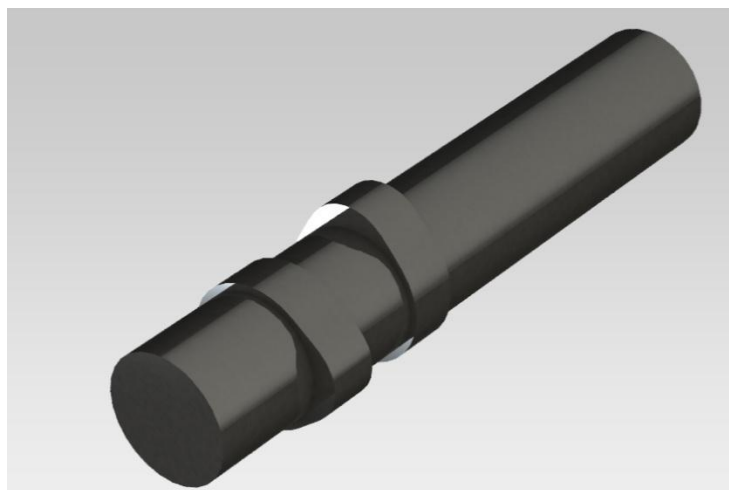


Figura 4.7 – Representação tridimensional da árvore de cames

5 BALANCEIROS

Os balanceiros num motor de combustão interna são os elementos mecânicos responsáveis por estabelecer comunicação entre a árvore de cames e as válvulas, quando o contacto direto entre estes elementos não é possível.

Dependendo do posicionamento da árvore de cames relativamente as válvulas, por vezes é possível existir contacto direto entre ambos os elementos mecânicos, algo que se verifica mais comumente em motores de combustão interna do tipo *DOHC*, possuindo estes uma árvore de cames montada sobre cada grupo de válvulas, tornando possível a atuação das mesmas diretamente. Outro caso onde a atuação das válvulas diretamente pela árvore de cames é possível é no caso dos motores com válvulas laterais e que possuem a árvore de cames montada junto às válvulas.

Contudo, existem motores de combustão interna onde o contacto direto entre as válvulas e a árvore de cames não se verifica, sendo nestes casos necessário um elemento mecânico que seja responsável por transmitir o movimento da árvore de cames às válvulas. É usual encontrar balanceiros em motores do tipo *OHC*, possuindo estes uma única árvore de cames destinada a comandar tanto a admissão como o escape. Outro exemplo comum para o uso de balanceiros encontra-se em alguns motores mais antigos que possuem as válvulas montadas na culassa e a árvore de cames montada lateralmente acima da cambota, sendo neste caso necessário utilizar um impulsor que recebe o movimento proveniente da árvore de cames e que o envia a um balanceiro situada na culassa que é responsável por transmitir o movimento às válvulas.

Para o uso em motores de combustão interna existem dois tipos de balanceiros que diferem entre si pela forma como se dá o contacto entre os mesmos e a árvore de cames, sendo então os dois tipos de balanceiros os seguintes: balanceiro oscilante com contacto por prato e balanceiro oscilante com contacto por rolete. Os balanceiros oscilantes com contacto por prato são o tipo de balanceiros mais comum na maioria dos motores de combustão interna que requerem o uso destes componentes e caracterizam-se pela existência de uma zona plana destinada ao contacto entre o balanceiro e a árvore de cames. Um conjunto de balanceiros deste tipo pode ser visto na Figura 5.1.



Figura 5.1 - Conjunto de balanceiros de contacto por prato

Os balanceiros oscilantes com contacto por rolete são um tipo de balanceiro menos comum e que utilizam um rolamento para realizar o contacto com a árvore de cames. Este tipo de balanceiros apresentam a vantagem de minimizar os atritos entre a came e o balanceiro mas apresenta como desvantagem um acréscimo no preço final do mesmo, o que torna o seu uso pouco comum nos motores de produção em serie. Um exemplo de um balanceiro de contacto por rolete pode ser visto na Figura 5.2.



Figura 5.2 - Balanceiro com contacto por rolete

5.1 Projeto de balanceiros para o *UMotor*

O *UMotor* possuiu um sistema *OHC* ou seja este possui uma única árvore de cames montada na culassa e que é responsável por atuar tanto a válvula de admissão como a de escape, pelo que se torna necessário o uso de dois balanceiros que vão ser responsáveis por transmitir o movimento da árvore de cames a cada uma das válvulas. Em trabalhos realizados anteriormente sobre este tema já foi definido que os balanceiros a utilizar neste motor terão de ser do tipo seguidor oscilante com contacto por rolete, possuindo o rolete um diâmetro externo de 10mm pelo que esta se torna já uma condição que deve ser respeitada durante o projeto.

A primeira abordagem no projeto dos balanceiros passou por definir a distância entre o centro do pivô e o centro do rolete (braço do balanceiro), distância que deverá ser definida de modo que ao traçar-se uma linha do centro do came ao centro do rolete esta seja o mais perpendicular possível á linha que une o rolete com o pivô. Garantindo-se desta forma que o

movimento do balanceiro será o mais linear possível. Um exemplo de como foi traçado este esboço inicial pode ser visto na Figura 5.3.

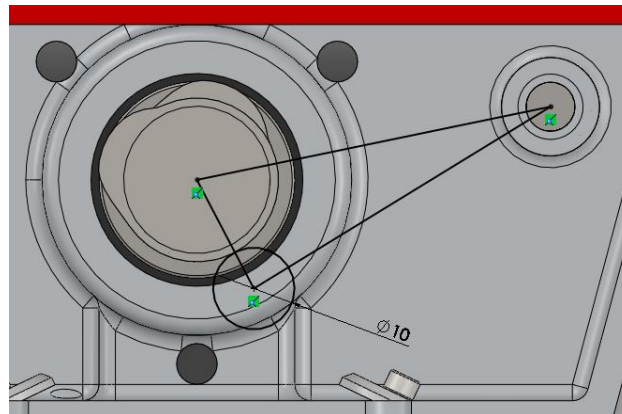


Figura 5.3 - Esboço inicial do braço do balanceiro

Definido o braço do balanceiro seguidamente foi necessário definir a zona que irá atuar a válvula, existindo neste zona a preocupação de ser paralela ao topo do pé da válvula. Para tal traçou-se uma linha paralela ao pé da válvula e uniu-se este com o braço do balanceiro de modo a ter um perfil primitivo do balanceiro. Posteriormente foi possível elaborar o perfil do balanceiro, sendo já possível visualizar a sua forma definitiva, como pode ser visto na Figura 5.4.

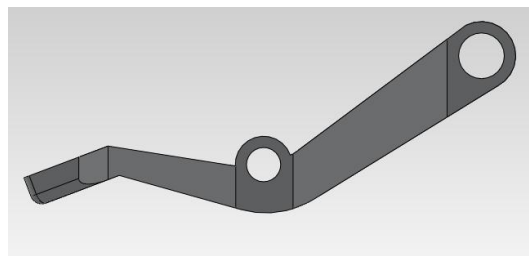


Figura 5.4 – Perfil do balanceiro

Possuindo já o perfil do balanceiro torna-se necessário analisar cuidadosamente as possíveis interferências de funcionamento que podem advir do movimento do mesmo, sendo possivelmente esta a fase mais morosa de todo o projeto deste componente. Finalizada esta fase torna-se possível realizar uma representação tridimensional do balanceiro, que pode ser vista na Figura 5.5.



Figura 5.5 - Representação do perfil final do balanceiro

Posteriormente foi pensado e desenhado o sistema de contacto com a válvula, que será constituído por um pino enroscado ao balanceiro que será posteriormente imobilizado através de uma porca de contra aperto. Este pino permitirá afinar a folga entre o mesmo e a válvula através da rosca utilizada para a fixação ao balanceiro. A representação deste pino fixo ao balanceiro pode ser visto na Figura 5.6.

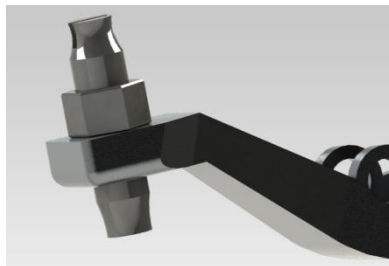


Figura 5.6 - Representação do pino de contacto com a válvula

Outros componentes que foram ainda desenhados são os casquilhos onde irá apoiar e rodar o balanceiro, tendo-se definido que seriam casquilhos de bronze de modo a minimizar os atritos nesta zona. Para a fixação dos casquilhos de bronze ao balanceiro decidiu-se utilizar casquilhos de alumínio em virtude dos freios normalmente presentes nestes casos. A preferência dos casquilhos de alumínio face a utilização de freios para imobilizar os casquilhos de bronze deveu-se à maior simplicidade em desmontar todo o conjunto utilizando apenas casquilhos. Os casquilhos de bronze e de alumínio podem ser vistos montados no veio de balanceiros representado na Figura 5.7.

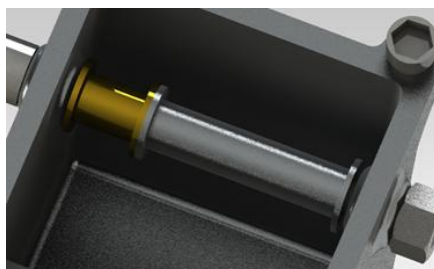


Figura 5.7 - Representação dos casquilhos de bronze e de alumínio

A última fase no projeto dos balanceiros passou pela elaboração de um modelo tridimensional funcional dos balanceiros de modo a avaliar se não existem interferências de funcionamento entre os mesmos. Tal representação pode ser vista na Figura 5.8.

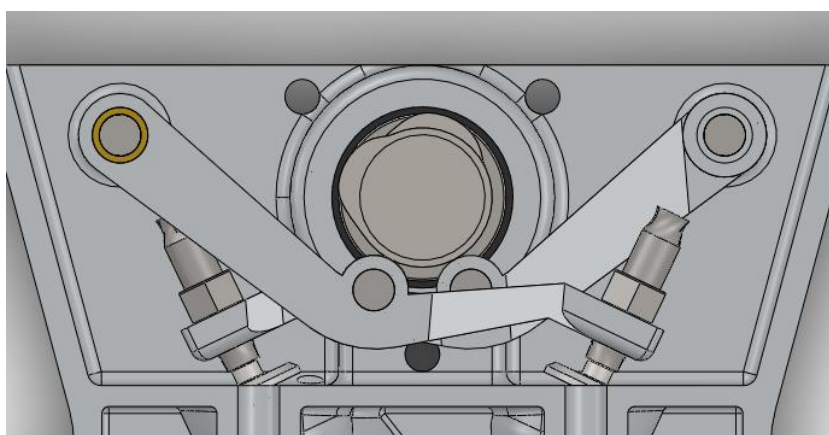


Figura 5.8 - Representação de ambos os balanceiros montados no motor

5.2 Fabrico dos balanceiros

Concluída a fase de projeto e desenho dos balanceiros foi necessário passar à fase de fabrico dos mesmos, sendo o primeiro passo averiguar como geralmente se processa o fabrico deste tipo de componentes.

Na indústria de produção em grande escala quando se torna necessário fabricar balanceiros estes são normalmente feitos por recurso ao forjamento, pois este processo de fabrico garante acabamentos aceitáveis e confere uma boa resistência mecânica ao componente, tendo ainda a vantagem de ser um processo de fabrico bastante rendível para grandes volumes de produção. Contudo, para baixos volumes de produção o seu uso torna-se inoportável, pois é necessário um investimento avultado em equipamento específico tanto para o tipo de processo de fabrico como para o componente a fabricar. Para o *UMotor*, é

necessário o fabrico de apenas dois balanceiros pelo que o uso do forjamento para os obter é colocado fora de questão e torna-se necessário encontrar outro processo de fabrico.

Em função do número reduzido de componentes que se pretende fabricar, bem como dos meios físicos disponíveis optou-se por fabricar os balanceiros através de maquinagem, sendo este processo bastante aceitável para o baixo volume de componentes que se pretende fazer, apresentando apenas como maior desvantagem face ao forjamento uma menor resistência mecânica do produto final.

Para o fabrico dos balanceiros foi sugerido em trabalhos anteriores sobre este tema, que estes componentes deveriam ser fabricados utilizando a liga de alumínio 7075, pelo que foi este o material utilizado. A primeira fase do fabrico dos balanceiros passa pelo corte do material em bruto, de onde foram cortados dois blocos com forma paralelepípedica tendo sido deixada uma sobre espessura destinada à fixação do componente na mesa da fresadora. Posteriormente foi colocado um dos blocos cortados na fresadora universal com o objetivo de se realizar o facejamento de cada uma das faces do mesmo com o intuito de as deixar todas em esquadria entre si. Terminado este processo para o primeiro bloco, foi posteriormente repetido para o segundo.

Realizado o facejamento de ambos os blocos de alumínio destinados ao fabrico dos balanceiros torna-se então necessário maquiná-los para lhes conferir a forma desejada, sendo este processo realizado na fresadora *CNC*. A primeira fase deste processo passa pela obtenção do código G que irá servir para comandar a fresadora ao longo do processo de maquinagem. Para a obtenção do código G foi utilizado um *software CAM* aplicado à representação tridimensional feita anteriormente através do *software SolidWorks®*, tendo sido criados seis blocos de código G, sendo as suas funções as seguintes:

- Bloco 1: Definição do contorno da peça;
- Bloco 2: Acabamento do contorno bidimensional da peça;
- Bloco 3 e 4: Definição do contorno tridimensional da peça;
- Bloco 5: Facejamento destinado a dar um melhor acabamento à superfície da peça;
- Bloco 6: Marcação dos centros dos furos.

Esta divisão do código G em seis blocos deveu-se essencialmente a dois fatores: em primeiro lugar à limitada capacidade de armazenamento de dados do controlador da fresadora

CNC, que apenas permite armazenar ficheiros com um máximo de 22 KB o que torna necessária a divisão de algumas tarefas em mais de um bloco de código G. Em segundo lugar a necessidade de utilizar diferentes ferramentas na fresadora para algumas fases do processo de maquinagem.

Definido o código G para o processo de maquinagem e importado para o controlador da fresadora o primeiro bloco de código G a ser utilizado, foi então necessário realizar a fixação do bloco de alumínio à mesa da fresadora. A fixação do mesmo foi feita utilizando uma prensa que fixa o bloco de alumínio a maquinar numa posição perpendicular ao eixo de rotação da fresa, como pode ser visto na Figura 5.9.

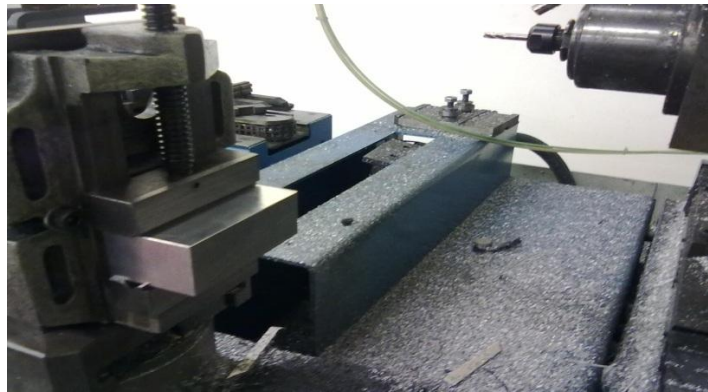


Figura 5.9 - Bloco de alumínio a maquinar fixo na mesa da fresadora de *CNC*

Relativamente à mesa da fresadora bem como a prensa utilizada, não houve necessidade de verificar a existência de paralelismo relativamente à árvore da fresadora, pois já tinham sido verificados em trabalhos anteriores de maquinagem e não existindo desmontagem de nenhum dos componentes o paralelismo geralmente mantém-se.

Depois de corretamente fixo o bloco de alumínio define-se o zero peça para que coincida com o definido no *software CAM* no qual foi gerado o código G. Posteriormente inicia-se o processo de maquinagem, sendo necessário ao final de cada bloco de código G concluído, eliminar o mesmo do controlador da fresadora e efetuar a transferência do bloco de código G que se pretende executar seguidamente, podendo ainda trocar-se a ferramenta a utilizar se necessário, tendo o devido cuidado em definir o novo zero peça para o eixo de Z no caso de se ter efetuado a referida troca.

Na Figura 5.10 pode ver-se o bloco de alumínio na mesa da fresadora depois de concluído o bloco de código G responsável por efetuar o contorno da peça.

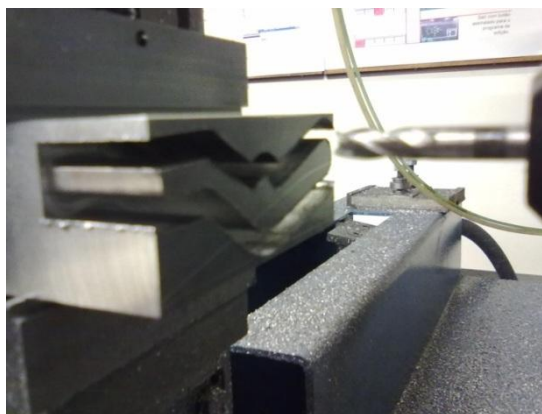


Figura 5.10 - Bloco de alumínio maquinado possuindo já o contorno do balanceiro

Concluída a primeira fase de maquinagem torna-se então necessário repetir todo o processo para o segundo bloco de alumínio de modo a deixar o mesmo idêntico ao bloco já maquinado. Na Figura 5.11 podem ser vistos os dois blocos de alumínio no final da fase de maquinagem já com o contorno tridimensional feito e os centros dos furos marcados.

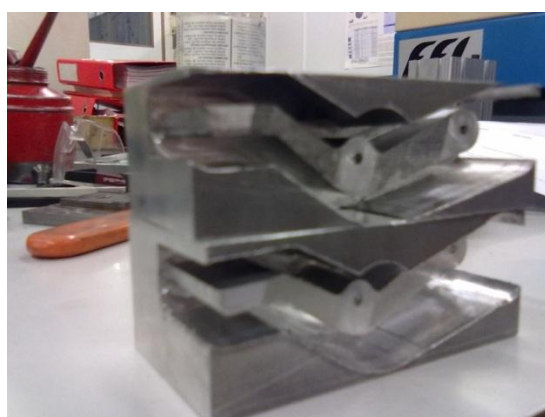


Figura 5.11 - Blocos de alumínio maquinados no final da fase de maquinagem, contendo já o perfil do balanceiro

Concluída a primeira fase de maquinagem, os balanceiros encontram-se já com três das quatro faces maquinadas, sendo então que a segunda fase de maquinagem irá incidir sobre a conclusão da última face dos balanceiros. A segunda fase de maquinagem é algo problemática devido à geometria complexa dos balanceiros, que torna escassos os pontos de apoio que serão necessários para a fixação dos balanceiros na prensa da fresadora.

A decisão tomada para a fixação dos balanceiros passou pela elaboração de um negativo de um balanceiro onde seria maquinada a contra geometria da primeira face maquinada dos balanceiros. Posteriormente o balanceiro apoia a primeira face maquinada no negativo e estes dois componentes são fixos um ao outro por intermédio de parafusos.

Para esta segunda fase de maquinação dos balanceiros foi necessário, antes de mais, desenhar o negativo do balanceiro e posteriormente gerar uma representação tridimensional do mesmo, para que posteriormente fosse possível gerar o código G responsável por definir a operação de maquinação. A representação tridimensional do negativo do balanceiro, obtida em *software Solidworks®* pode ser vista na Figura 5.12. Com a representação tridimensional do negativo do balanceiro concluída, foi então possível gerar o código G, utilizando para tal um *software CAM*.

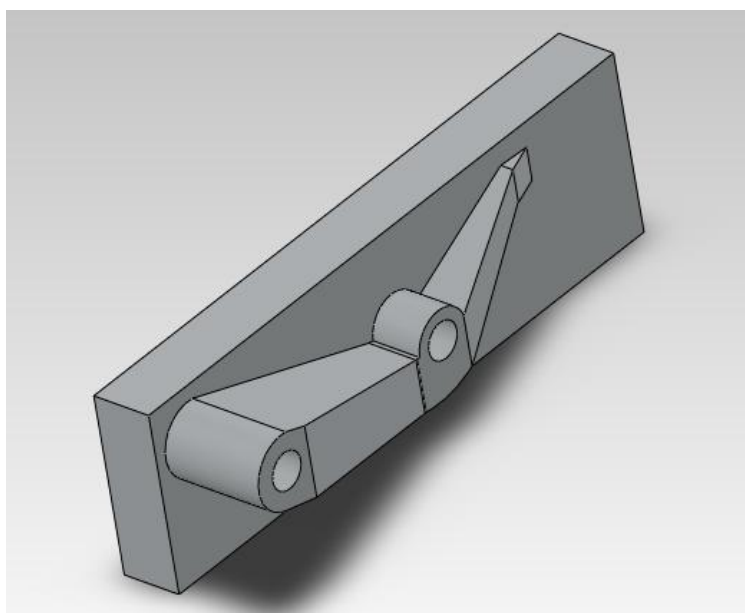


Figura 5.12 – Representação tridimensional do negativo do balanceiro

A seguinte fase passou pela preparação do bloco de alumínio para que posteriormente fosse possível maquina-lo com o grau de precisão pretendido. Nesta fase utilizou-se um bloco de alumínio que tinha sobejado aquando do corte dos blocos para os dois balanceiros, contudo este bloco encontrava-se em bruto pelo que foi necessário corrigir as faces de modo a ficarem com as dimensões e o paralelismo requerido para a fixação. Para tal foi utilizada a fresadora universal.

Concluída a preparação do bloco de alumínio foi possível fixar este na prensa da fresadora *CNC* e proceder então á maquinação do negativo do balanceiro. Posteriormente foram realizados furos nos centros marcados tanto no negativo do balanceiro já maquinaado como nos blocos que contêm os balanceiros e que foram maquinaados na primeira fase, sendo que posteriormente foram abertas rocas nestes dois blocos de modo a tornar a sua fixação ao negativo do balanceiro possível, por intermédio de parafusos.

Posteriormente foi retirado o excesso de material dos blocos que contêm os balanceiros, tendo este procedimento sido feito inicialmente com a serra de fita para retirar o material em excesso na face que se pretende maquinar e de seguida com a fresadora universal para realizar o contorno do balanceiro. Tendo este último procedimento sido feito também para o negativo do balanceiro.

A última fase na obtenção da geometria dos balanceiros passou pela obtenção do código G para a maquinagem da última face, que foi realizado com um *software CAM* aplicado ao modelo tridimensional do balanceiro já realizado. Posteriormente fixou-se então um dos blocos com um balanceiro ao negativo do mesmo, tendo de seguida sido fixo na presa da fresadora *CNC*. De seguida definiu-se o zero peça e importou-se o código G para o controlador da fresadora, que tal como sucedeu anteriormente teve de ser dividido em diversos blocos de código. O passo seguinte foi iniciar o processo de maquinagem que pode ser visto na Figura 5.13.

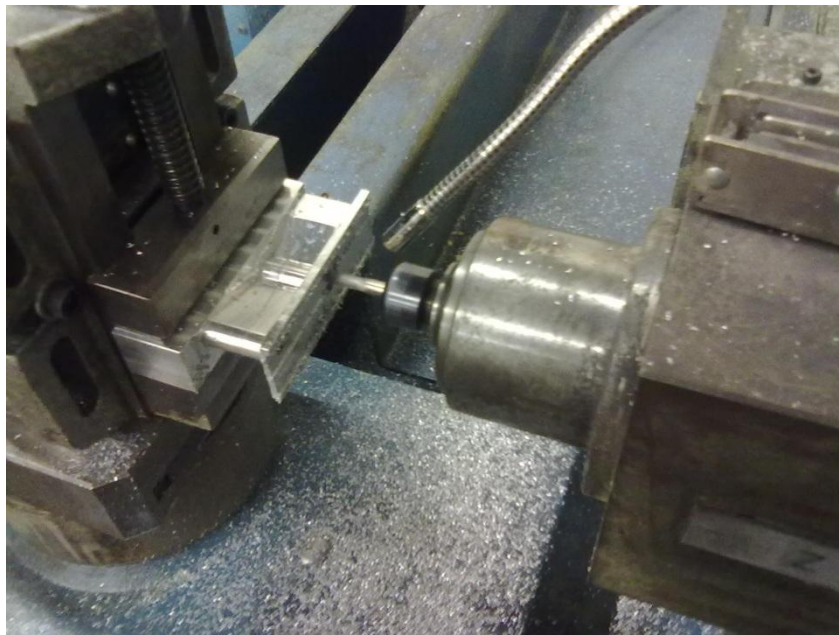


Figura 5.13 – Maquinagem da última face de um dos balanceiros

Concluído um dos balanceiros, foi necessário repetir todo o último processo de maquinagem para o balanceiro restante. O resultado final pode ser vista na Figura 5.14, onde podem ser observados já os dois balanceiros maquinados.



Figura 5.14 – Balanceiros já com a geometria final maquinada

5.3 Veios de balanceiros

Os veios dos balanceiros são os componentes responsáveis por sustentar os balanceiros, isto é, são os componentes onde os balanceiros são fixos pelo seu centro de rotação, e em torno do qual os mesmos giram.

Inicialmente existia um desenho já feito para estes componentes, fruto de trabalhos anteriores, contudo o desenho existente ditava que os veios fossem componentes com um diâmetro de 6 mm, facto que nesta fase do trabalho já não seria possível de realizar pois a culassa aquando do início deste trabalho já possuía furos de 8 mm feitos ao invés dos de 6 mm necessários para respeitar o desenho inicial dos veios dos balanceiros.

Tornou-se então necessário pensar outra solução que possibilitasse aproveitar os furos de 8 mm já presentes na culassa, tendo o cuidado de manter o sistema com uma desmontagem simples. Surgiu então a ideia de criar os veios dos balanceiros como um componente tripartido, ou seja criar um elemento central em aço que desempenha-se a função de veio dos balanceiros, que fosse possível de ser montado pelo topo da culassa e que possuísse o diâmetro de 6 mm necessário ao contacto com o casquilho de bronze onde apoia o balanceiro e para a fixação da posição do mesmo existiria uma zona de maior diâmetro que, no fundo, suprimia a utilização de um casquilho de alumínio, passando a desempenhar a função do mesmo. Para a fixação deste

elemento central, seria talhada uma rosca M10 no local onde existiam os furos de 8 mm na culassa e posteriormente seriam fabricados uns pinos rocados que iriam fixar e garantir o alinhamento do elemento central. A representação tridimensional deste sistema pode ser vista na Figura 5.15.

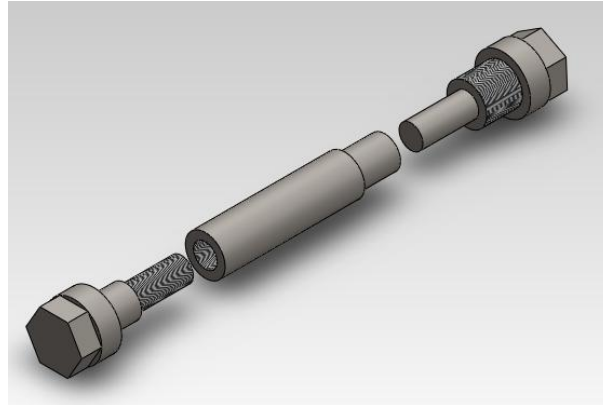


Figura 5.15 – Sistema alternativo de veio de balanceiros

Com base na representação tridimensional foi então fabricado este sistema alternativo de veio dos balanceiros. Tanto o veio central como os pernos foram ambos fabricados no torno mecânico, tendo posteriormente as extremidades dos pernos sido trabalhadas na fresadora universal, utilizando o divisor de modo a ser possível criar uma geometria hexagonal que permita o aperto dos pernos por intermédia de uma chave de porcas ou de bocas. Posteriormente foram talhadas as rocas M10 na culassa e nos pernos, tendo sido ambas realizadas manualmente, através do sistema de machos/caçonete. Algumas fases do processo de fabrico do sistema alternativo do veio de balanceiros podem ser vistas na Figura 5.16.



Figura 5.16 – Fases de fabrico do sistema alternativo do veio de balanceiros

Na Figura 5.17 pode ser visto o conjunto final do sistema alternativo do veio de balanceiros.



Figura 5.17 – Sistema alternativo de veio de balanceiros. À esquerda com os componentes separados e à direita com os componentes juntos

Depois de realizado o sistema alternativo do veio de balanceiros, procedeu-se a sua montagem, contudo este sistema acabou por se traduzir numa ideia pouco funcional, isto porque não foi possível garantir o alinhamento pretendido entre ambos os componentes. Depois de avaliar um pouco todo o conjunto veio de balanceiros/culassa conclui-se que os furos iniciais de 8 mm presentes inicialmente na culassa possuíam algum desalinhamento entre si, isto combinado com o sistema de fixação por roscas, desprovia o sistema de fiabilidade suficiente para ser utilizado.

O sistema alternativo do veio de balanceiros fabricado acabou por se mostrar inviável, pelo que foi necessário repensar este de modo a elaborar um sistema mais simples e fiável. O ponto de partida passou pela análise do sistema inicial, constituído por um veio de aço de 6 mm onde seria apoiado o balanceiro fixo sobre um casquilho de bronze e imobilizado lateralmente por um casquilho de alumínio. Contudo existia o problema de a culassa possuir já furos de diâmetro superior ao veio e que possuíam neste momento roscas.

A solução para a aplicação do sistema inicial do veio de balanceiros passaria por conseguir corrigir os furos presentes na culassa com diâmetro superior ao veio e com desalinhamento entre eles. Pensou-se então em fabricar uns pinos de aço maciços com a finalidade de preencher os furos presentes na culassa e posteriormente voltar a realizar os furos, desta vez já com os 6 mm pretendidos. Então o primeiro passo foi realizar no torno mecânico quatro pinos em aço, tendo sido posteriormente talhadas rocas nos mesmos de modo a poder fixar os referidos pinos em aço nos furos roscados presentes na culassa. Posteriormente os

pinos foram fixos na culassa através das roscas presentes em ambos, tendo sido utilizada cola específica para fixar roscas, de modo a garantir a imobilização dos pinos de aço.

Concluído o tempo de secagem da cola, os pinos em aço foram facejados na fresadora universal de modo a retirar o excesso de material, ao mesmo tempo que se garante o paralelismo entre as faces dos pinos, aspeto este que é de suma importância para posteriormente garantir o correto alinhamento angular aquando da realização dos novos furos. Posteriormente à fase de facejamento foi posicionada a culassa na prensa da fresadora de modo a realizar a marcação dos centros dos furos, sendo que, depois de concluída a referida marcação, foram então realizados os furos de 6 mm. Nesta fase houve um cuidado especial em conseguir uma fixação da culassa na mesa da fresadora que possibilita-se a abertura de todos os furos sem ser necessário reposicioná-la, sendo este um parâmetro fulcral para conseguir um bom alinhamento angular entre os furos. Posteriormente e ainda com a mesma fixação, os furos foram mandrilados de modo a garantir uma tolerância F7¹ nos mesmos. Dois dos novos furos de 6 mm feitos na culassa podem ser vistos na Figura 5.18.



Figura 5.18 – Furos de 6 mm realizados na culassa

Realizados os furos de 6 mm na culassa tornou-se então possível utilizar o sistema do veio de balanceiros inicial. Para a elaboração deste sistema partiu-se de um veio calibrado de aço com diâmetro de 6 mm que possui já de fábrica uma tolerância H7¹. Do veio calibrado foram cortados dois veios com as medidas de comprimento pretendidas e posteriormente foram colocados no torno mecânico apenas para dar acabamento às extremidades. Concluídos os veios de balanceiros foram então fabricados os casquilhos de preenchimento, que foram realizados a

¹ Sistema de tolerâncias ISO

partir de um veio calibrado de 10 mm de onde foram cortados dois veios com as medidas pretendidas. Posteriormente foram colocados no torno mecânico, onde foram acabadas as extremidades dos veios e onde depois foram furados e mandrilados, de modo a ficarem com um furo de 6 mm com tolerância H7² em cada veio. O projeto inicial definia os casquilhos de preenchimento como sendo de alumínio em virtude do seu menor peso, contudo neste trabalho foram realizados os casquilhos de preenchimento em aço em virtude da escassa quantidade de alumínio presente na altura do fabrico dos casquilhos. Os veios de balanceiros e os respectivos casquilhos de preenchimento podem ser vistos já acabados na Figura 5.19.

Os veios de balanceiros serão imobilizados na culassa através de freios, pelo que posteriormente será necessário abrir as caixas para os freios no torno mecânico, aquando da montagem dos veios de balanceiros na culassa.



Figura 5.19 – Veios e casquilhos de preenchimento já acabados

² Sistema de tolerâncias ISO

6 CAMBOTA

Um motor de combustão interna é uma máquina capaz de transformar energia térmica em energia mecânica, como tal necessita de um mecanismo responsável por efetuar esta transformação. É neste contexto que surge o sistema biela/manivela do qual faz parte a cambota.

A transformação de energia térmica em energia mecânica num motor de combustão interna ocorre da seguinte forma: inicialmente é fornecido combustível ao motor que acaba por gerar uma explosão ou combustão, dependendo do tipo de ciclo em que o motor trabalhe, gerando desta forma uma dada quantidade de energia térmica. Como resultado desta explosão ou combustão, dá-se um aumento de pressão no interior do cilindro, que vai fazer com que o pistão se mova em sentido descendente, passando este a estar animado de movimento linear. O movimento linear do pistão é posteriormente transmitido à biela que comunica com a cambota, sendo este último elemento responsável por converter o movimento linear do pistão em movimento de rotação. O exemplo de um sistema biela/manivela presente num motor de combustão interna pode ser visto na Figura 6.1.

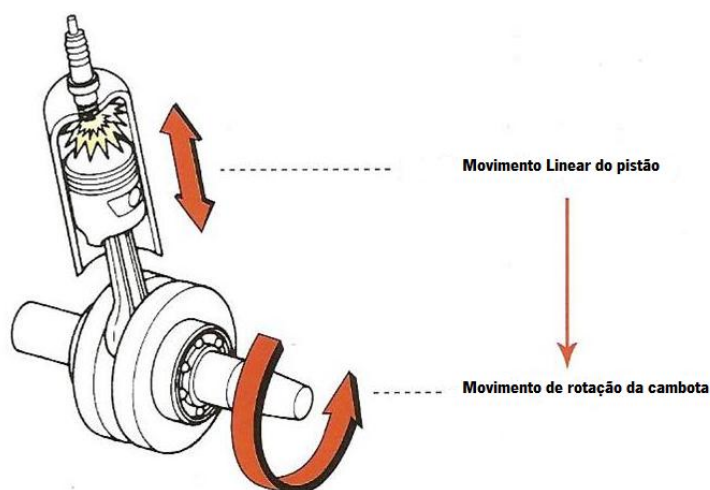


Figura 6.1 – Sistema biela/manivela presente num motor de combustão interna [8]

A cambota possui ainda a função de balancear o conjunto pistão/biela, permitindo desta forma um funcionamento do motor mais linear, com picos de aceleração menos íngremes e consequentemente menos esforços associados à cambota. A cambota pode ainda servir como

volante de inércia em motores de pequenas dimensões onde não existe um elemento deste género, como sucede em alguns motores utilizados em motas de baixa cilindrada

A cambota é um elemento mecânico de fulcral importância num motor de combustão interna e como tal deve ser alvo de um dimensionamento cuidado uma vez que está assujeita a diversos esforços, tais como compressão, tração e torção, sendo que o colapso da mesma implica invariavelmente o colapso do motor.

6.1 A cambota do *UMotor*

O sistema biela/manivela presente no *UMotor* é um sistema algo diferente do encontrado num motor de combustão interna convencional, isto em virtude da utilização de um trem hipocicloidal responsável pela variação do volume no interior do cilindro, o que faz que com exista uma variação do centro de massa de todo o conjunto a cada movimento que este realiza. A cambota do *UMotor* tem ainda a função de servir de volante de inércia uma vez que este motor não possui um componente deste género, pelo que a cambota deverá ser capaz de acumular energia suficiente para o motor girar sob o efeito da inércia durante os três tempos em que não se produz trabalho no ciclo de funcionamento do motor.

Em trabalhos anteriores foi já desenhada uma cambota para o *UMotor*, contudo foi também passada a informação de que tal cambota necessita de um teste de equilibragem pois tal não foi realizado aquando da elaboração do desenho. Então com base no desenho já existente da cambota realizou-se um teste de equilibragem com este componente, de modo a apurar o seu comportamento bem como obter dados que sirvam como ponto de partida para o processo de equilibragem. A representação tridimensional da cambota desenhada em trabalhos anteriores pode ser vista na Figura 6.2, montada no conjunto que constitui o trem hipocicloidal.

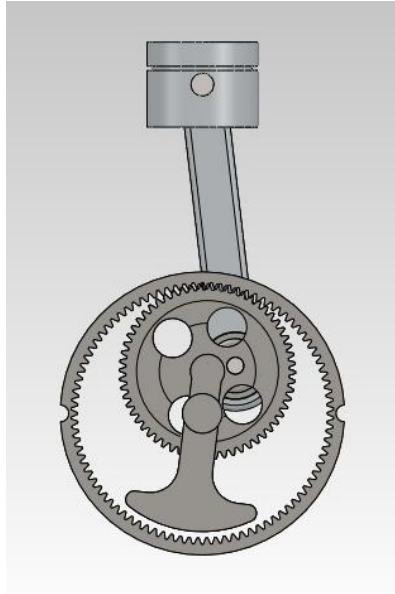


Figura 6.2 – Trem hipocicloidal, montando a cambota desenhada em trabalhos anteriores

Para a realização dos testes de equilibragem da cambota decidiu-se utilizar a função *Motion Analysis* presente no *software SolidWorks®*, tendo sido criado um modelo virtual para este teste com todo o sistema da cambota, de modo a que o movimento do sistema analisado seja tão próximo do real quanto possível. Os testes de equilibragem da cambota foram então realizados da seguinte forma:

- Realiza-se um teste onde é fornecido um movimento de rotação com valor de 100 rpm nos instantes iniciais e posteriormente deixa-se o conjunto rodar durante 6 s, obtendo depois os valores de aceleração angular registados na componente paralela ao eixo de rotação da cambota.
- Todos os testes são realizados desprezando as perdas por atrito entre componentes, sendo apenas aplicada a gravidade.

Com base nos critérios listados realizou-se então um teste de equilibragem, utilizando a cambota já desenhada. O movimento obtido não foi o esperado pois logo nos instantes iniciais o conjunto perde o movimento de rotação que lhe é fornecido e ganha movimento oscilatório, o que indica que os contrapesos da cambota possuem massa em falta, não permitindo ao conjunto armazenar energia que lhe permita rodar por efeito de inércia durante os tempos não motores. Sendo o valor de aceleração angular máximo registado neste teste de $106,95 \text{ rad/s}^2$.

Posteriormente ao primeiro teste de equilibragem realizou-se a medição da massa do conjunto móvel que é suportado pela cambota de modo a tentar equilibrar a massa entre o conjunto e os contrapesos presentes nas duas partes que constituem a cambota. Realizada esta mediação e com valores de massa já definidos para os contrapesos foi então realizado um novo desenho da cambota e posteriormente foi montado um novo conjunto com o objetivo de realizar um novo teste de equilibragem. A representação do trem hipocicloidal montando a nova cambota pode ser vista na Figura 6.3.

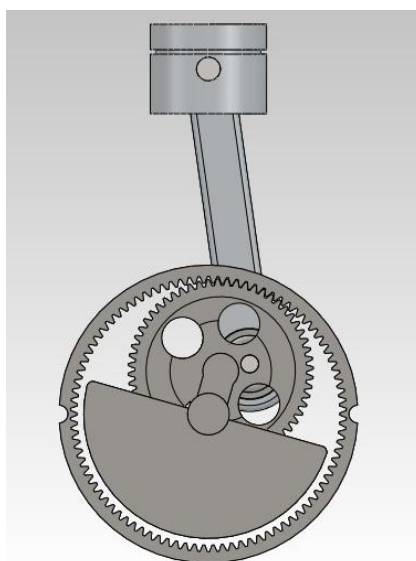


Figura 6.3 – Trem hipocicloidal, montando a nova cambota

Com o trem hipocicloidal montando a nova cambota, procedeu-se então à realização do mesmo teste feito outrora com a cambota anterior. Os resultados obtidos com a utilização da nova cambota foram bastantes diferentes dos anteriores, tendo-se já obtido um movimento bastante linear de todo o conjunto, sendo que os valores de aceleração angular obtidos foram também claramente inferiores aos anteriores, atingindo um máximo de $26,23 \text{ rad/s}^2$, o que indica que este novo conjunto gera menos forças e conseqüentemente menos esforços que o conjunto analisado no primeiro teste.

Com os resultados obtidos no último teste de equilibragem é possível concluir-se que este conjunto montando a nova cambota possui um funcionamento bastante equilibrado e seria opto para usar num motor de combustão interna. Contudo o *UMotor* é um motor que tem como finalidade trabalhar em aceleração e não em velocidade constante, pelo que uma cambota

ligeiramente mais leve que a desenhada iria promover uma aceleração mais rápida, sem contudo promover um desequilíbrio notório no motor.

Com base nas conclusões obtidas do teste anterior decidiu-se reduzir um pouco a massa dos contrapesos da nova cambota, de modo a torna-la mais leve. O resultado foi o obtido na Figura 6.4.

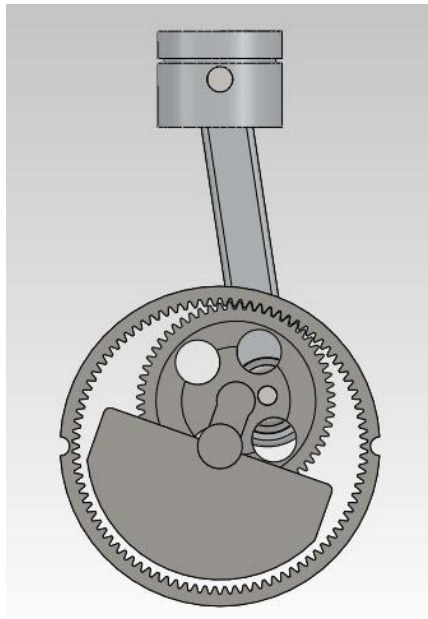


Figura 6.4 – Trem hipocicloidal, montando a cambota com redução de massa nos contrapesos

Com o trem hipocicloidal montando a nova cambota com redução de massa nos contrapesos foi então realizado um novo teste de equilibragem. O resultado obtido foi um movimento do conjunto não tão linear quando a obtido no teste anterior, devido a uma menor inércia da cambota, mas contudo suficiente para que o conjunto se mova de forma estável nos tempos não motores. Também os picos na aceleração angular registada na componente paralela ao eixo da cambota sofrem um ligeiro acréscimo no seu valor, sendo o máximo registado de $35,67 \text{ rad/s}^2$, indicando que este conjunto irá gerar um pouco mais de esforços que o anterior.

Depois de realizados os testes de equilibragem listados anteriormente sobre os três conjuntos de trens hipocicloidal montando diferentes tipos de cambota, conclui-se que a melhor escolha para o *UMotor* seria a utilização da última cambota analisada, devido ao facto de ser uma cambota que apresenta um movimento bastante equilibrado sem comprometer demais as acelerações do motor. Uma representação tridimensional do trem hipocicloidal montando a

cambota escolhida, sem a roda de coroa, pode ser vista na Figura 6.5 e na Figura 6.6 pode ser visto o conjunto montado no cárter, com representação em corte.



Figura 6.5 – Representação tridimensional do trem hipocicloidal montando a cambota escolhida



Figura 6.6 – Representação em corte do trem hipocicloidal montado no cárter

Para além dos três testes de equilibragem listados anteriormente, foram ainda realizados outros, com vista a testar diversos tipos de geometrias de cambotas, contudo apenas são listados três testes de equilibragem pelo facto de serem os mais relevantes na escolha final da geometria da cambota.

7 COLETOR DE ADMISSÃO

O coletor de admissão é por definição o elemento mecânico de um motor responsável por realizar o fornecimento de ar ao mesmo, contudo o fornecimento de combustível é também bastante usual de ser realizado no coletor de admissão. Quando se trata de um motor de ignição por compressão ou de um motor de ignição comandada dotado de injeção direta o coletor de admissão tem como finalidade a admissão unicamente de ar para o interior do/dos cilindro/cilindros presentes no motor, contudo, quando se trata de um motor de ignição comanda dotado de injeção indireta ou de carburador, o combustível é admitido no coletor de admissão.

No caso de o combustível ser admitido no coletor de admissão juntamente com o ar, como já referido, este é fornecido por um carburador ou injetor que o liberta para o interior do coletor de admissão, dando-se a mistura do mesmo com o ar, formando assim uma mistura ar/combustível. Nestes casos a quantidade de combustível admitida no coletor de admissão depende da quantidade de ar aspirada, sendo que este rácio ar/combustível é controlado através de sensores, no caso dos sistemas de injeção ou carburadores eletrónicos, ou por sistemas mecânicos no caso dos carburadores convencionais.

A quantidade de ar admitida por um coletor de admissão, é geralmente controlada por uma válvula de borboleta situada na conduta responsável por realizar a aspiração do ar, sendo esta válvula controlada direta ou indiretamente pelo operador do motor. Quando o operador do motor aciona o comando do acelerador, este gera a abertura da válvula de borboleta, admitindo mais ar e conseqüentemente fazendo com que o motor suba de rotação, sendo que quando o comando do acelerador é libertado ocorre o oposto.

A pressão a que o ar é admitido para o interior do coletor de admissão é geralmente a atmosférica, tratando-se de um motor naturalmente aspirado, o tipo mais convencional de motores. Contudo, existem casos em que se utilizam sistemas que geraram um aumento na pressão do ar admitido, visando assim aumentar o rendimento do motor, sendo estes motores denominados de motores sobrealimentados.

O coletor de admissão pode ser constituído por um único elemento, usualmente obtido por fundição em virtude da geometria complexa das condutas que normalmente se encontram no seu interior, ou por vários elementos unidos entre si, geralmente por soldadura. Este elemento pode encontrar-se fabricado em diversos materiais, como o ferro fundido, o aço, o alumínio ou mesmo alguns polímeros. O exemplo de um coletor de admissão pode ser visto na Figura 7.1.



Figura 7.1 – Exemplo de coletor de admissão [9]

7.1 O coletor de admissão do *UMotor*

O *UMotor* possui como características o facto de ser um motor de ignição comandada e injeção indireta, pelo que o seu coletor de admissão deverá ser responsável por realizar a admissão de ar e de combustível, sendo que a mistura de ambos decorre no seu interior e ao longo da conduta de admissão do motor, sendo posteriormente admitida no interior do cilindro.

O coletor de admissão para o *UMotor* foi já previamente desenhado num trabalho realizado anteriormente, possuindo as seguintes características: elemento constituído por uma peça única realizada em *nylon* preto, possuindo a conduta de admissão de combustível com uma geometria desenhada de modo a que o *spray* de injeção seja direccionado para a válvula. A representação tridimensional do coletor de admissão desenhado num trabalho anterior pode ser vista na Figura 7.2.



Figura 7.2 – Coletor de admissão desenhado num trabalho anterior [10]

O coletor de admissão desenhado no trabalho anterior em termos teóricos é funcional, contudo, em termos de execução prática a situação é diferente, uma vez que pelo facto de se tratar de uma peça única com geometria algo complexa, contendo condutas no seu interior, torna o seu fabrico extremamente complicado com os meios disponíveis. Com base neste facto foi decidido alterar-se a geometria do coletor de admissão, com vista a tornar o seu fabrico mais simples, tentando sempre que possível manter as especificações originais.

Para o desenho do novo coletor de admissão tomou-se a decisão de dividir em duas partes o desenho do coletor de admissão desenhado anteriormente, sendo que esta divisão teve como objetivo possibilitar que ambas as partes fossem passíveis de serem obtidas através de um varão circular, de modo a ser possível realizá-las com o material disponível. Posteriormente, foram obtidas todas as especificações da conduta de admissão de combustível presente no desenho anterior, de modo a recriá-la no novo componente garantindo que nenhuma especificação da mesma seja alterada. Também o mesmo procedimento se realizou para a conduta de admissão de ar bem como a zona circundante, responsável por albergar todo o mecanismo responsável por controlar a válvula de borboleta. Na Figura 7.3 pode ser vista uma representação tridimensional das duas partes constituintes do coletor de admissão redesenhado.

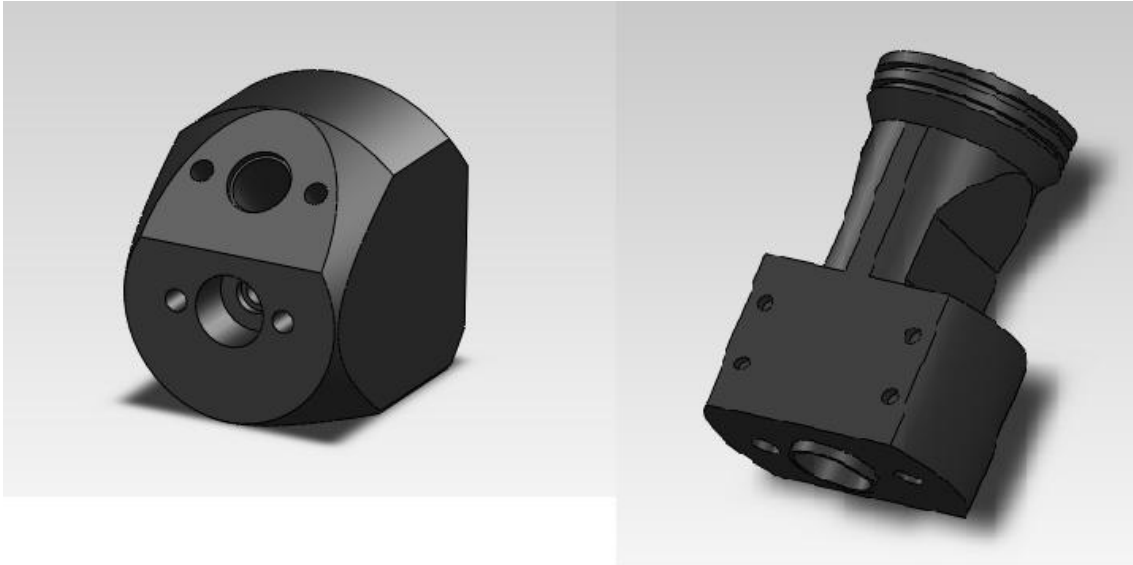


Figura 7.3 – Representação tridimensional das duas partes constituintes do coletor de admissão

Para a união das duas partes, foi pensada a inclusão de dois veios de aço roscados que serão fixos à parte inferior do coletor de admissão e onde posteriormente irá encaixar a parte superior que será imobilizada através de porcas. Na Figura 7.4 pode ser vista a representação tridimensional do novo coletor de admissão.

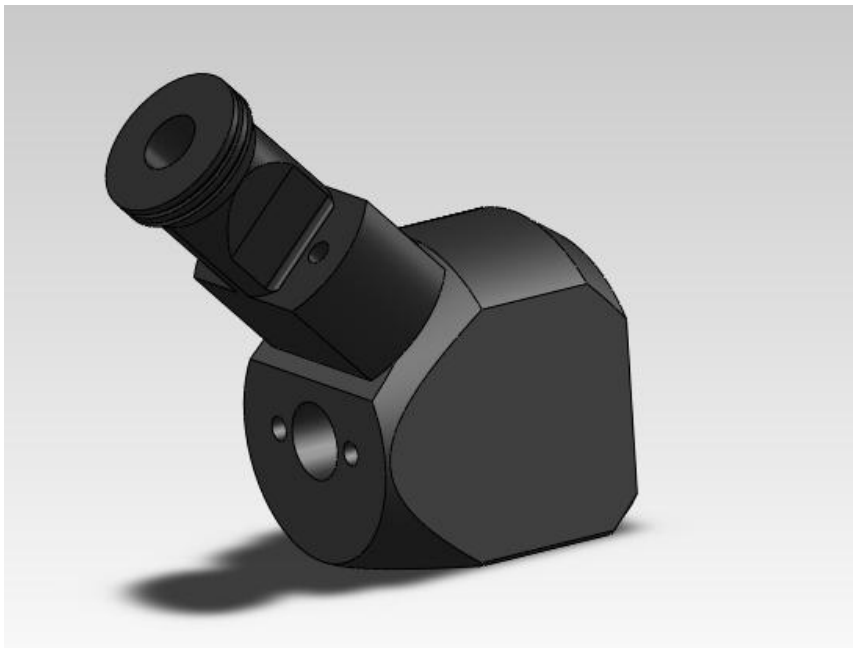


Figura 7.4 – Representação tridimensional do novo coletor de admissão

Ao redesenhar o coletor de admissão já existente foi então possível simplificar em grande parte o seu fabrico, bem como aproveitar o material existente, tendo-se contudo conseguido manter as especificações do coletor de admissão original.

7.2 Fabrico do coletor de admissão

Depois da fase de otimização do coletor de admissão de modo a tornar o seu fabrico mais simples e possuindo já a representação tridimensional do mesmo, tornou-se então necessário proceder ao seu fabrico, sendo que a primeira fase passou pela elaboração dos desenhos técnicos dos componentes a fabricar, e posteriormente a sua impressão de modo a auxiliar o fabrico.

O primeiro componente a ser fabricado foi a parte inferior do coletor de admissão, realizado no torno mecânico, tendo-se partido de um varão de *nylon* preto que foi cortado nas medidas necessárias, sendo que depois foram facejadas ambas as faces do elemento cortado até se obter o comprimento pretendido para o componente, tendo de seguida sido realizado o desbaste de ambos os lados do componente de modo a conferir a este os ângulos exteriores estipulados no projeto. Posteriormente, foi realizada a cavidade destinada à admissão de combustível, cuja fase inicial passou pela furação passante de todo o componente, sendo depois a cavidade cônica realizada com um ferro de corte interior de modo a respeitar o ângulo pretendido. Posteriormente o componente foi rodado, tendo do lado oposto sido realizada a caixa destinada a acoplar o injetor de combustível.

A fase seguinte foi a realização da cavidade destinada a estabelecer a comunicação entre a conduta de admissão de combustível e a conduta de admissão de ar. Para tal a peça já maquinada foi retirada do torno mecânico e foi colada na fresadora universal, onde se definiu o local que iria albergar a cavidade de admissão de ar, sendo que posteriormente o local foi facejado de modo a criar um plano onde fosse possível definir o centro da cavidade. Com o centro marcado foi então possível retornar a peça ao torno mecânico, onde foi fixa com uma bucha de grampos independentes de modo a definir o centro de rotação da peça como o centro da cavidade de admissão de ar que se pretende criar. Posteriormente toda a zona foi facejada até as medidas definidas no projeto, sendo que de seguida procedeu-se à realização de um furo de dimensões inferiores à cavidade de admissão de ar, mas que permite já a comunicação da zona facejada com a conduta de admissão de combustível previamente realizada. A última fase foi a elaboração da cavidade de admissão de ar, realizada com recurso a um ferro de corte interior, que permitiu alargar o furo realizado anteriormente até as dimensões especificadas no

projeto. Posteriormente retornou-se a peça à fresadora universal com o objetivo de retirar os excessos de material como pode ser visto na Figura 7.5.



Figura 7.5 – Fase final do fabrico da parte inferior do coletor de admissão

Realizada a parte inferior do coletor de admissão, foi necessário proceder à realização dos furos responsáveis por albergar os varões de aço que possibilitam a ligação entre esta parte e a parte superior do coletor de admissão. Como tal a primeira fase passou pela fixação da peça no engenho de furar, sendo este um processo delicado devido à geometria da peça, que dificulta a fixação da mesma, tornando obrigatório o uso do comparador para verificar o alinhamento da face a furar, como pode ser vista na Figura 7.6.



Figura 7.6 – Verificação do paralelismo por intermédio do comparador na face a furar

Verificado o alinhamento da face a furar, procedeu-se à definição do zero peça, coincidente com o centro da conduta de admissão de ar. Posteriormente procedeu-se à realização dos furos destinados a albergar os veios de aço. Com os furos realizados foram então

talhadas roscas no seu interior por intermédio de ferramentas manuais destinadas ao efeito, sendo que de seguida foram fixos os veios de aço nas roscas talhadas. Para a imobilização dos veios nas roscas foi utilizada cola especifica para fixar roscas, tendo para os veios sido utilizados veios já roscados de fábrica, que apenas foram cortados com as medidas pretendidas. A parte inferior do coletor de admissão pode ser vista na Figura 7.7 já concluída.



Figura 7.7 – Parte inferior do coletor de admissão já concluída

Realizada a parte inferior do coletor de admissão procedeu-se então ao fabrico da parte superior, tendo esta também sido realizada a partir de um varão de *nylon* preto, que foi previamente cortado com as medidas pretendidas e tendo sido posteriormente colocado no torno mecânico para lhe conferir a geometria desejada. Na Figura 7.8 pode ser observada a parte superior do coletor de admissão fixa no torno, durante a fase de fabrico da mesma.



Figura 7.8 – Parte superior do coletor de admissão fixa no torno durante a fase de fabrico

Conferida a geometria pretendida à peça foi necessário realizar a condução de admissão de ar, tendo sido realizada com recurso a um ferro de corte interior após uma furação passante da peça que permitiu definir o centro da condução de admissão de ar, bem como a criação de espaço para possibilitar a utilização do ferro de corte interior. Posteriormente, a peça realizada no torno transitou para a fresadora universal de modo a ser realizada a face onde será fixo o controlador da borboleta do acelerador.

Terminada a parte superior do coletor de admissão, tornou-se então necessário realizar a furação da mesma de modo a possibilitar o encaixe nos varões de aço presentes na parte inferior do coletor de admissão. Para tal a peça foi fixa no engenho de furar, no qual já não foi necessário a utilização do comparador em virtude da geometria relativamente simples da peça permitir uma boa fixação. Posteriormente foi definido o zero peça, coincidente com o centro da condução de admissão de ar, sendo de seguida realizados os furos passantes que irão encaixar nos veios presentes na parte inferior do coletor de admissão. Por último foi removido algum material, na lateral da peça com o intuito de albergar as porcas que irão imobilizar a peça. A parte superior do coletor de admissão pode ser observada na Figura 7.9, já concluída.



Figura 7.9 – Parte superior do coletor de admissão, já concluída

Realizadas ambas as partes constituintes do coletor de admissão, procedeu-se então a montagem do mesmo de modo a verificar a não existência de interferências de montagem nos componentes fabricados. Na Figura 7.10 pode observar-se o coletor de admissão já montado.



Figura 7.10 – Coletor de admissão montado

Depois de montado o coletor de admissão pôde concluir-se que não existem interferências de montagem, estando o conjunto funcional. Existem apenas algumas falhas no acabamento superficial da peça, causadas pela inexperiência na maquinagem de *nylon* preto, pois este material possui um comportamento à maquinagem bastante diferente dos materiais metálicos, sendo a sua apara contínua e difícil de quebrar sem gerar problemas no acabamento superficial. Também a remoção de rebarbas nas cavidades interiores se demonstrou uma tarefa bastante complicada.

8 CONCLUSÃO

O trabalho realizado e aqui documentado teve como objetivo principal o desenvolvimento e fabrico de alguns componentes do *UMotor*. Contudo sendo este um motor de ciclo sobre-expandido foi também realizada uma pesquisa bibliográfica acerca deste tipo de motores, tendo como objetivo tanto o enquadramento do tema como a exposição dos princípios de funcionamento deste tipo de motores. Relativamente ao *UMotor* é realizada uma comparação teórica entre este e um motor convencional de especificações idênticas, de modo a demonstrar as vantagens da utilização de um ciclo sobre-expandido neste caso concreto.

No âmbito do desenvolvimento e fabrico de componentes do *UMotor*, foram alvo de abordagem o cárter, a árvore de cames, os balanceiros, a cambota e o coletor de admissão, sendo que em alguns destes componentes já existia algum trabalho iniciado. Para além do trabalho realizado sobre os componentes foi ainda realizada alguma pesquisa bibliográfica acerca dos mesmos, de modo a melhor se perceber o papel que cada um assume no funcionamento de um motor de combustão interna.

Um outro aspeto a reter acerca do trabalho realizado prende-se com a importância que é dada aos meios e processos de fabrico utilizados em cada componente, sendo por isso descritos com algum pormenor os vários passos no fabrico de cada componente, bem como os meios que foram utilizados no processo.

8.1 Sugestões de trabalho futuro

Com o intuito de facilitar a continuação do trabalho apresentado, são listadas seguidamente algumas sugestões de trabalho futuro:

Concluir o trabalho realizado na culassa, procedendo à colocação das guias e sedes das válvulas, bem como proceder ao fabrico das mesmas. Para o fabrico das válvulas uma boa base de partida poderão ser válvulas usadas do motor *Honda®* que equipa os modelos *CRF/TRX 450*.

Realizar a montagem dos componentes que se alojam na culassa, tais como válvulas, balanceiros e árvore de cames.

Montagem de todos os componentes do cárter e restantes componentes no seu interior, tal como trem hipo-cicloidal, tendo o cuidado de fixar a roda de coroa do trem hipocicloidal ao cárter de modo a impedir que esta rode e venha a dessincronizar o motor.

Dimensionar o sistema de distribuição e proceder ao fabrico dos componentes que forem necessários.

Dimensionar e fabricar o coletor de escape.

Montagem do motor.

Seria importante, quando possível, realizar-se uma nova fundição da culassa pois a existente possui alguns defeitos nomeadamente em termos de tolerâncias dimensionais que poderão afetar o funcionamento dos componentes anexos à mesma.

Um outro aspeto a reter será a elaboração do caderno de fabrico acerca de cada um dos componentes a realizar, permitindo deste modo simplificar o fabrico dos componentes no futuro, caso exista necessidade de os realizar de novo.

9 REFERÊNCIAS

- [1] MARTINS, Jorge José Gomes (2004) Motores de Combustão Interna, 2ª edição. Publindustria Edições Técnicas
- [2] GRUENINGER, Wes (2007) Miller Time. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: Http://www.motivemag.com/pub/feature/tech/Motive_Tech_Miller_Time_-_The_Miller_Cycle_Engine_Explained.shtml
- [3] RICHARDS, Michael Graham (2009) More Information on Toyota's 2010 Prius (Generation III). Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: <Http://www.treehugger.com/cars/more-information-on-toyotas-2010-prius-generation-iii.html>
- [4] GOOIJER, Bert de (2009) VCR Advance. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: Http://www.gomecsys.com/uk/news_article_engine_tech_int_jan_2009.html
- [5] HONDA, Motor co, Ltd (2012) Performing more work with less fuel – Exlink. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: <Http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/>
- [6] PINTO, Jorge Manuel Araújo (2010) Fabrico de pequeno motor de combustão interna. Guimarães: Universidade do Minho
- [7] NORTON, L. Robert (2002) Cam Design and Manufacturing Handbook, 1ª edição. Nova Iorque: Industrial Press, Inc
- [8] MAGNANI, Fábio (2010) Motores 4 tempos. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: http://blog.fabiomagnani.com/?page_id=3149
- [9] SPEED, Grimm (2011) Intake Manifold Porting – Mitsubishi Evo X. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: http://www.grimmspeed.com/catalog/product_info.php?cPath=22&products_id=159
- [10] LOURENÇO, Carlos (2011) Fabrico de pequeno motor de ciclo sobre-expandido. Guimarães: Universidade do Minho

[11] SKF, Group (2012) Rolamentos de agulhas, com capa retirada, extremidades abertas, não estanque. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em:

<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=pt&imperial=false&windowName=null&perfid=146111&prodid=146111004>

10 BIBLIOGRAFIA

- CLARO, J. C. Pimenta (2007) Apontamento Teóricos de Mecânica Geral. Guimarães: Universidade do Minho
- CORREIRA, Pedro Miguel Cerqueira (2012) Projeto e análise de mecanismos came-seguidor com recurso a ferramentas informáticas. Guimarães: Universidade do Minho
- LOPES, Pedro Miguel Oliveira (2008) Otimização de Veículos Incluindo Desenvolvimento e Fabrico de Motores de Combustão Interna. Guimarães: Universidade do Minho
- LOURENÇO, Carlos Eduardo Ribeiro (2011) Fabrico de pequeno motor de ciclo sobre-expandido. Guimarães: Universidade do Minho
- MARTINS, Jorge José Gomes (2004) Motores de Combustão Interna, 2ª edição. Porto: Publindustria Edições Técnicas
- MELO, Rodrigo Névoa de (2009) Fabrico de motor. Guimarães: Universidade do Minho
- MORAIS, José Manuel de Simões (2004) Desenho Técnico Básico – Desenho de Construções Mecânicas, 3º volume. Porto: Porto Editora
- NORTON, L. Robert (2002) Cam Design and Manufacturing Handbook, 1ª edition. New York: Industrial Press, Inc
- PINTO, Jorge Manuel Araújo (2010) Fabrico de pequeno motor de combustão interna. Guimarães: Universidade do Minho

Suporte Digital

- ANDREW, TIM (2009) Subaru B5-TPH Concept. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: http://www.automobilemag.com/auto_shows/tokyo/0511_subaru_b5/
- GOOIJER, Bert de (2009) VCR Advance. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: http://www.gomecsys.com/uk/news_article_engine_tech._int._jan_2009.html
- GRUENINGER, Wes (2007) Miller Time. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: http://www.motivemag.com/pub/feature/tech/Motive_Tech_Miller_Time_-_The_Miller_Cycle_Engine_Explained.shtml

HONDA, Motor co, Ltd (2012) Performing more work with less fuel – Exlink. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: <http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/>

MAGNANI, Fábio (2010) Motores 4 tempos. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: http://blog.fabiomagnani.com/?page_id=3149

MARCIANO, João Paulo P. (2012) Introdução ao Comando Numérico. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAALOAJ/aula-codigo-g>

MUNDO CNC (2008) Conceitos Básicos. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: <http://www.mundocnc.com.br/basic7.php>

RICHARDS, Michael Graham (2009) More Information on Toyota's 2010 Prius (Generation III). Última consulta em 27-9-2012. Disponível em:

<http://www.treehugger.com/cars/more-information-on-toyotas-2010-prius-generation-iii.html>

SKF, Group (2012) Rolamentos de agulhas, com capa retirada, extremidades abertas, não estanque. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em:

<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=pt&imperial=false&windownName=null&perfid=146111&prodid=146111004>

SPEED, Grimm (2011) Intake Manifold Porting – Mistsubishi Evo X. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em:

http://www.grimmspeed.com/catalog/product_info.php?cPath=22&products_id=159

TEKSOFT, CAD/CAM System (2006) Mill and Turn Tutorial. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em: <http://www.rose-hulman.edu/class/me/me520/tutorial-mill-and-turn.pdf>

WIKIPEDIA (2012) Computer Aided Manufacturing. Última consulta em 27-9-2012.

Disponível em: http://en.wikipedia.org/wiki/Computer-aided_manufacturing

WIKIPEDIA (2012) Desenho Assistido por Computador. Última consulta em 27-9-2012.

Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Cad>

WIKIPEDIA (2012) Mazda K Engine. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em:

http://en.wikipedia.org/wiki/Mazda_K_engine#KJ-ZEM

WIKIPEDIA (2012) Miller Cycle. Última consulta em 27-9-2012. Disponível em:

http://en.wikipedia.org/wiki/Miller_cycle

11 ANEXOS

ANEXO A

Exemplo de obtenção de código G utilizando um *software CAM*

Durante o trabalho realizado, houve necessidade de maquinar diversos componentes do *UMotor* com recurso a máquinas-ferramentas *CNC*. Isto deve-se ao facto de as máquinas-ferramentas *CNC* permitirem obter peças com geometrias extremamente complexas, que de outra forma seriam bastante complicadas ou mesmo impossíveis de maquinar. Contudo, para o bom funcionamento de uma máquina-ferramenta *CNC*, torna-se necessário elaborar o código G, sendo este responsável por fornecer ao controlador da máquina todas as instruções necessárias para o processo de maquinação pretendido.

A elaboração do código G pode ser realizada de duas maneiras, manualmente ou com recurso a ferramentas *CAD/CAM*, sendo este último caso o mais comum em virtude da sua maior eficiência e simplicidade.

Quando se utiliza um *software CAM* para a obtenção do código G, este normalmente é elaborado em função de um determinado processo, que é geralmente bastante idêntico entre os diversos *softwares* disponíveis no mercado.

A título de exemplo será listado seguidamente todo o processo necessário para a obtenção do código G, recorrendo a um *software CAM*. O processo de maquinação utilizado neste exemplo será a maquinação das cavidades destinadas a alojar o óleo de lubrificação, no cárter.

Possuindo o desenho 3D do componente que se pretende maquinar, a primeira fase na obtenção do código G passa pela definição inicial das dimensões da peça a maquinar e posteriormente pela definição do zero peça. Para a definição das dimensões da peça a maquinar selecciona-se toda a peça, o que vai fazer com que sejam seleccionadas as dimensões máximas nas componentes de X, Y e Z, ficando assim definidas as medidas do bloco em bruto que vai dar origem à peça e que pode ser percebido pela zona delimitada a verde observada na Figura A.1.

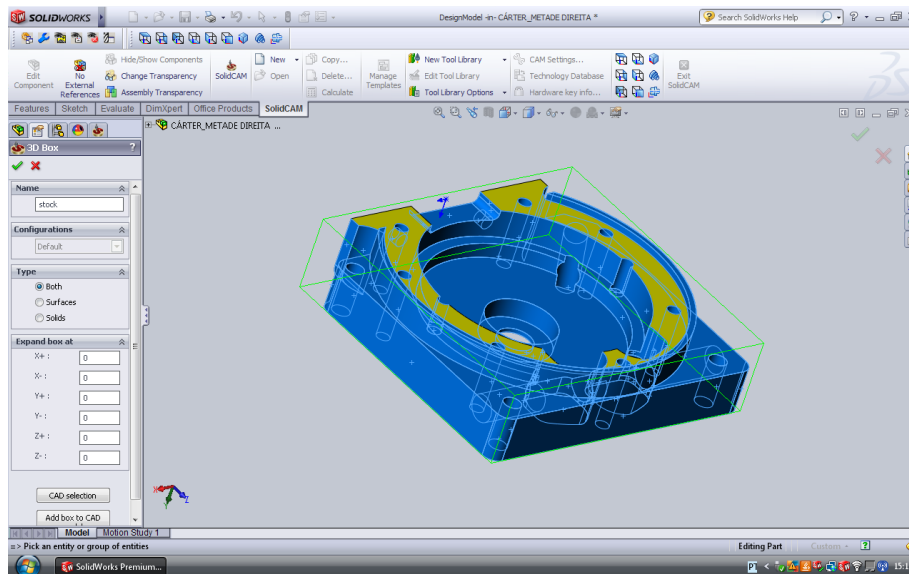


Figura A.1 – Definição das dimensões da peça a maquinar

Definidas as dimensões da peça a maquinar, torna-se necessário definir o zero peça, sendo este ponto representativo da origem do sistema de eixos da peça. Um aspeto importante a ter em atenção na definição do zero peça é garantir que qualquer uma das componentes em X, Y e Z sejam coincidente em direção com as da máquina a utilizar, relativamente à peça e à forma como esta é fixa na prensa. No caso da maquinagem das cavidades do cárter, o zero peça foi definido como estando no centro do bloco, como pode ser visto na Figura A.2.

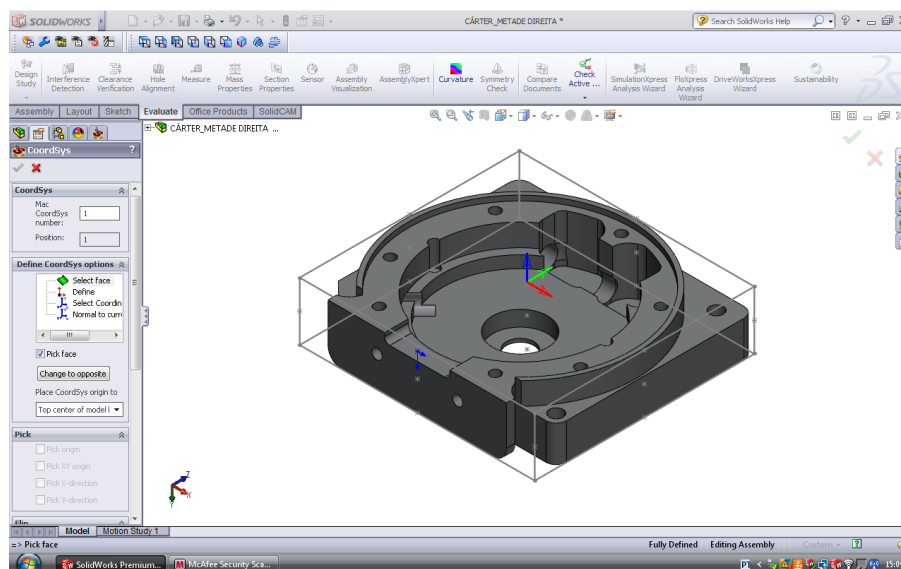


Figura A.2 – Definição do zero peça

Definidas as dimensões do bloco a maquinar, bem como o zero peça, o passo seguinte passa pela seleção da operação a realizar. No caso apresentado, da maquinagem das cavidades

do cárter foi escolhido o processo “*pocket operation*” da lista de processos “*milling*”, sendo este um processo comum à maioria dos *softwares CAM*.

O passo seguinte é realizar a definição da zona e geometria a maquinar, que pode ser observado na Figura A.3. A forma como a geometria a maquinar é selecionada poderá variar entre os diferentes *softwares CAM*, contudo esta, comumente deverá estar associada ao processo de maquinação escolhido previamente.

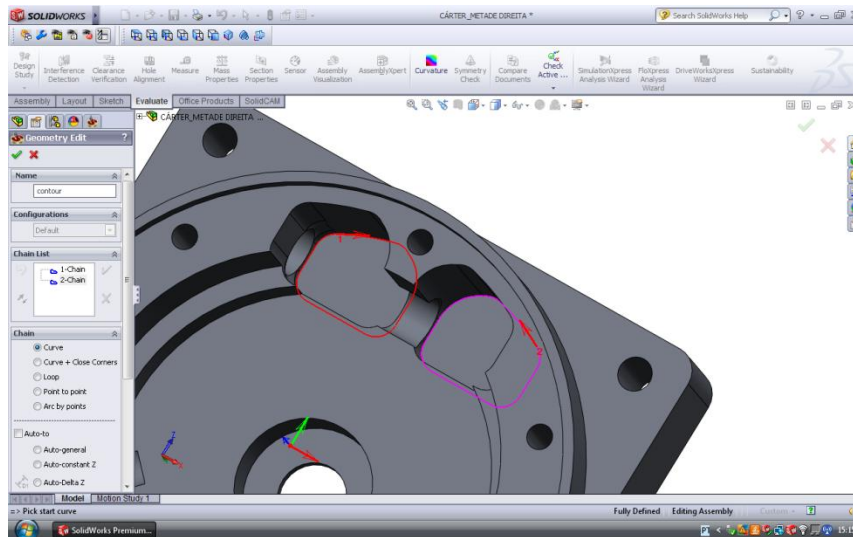


Figura A.3 – Definição da geometria das cavidades a maquinar

Posteriormente escolhe-se a ferramenta a ser utilizada, que no caso da maquinação das cavidades do cárter, foi uma fresa de 6 mm, como pode ser visto na Figura A.4.

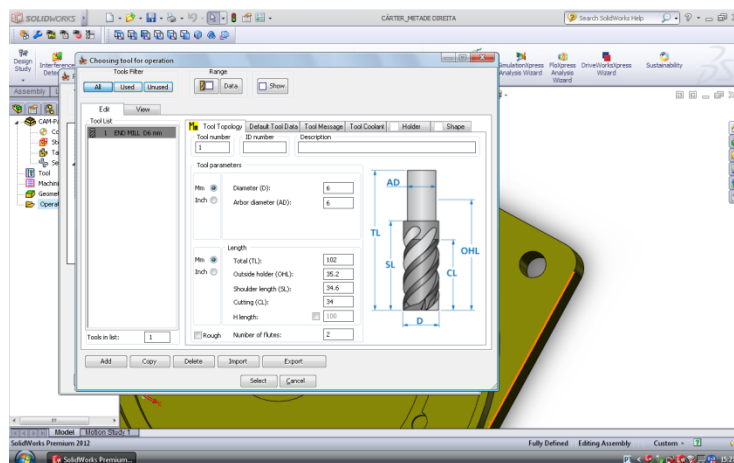


Figura A.4 – Escolha da ferramenta a utilizar

Também na fase de escolha de ferramenta, podem ser definidos os parâmetros de serviço da mesma, tais como a velocidade a que vai trabalhar, bem como os avanços nos eixos de X, Y e Z. Para a maquinação das cavidades do cárter foi definida uma velocidade de

3000 rpm para a fresa e um avanço em X e em Y de 300 mm/min, bem como um avanço em Z de 30 mm/min.

Seguidamente define-se a profundidade mínima e máxima em que a maquinagem vai decorrer, bem como a quantidade de material que é retirado a cada passagem. Também é nesta fase que se define a altura a que a ferramenta retrai quando realiza um movimento rápido, bem como a distância de segurança que deve manter.

Definidos os níveis de maquinagem resta definir os parâmetros finais, onde é possível definir a abordagem utilizada no processo de maquinagem, como por exemplo se a ferramenta machuca a zona pretendida por passagem linear, circular, ou contorno da geometria. No caso da maquinagem das cavidades foi utilizada a abordagem “*countour*”, que realiza um contorno em torno da geometria escolhida e que segue do exterior para o interior desta. Também aqui é possível definir parâmetros como o excesso de material que se pretende deixar na peça se for caso disso, ou se é necessário uma passagem final de acabamento na superfície maquinada. Os parâmetros que são possíveis de definir nesta fase podem apresentar algumas diferenças significativas entre os diversos *softwares CAM*.

Com todos os parâmetros de maquinagem definidos torna-se então possível simular o processo de maquinagem, de modo a testar a viabilidade do mesmo, como pode ser visto na Figura A.5. Realizada esta simulação e validado o processo de maquinagem, pode então gerar-se o código G.

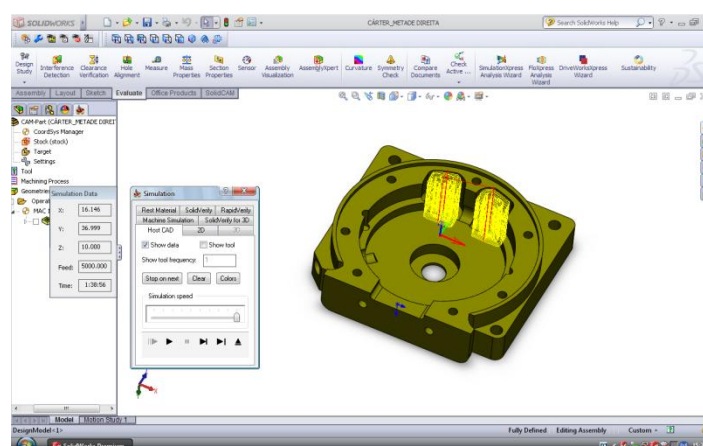


Figura A.5 – Simulação do processo de maquinagem elaborado

Um excerto do código G utilizado para a maquinação das cavidades do cárter pode ser visto seguidamente:

```
%MPF 1
M54
G54 G96 S3000 F300 D1 M3
G0 X-16.146 Y44.2 Z10.
  Z2.
G1 Z-1. F33
  X-14.2 F100
  Y44.809
G3 X-16.146 Y44.2 R50.832
G1 Y40.6
  X-10.6
  Y45.
G2 X-10.596 Y45.243 R6.6
G3 X-12.673 Y48.502 R3.4
G2 X-13.271 Y48.79 R6.6
G3 X-23.4 Y45.146 R54.432
G1 Y40.6
  X-16.146
  Y37.
  X-9.
G3 X-7. Y39. R2.
G1 Y45.
  X-6.998 Y45.111
G3 X-11.275 Y51.819 R7.
G2 X-11.844 Y52.136 R3.
G3 X-13.464 Y52.449 R2.
  X-25.892 Y47.936 R58.032
  X-27. Y46.146 R2.
G1 Y39.
G3 X-25. Y37. R2.
G1 X-16.146
.
.
.
G3 X9. Y37. R2.
G1 X16.146
G0 Z10.
M5 M9
M30
```

Onde:

F – Corresponde ao valor de velocidade do avanço
G0 – Realiza um posicionamento rápido
G1 – Realiza uma interpolação linear
G2 – Realiza um arco em sentido horário
G3 – Realiza um arco em sentido anti-horário
G54 – Posiciona a árvore no zero peça
G96 – Realiza um avanço constante
M3 – Inicia a rotação da árvore em sentido horário
M5 – Desliga a rotação da árvore
M9 – Desliga a refrigeração
R – Corresponde ao raio do arco (na fresadora utilizada R é substituído por U)
S – Corresponde à velocidade de rotação da árvore
X – Corresponde à coordenada no eixo de X
Y – Corresponde à coordenada no eixo de Y
Z – Corresponde à coordenada no eixo de Z

ANEXO B

Diagramas s-v-a-j

Para o correto dimensionamento dos perfis dos cames, um passo fulcral passa pela elaboração dos diagramas s-v-a-j para cada perfil dos cames, sendo que os diagramas $s(\theta)$ representam o deslocamento do seguidor, os diagramas $v(\theta)$ representam a sua velocidade, os diagramas $a(\theta)$ representação a sua aceleração e os diagramas $j(\theta)$ representam o seu impulso.

Os diagramas $s(\theta)$ elaborados para os perfis de admissão e escape são representados na Figura B.1 e Figura B.2 respetivamente, em que o eixo de X corresponde ao deslocamento em mm, ao passo que o eixo de Y corresponde ao ângulo de rotação do came em graus ($^{\circ}$).

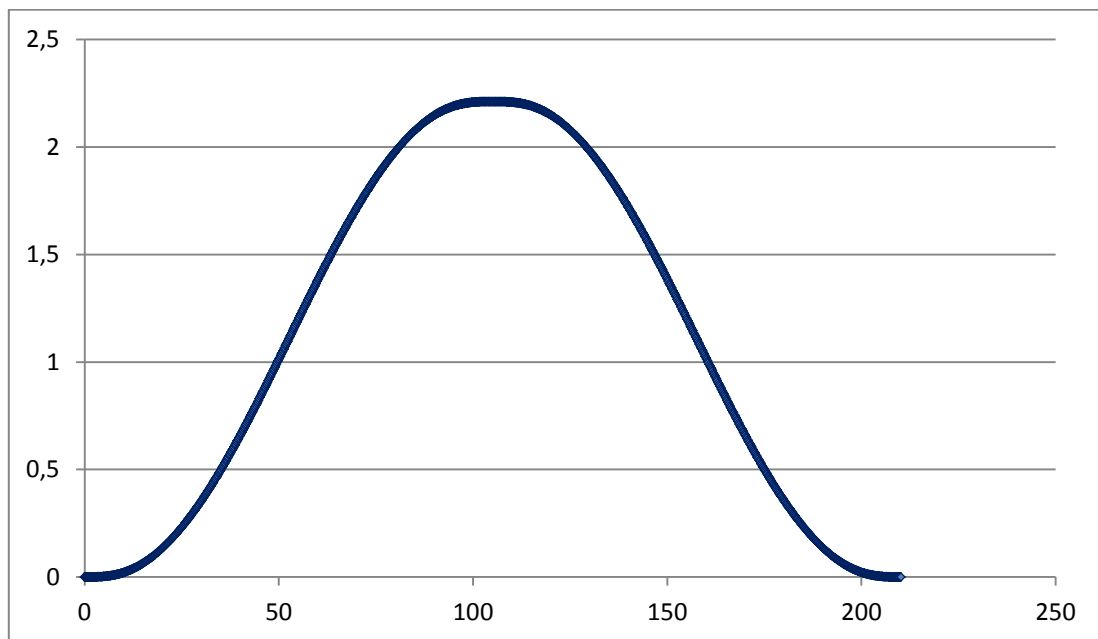


Figura B.1 – Diagrama $s(\theta)$ correspondente ao came de admissão

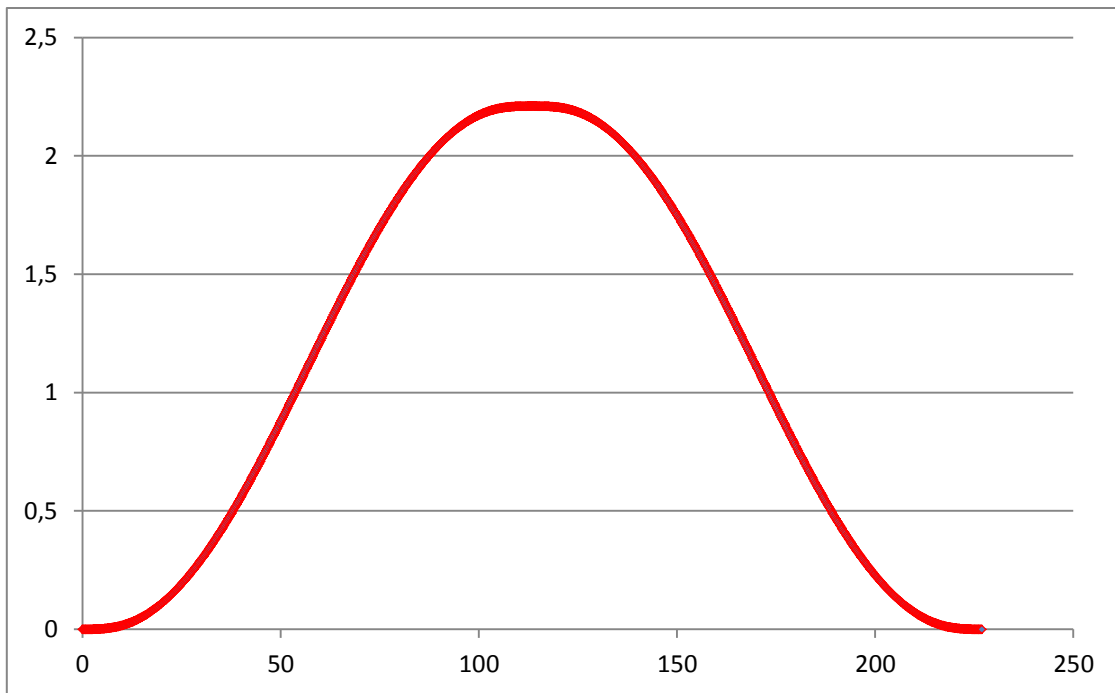


Figura B.2 – Diagrama $s(\theta)$ correspondente ao came de escape

Os diagramas $v(\theta)$ elaborados para os perfis de admissão e escape são representados na Figura B.3 e Figura B.4 respectivamente, em que o eixo de X corresponde à velocidade em m/rad ao passo que o eixo de Y corresponde ao ângulo de rotação do came em graus ($^\circ$).

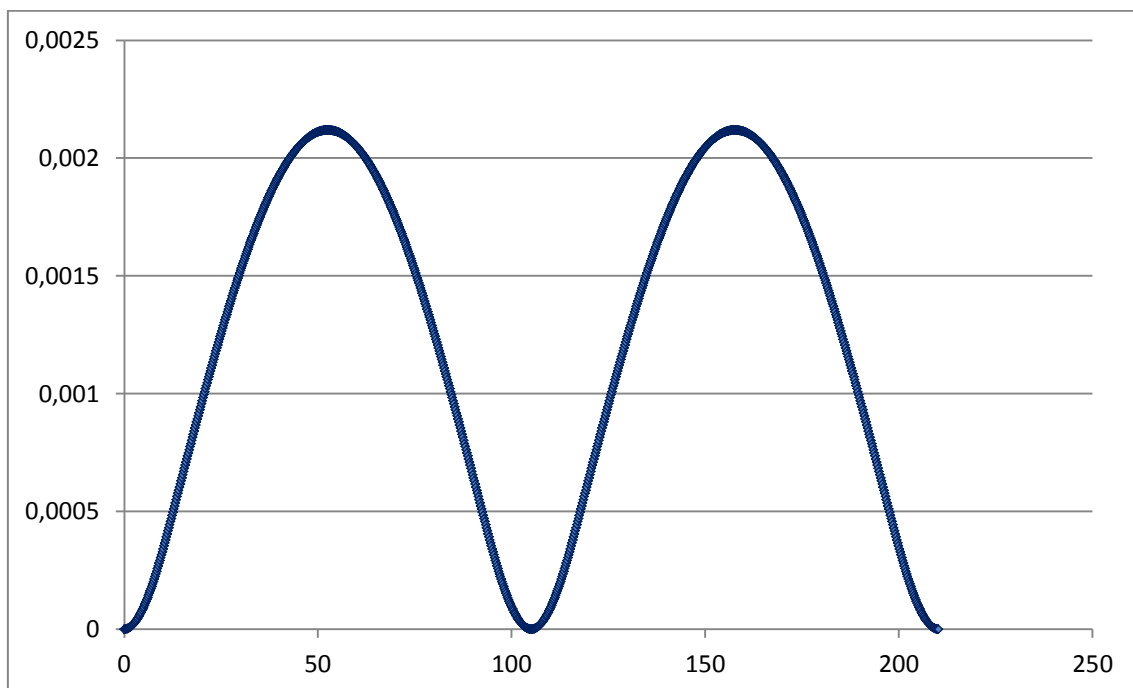


Figura B.3 – Diagrama $v(\theta)$ correspondente ao came de admissão

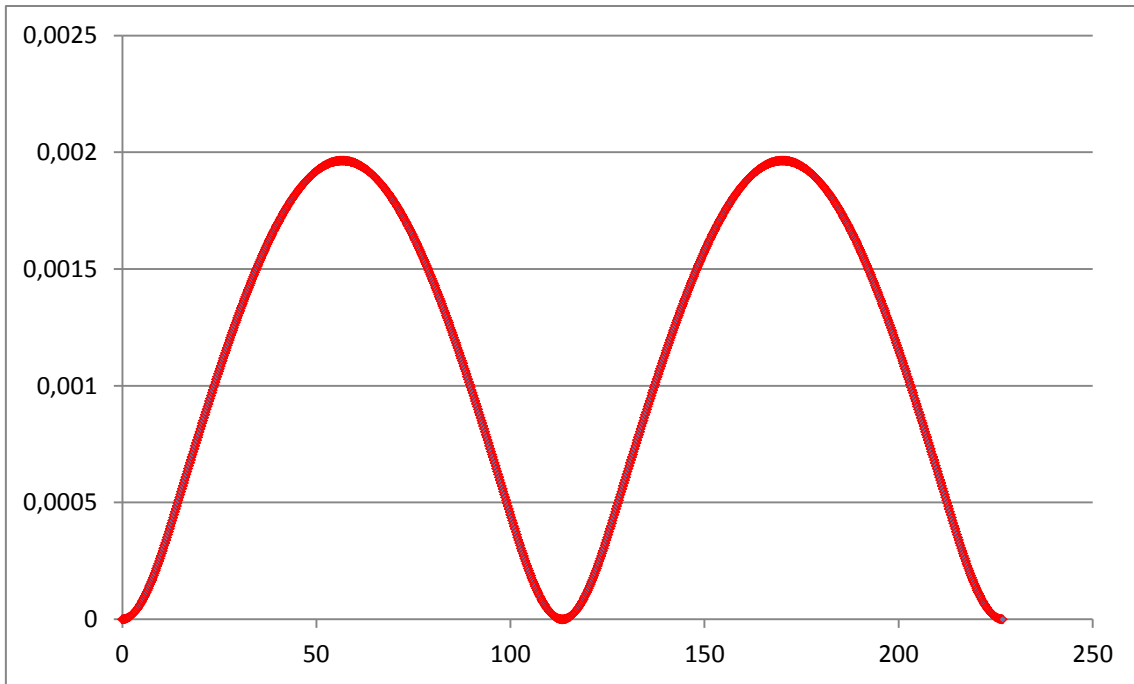


Figura B.4 – Diagrama $v(\theta)$ correspondente ao came de escape

Os diagramas $a(\theta)$ elaborados para os perfis de admissão e escape são representados na Figura B.5 e Figura B.6 respectivamente, em que o eixo de X corresponde à aceleração em m/rad^2 ao passo que o eixo de Y corresponde ao ângulo de rotação do came em graus ($^\circ$).

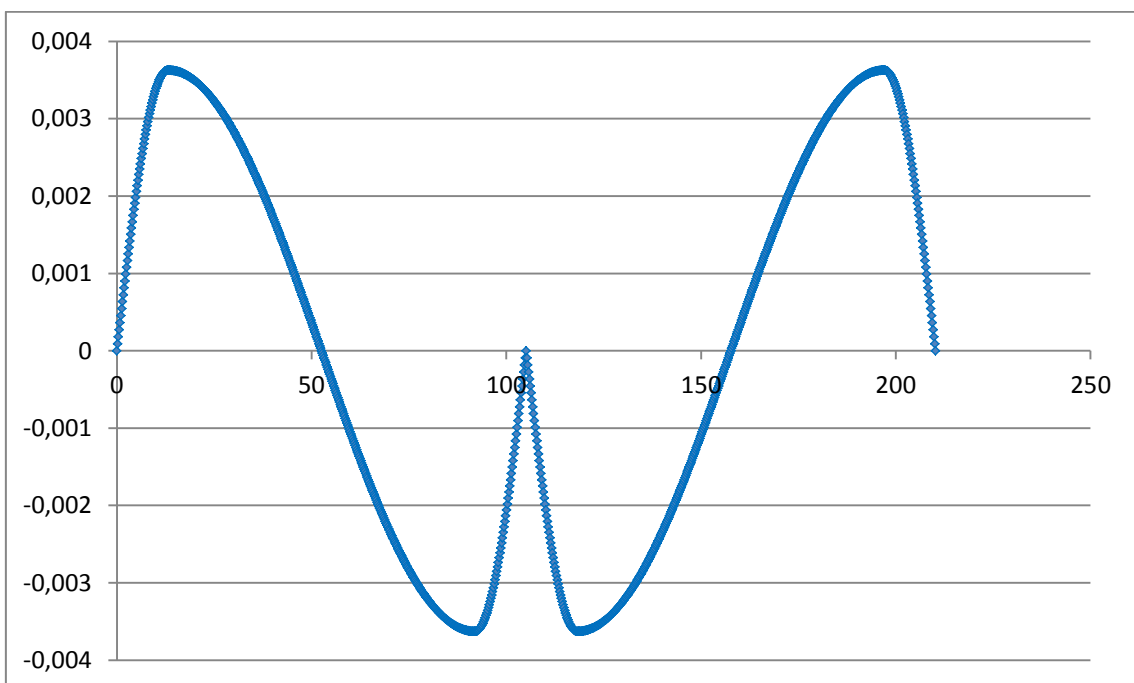


Figura B.5 – Diagrama $a(\theta)$ correspondente ao came de admissão

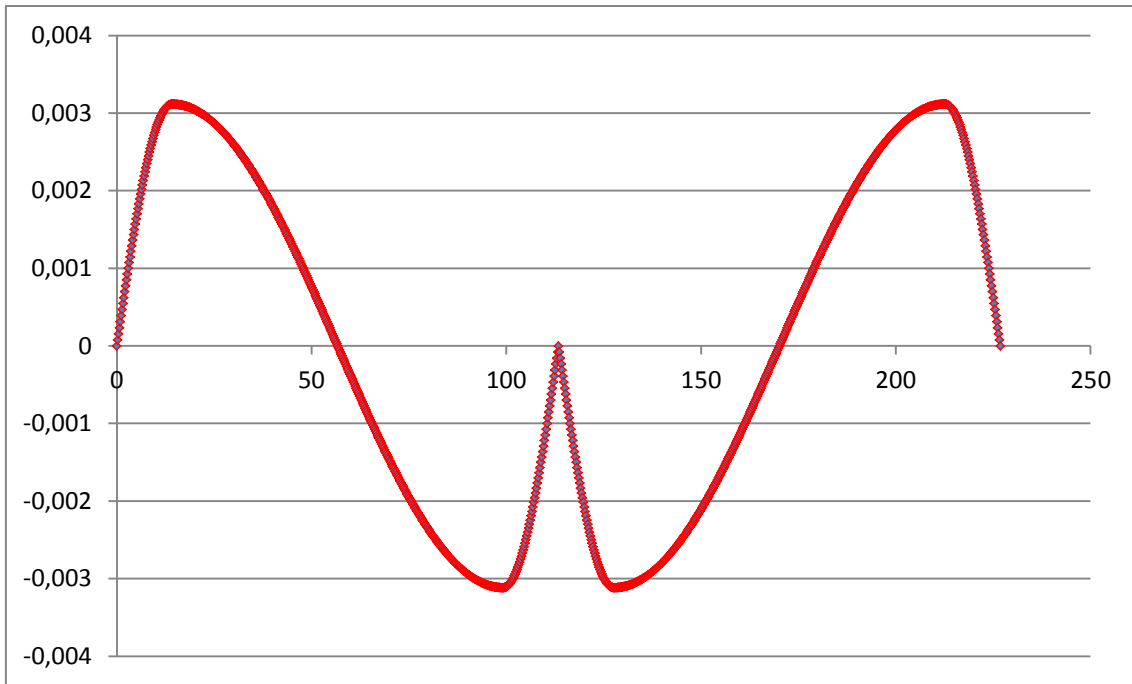


Figura B.6 – Diagrama $a(\theta)$ correspondente ao came de escape

Os diagramas $j(\theta)$ elaborados para os perfis de admissão e escape são representados na Figura B.7 e Figura B.8 respectivamente, em que o eixo de X corresponde ao impulso em m/rad^3 ao passo que o eixo de Y corresponde ao ângulo de rotação do came em graus ($^\circ$).

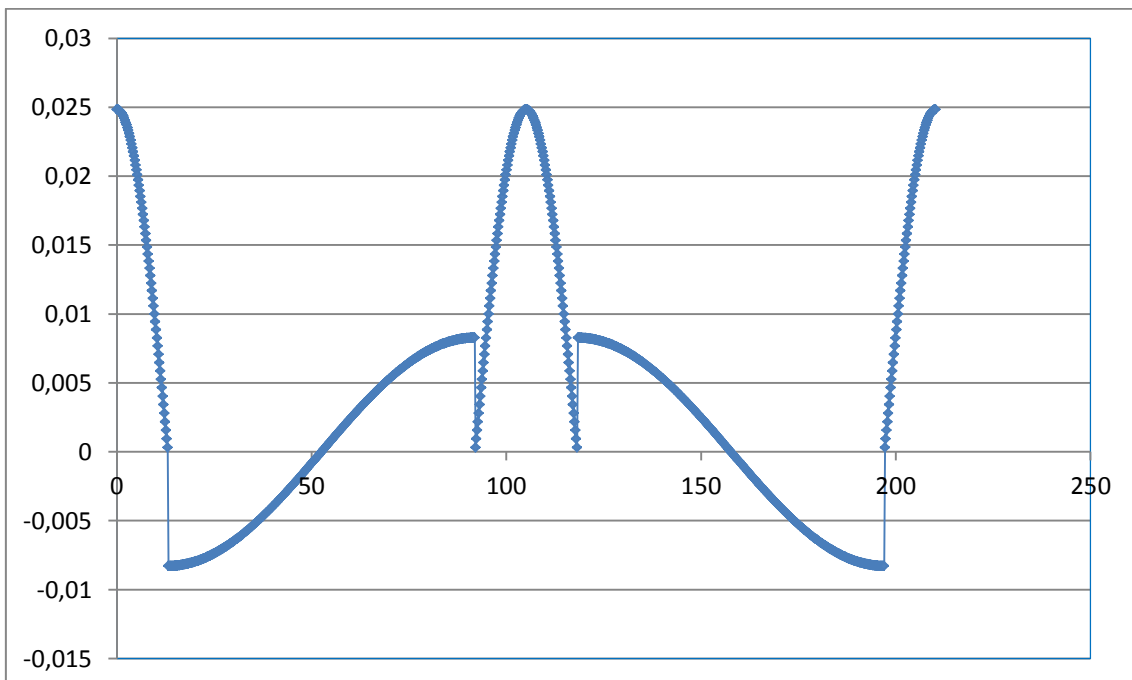


Figura B.7 – Diagrama $j(\theta)$ correspondente ao perfil de admissão

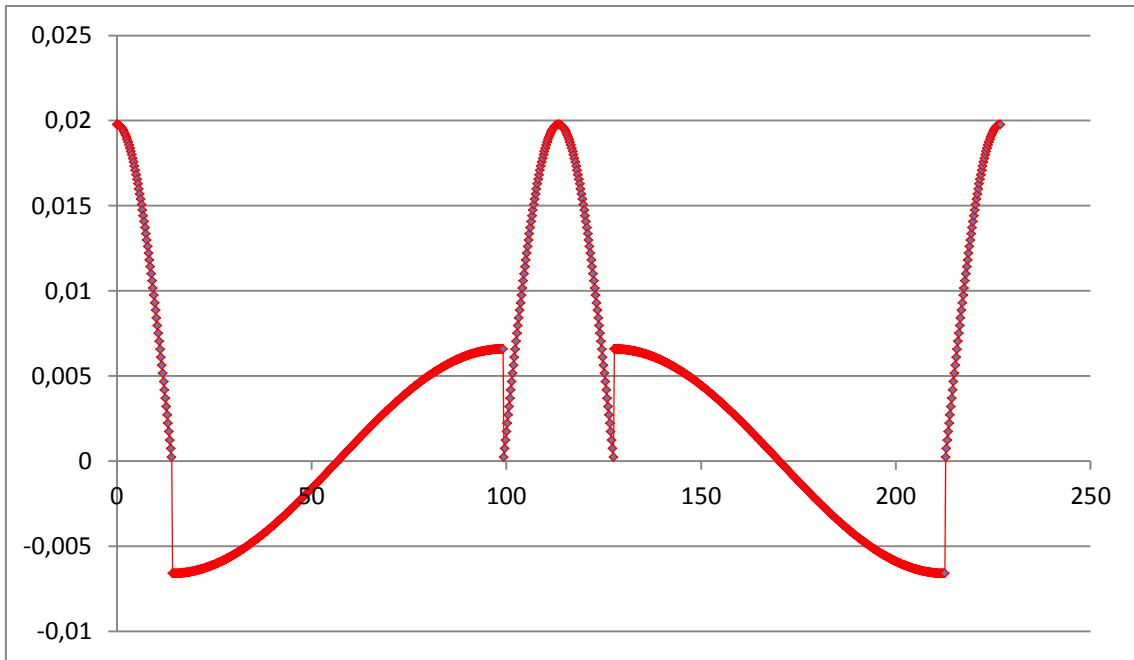


Figura B.8 – Diagrama $j(\theta)$ correspondente ao perfil de escape

ANEXO C

Diagramas de equilibragem da cambota

A aceleração angular medida no eixo de rotação da cambota desenhada em trabalhos anteriores é apresentada na Figura C.1.

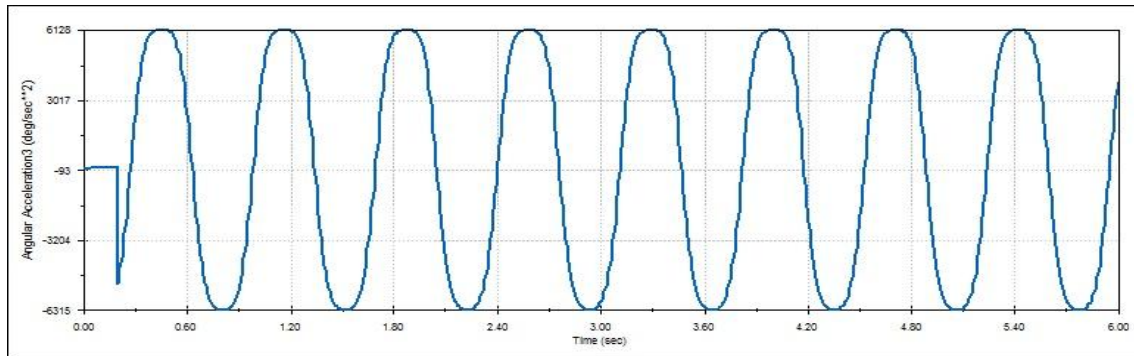


Figura C.1 – Aceleração angular da cambota desenhada em trabalhos anteriores

A aceleração angular medida no eixo de rotação da nova cambota desenhada é apresentada na Figura C.2.

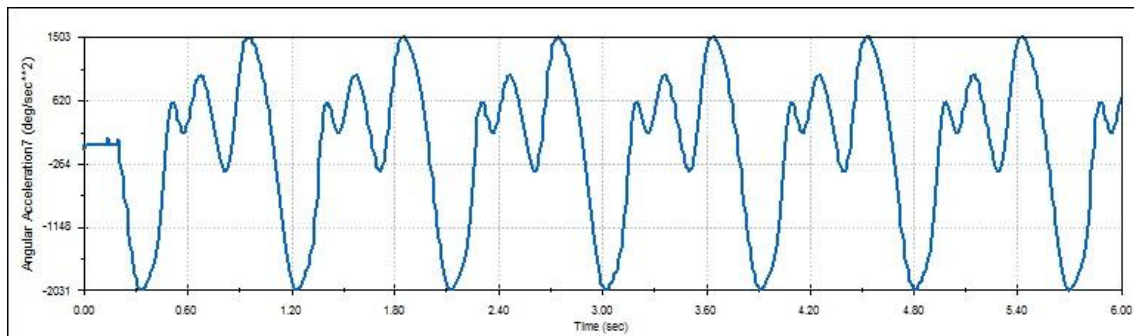


Figura C.2 – Aceleração angular da nova cambota desenhada

A aceleração angular medida no eixo de rotação da nova cambota com redução de massa nos contrapesos é representada na Figura C.3.

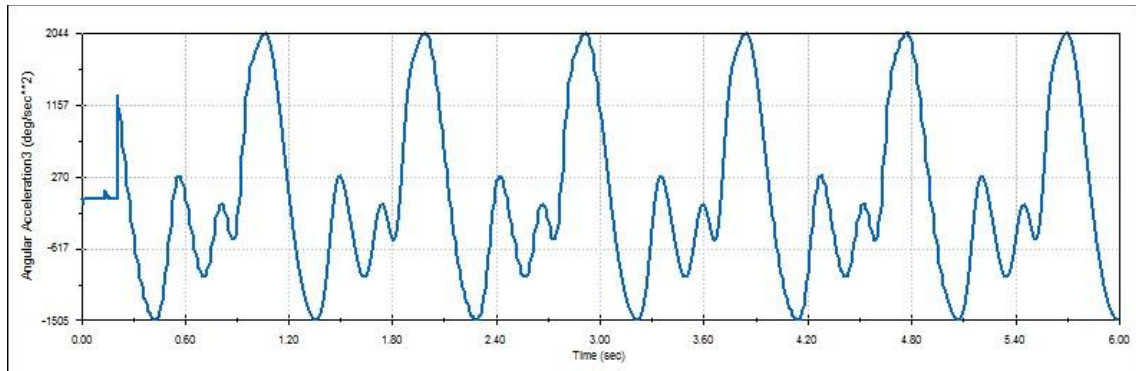


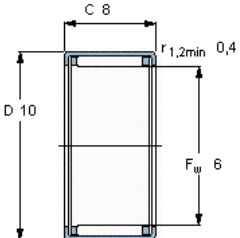
Figura C.3 – Aceleração angular da nova cambota com redução de massas nos contrapesos

ANEXO D

Seleção de rolamentos utilizados nos balanceiros

Em trabalhos anteriores foi definido que para os balanceiros seriam utilizados rolamentos de referência *HK0606*, ou seja rolamentos de agulha sem pista interior, com diâmetro exterior de 10 mm, diâmetro interior de 6mm e largura de 6 mm. Contudo o fabricante de rolamentos informou que tais rolamentos não se encontram já disponíveis, pelo que foi necessário realizar pesquisa para encontrar a medida mais próxima disponibilizada pelo fabricante. A alternativa encontrada foram os rolamentos de referência *HK0608*, idênticos aos escolhidos anteriormente em quase todas as especificações à exceção da largura que passa a ser de 8 mm. As especificações dos novos rolamentos são apresentadas na Figura D.1.

Rolamentos de rolos de agulhas, com capa retirada, extremidades abertas , non étanches									
Dimensões principais		Capacidades de carga		Carga limite de fadiga	Velocidades		Massa	Designação	
F_w	D	C	C	C_0	P_u	Velocidade de referência	Velocidade limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
6	10	8	2,01	1,73	0,18	20000	22000	0,0021	HK 0608



Acessórios apropriados

- Anel interno IR -
- anel interno LR -
- Vedante G G 6x10x2 S
- Vedante SD -

Figura D.1 – Especificações dos rolamentos utilizados para os balanceiros. [11]

ANEXO E

Montagem do *UMotor* em *CAD*

Em trabalhos realizados anteriormente existia já a modelação dos componentes constituintes do *UMotor*, bem como um modelo virtual dos mesmos, realizado em *software SolidWorks®*. Contudo no trabalho realizado foram alterados alguns dos componentes existentes e desenhados alguns novos que ainda estavam em falta, o que tornou necessária a elaboração de um novo modelo virtual do *UMotor*. Existiu ainda a necessidade de redesenhar alguns dos componentes já existentes de outros trabalhos pelo facto de se ter verificado algumas incompatibilidades entre as versões do *software SolidWorks®* utilizado em trabalhos anteriores e o utilizado no presente trabalho.

Na Figura E.1 pode ser vista uma representação 3D da montagem do cárter e cilindro do *UMotor* e na Figura E.2 a representação 3D do conjunto já montado.



Figura E.1 – Representação da montagem do cárter e cilindro do *UMotor*



Figura E.2 – Representação do cárter e cilindro do *UMotor* montados

Na Figura E.3 pode ser vista uma representação 3D da montagem da culassa do *UMotor* e na Figura E.4 a representação 3D do conjunto já montado.

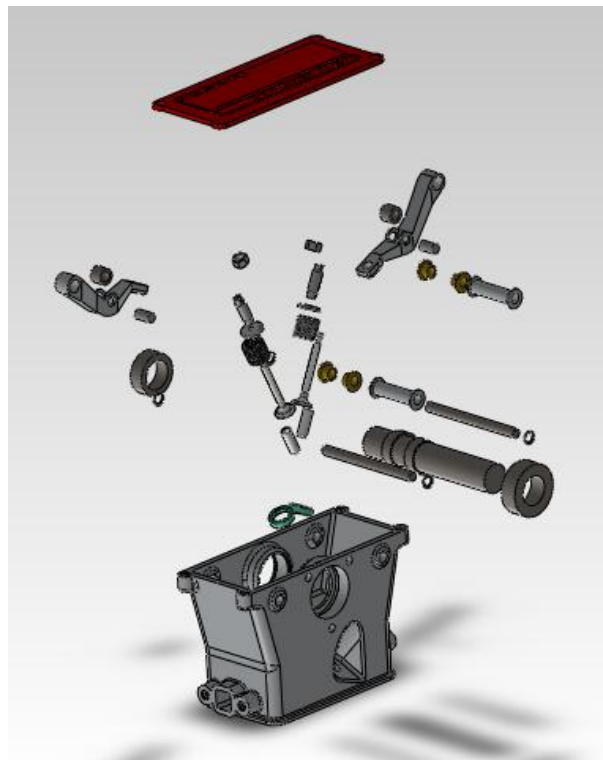


Figura E.3 – Representação da montagem da culassa do *UMotor*



Figura E.4 – Representação da culassa do *UMotor* montada

Na Figura E.5 pode ser vista a montagem do *UMotor*. Na Figura E.6 e na Figura E.7 pode ser vista a representação do *UMotor* já montado com todos os componentes desenhados até ao momento.



Figura E.5 – Representação da montagem do *UMotor*

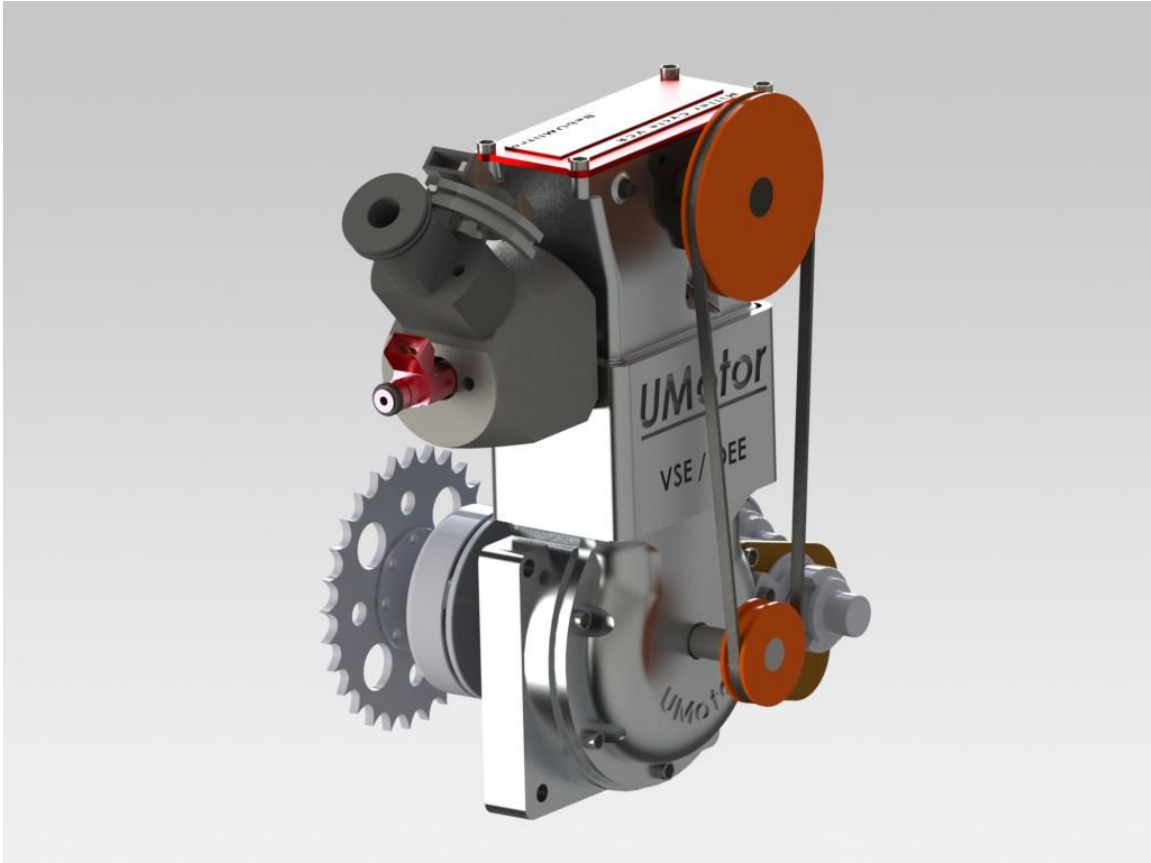


Figura E.6 – Representação do *UMotor* montado

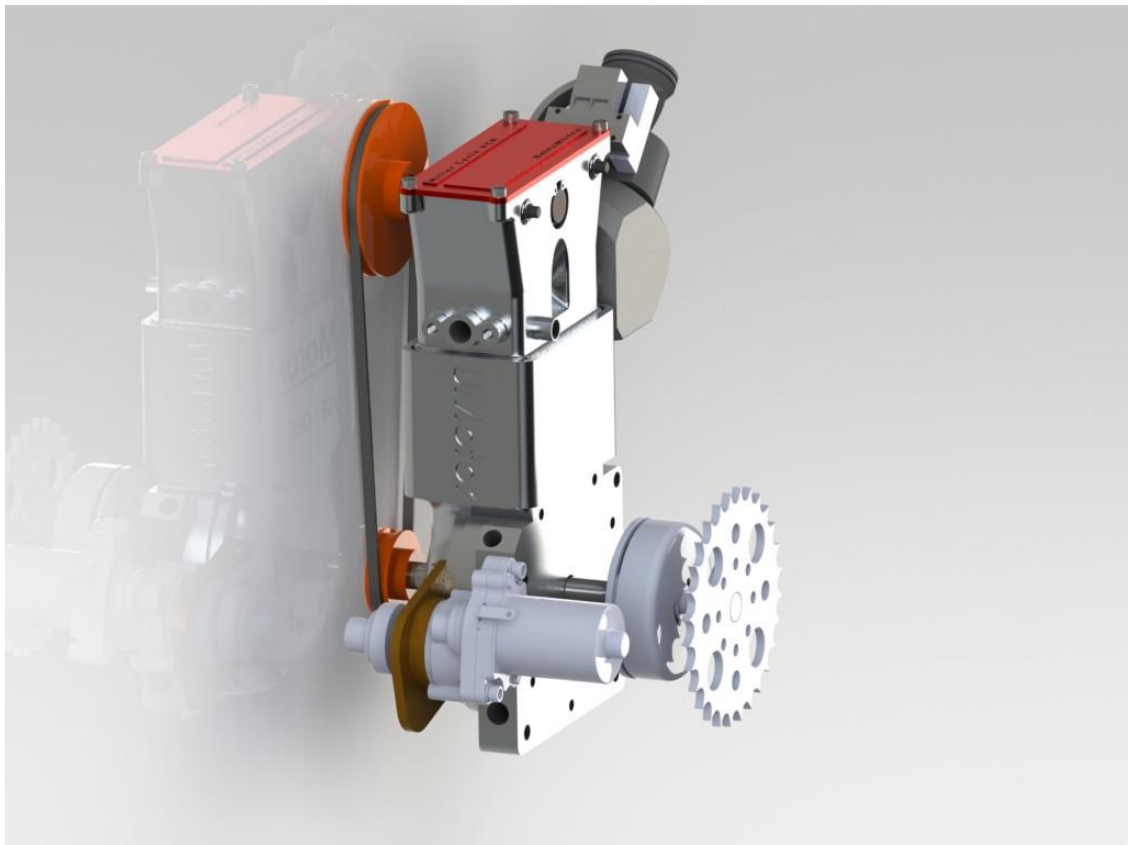


Figura E.7 – Representação do *UMotor* montado