

Dissertação para a obtenção de grau de Mestre em  
Engenharia Aeronáutica

UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR  
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIAS AEROESPACIAIS



ANÁLISE COMPUTACIONAL DA  
LAVAGEM DE UM MOTOR DIESEL, 2  
TEMPOS, DE PISTÕES OPOSTOS

**António Manuel Pinto Santos**

Professor Orientador: Prof. Dr. Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

Covilhã, Agosto de 2009

# Resumo

Depois de um grande sucesso dos motores de combustão interna de pistões opostos a 2 tempos, pela altura da sua introdução na aviação na década de 30, existiu um hiato no seu desenvolvimento e na sua utilização. Recentemente o interesse nestes motores foi reaceso, e alguns novos projectos têm vindo a ser desenvolvidos. A relevância do processo de lavagem num motor deste tipo é enorme pois tem influência directa no desempenho do processo combustão, na utilização do combustível e na redução dos níveis de poluição emitida, o que é fulcral uma vez que os motores 2 tempos perderam o seu lugar no mercado muito devido às deficiências reveladas nestes aspectos. Para otimizar este processo foi feito, neste trabalho, um estudo de um motor desenhado para este propósito. Utilizou-se um software CFD (computacional fluid dynamics) para configurar um modelo 3-D do motor e testou-se uma variedade de parâmetros para a admissão. Várias simulações foram feitas. Numa primeira fase variando a pressão na admissão e numa segunda fase variando o ângulo das janelas de admissão. A comparação entre os resultados foi feita utilizando a Teoria de Medição da Lavagem, permitindo revelar a configuração que revele melhores resultados para o nosso modelo.

# Abstract

Having accomplished a great success in aviation during the following years to its developing, the two-stroke opposed piston diesel engines have ever since been put aside, there was a hiatus on its developing. In the last few years a revival as occurred, some new projects have been developed. The importance of the scavenging process in such an engine is major because it has a direct impact on the performance of the combustion process, in the fuel consumption efficiency and in the emissions levels. The inability to improve these factors resulted in a mitigation of the use of two-stroke engines in the past decades, an optimization is needed. To improve this process it was performed, in this paper, the study of the scavenging process in an engine designed for this purpose. CFD software was used to configure the scavenging process in a 3-D model of the engine, and to test a range of intake conditions. Several simulations were made. At first a range of intake pressures was tested, prior to that several angles for the intake duct were considered. The comparison, of the results obtained, was done considering the Scavenging Measurement Theory in order to choose the ones that reveal better results.

# Agradecimentos

Queria deixar uma palavra de apreço ao professor Francisco Brójo, pelas longas horas passadas em torno deste trabalho, por ter posto à minha disposição todo o material de que dispunha, e por me ter aturado nos dias mais difíceis, e quem já fez um trabalho desta natureza sabe bem que há muitos dias difíceis. Um Abraço Professor.

Não posso deixar de agradecer à minha família que me proporcionou uma excelente educação e que sempre me apoiou.

# Conteúdo

Resumo	i
Abstract	ii
Agradecimentos	iii
Índice de Tabelas	vi
Índice de Tabelas	vii
Nomenclatura	ix
<b>1. Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Motores 2 tempos	2
1.2 Motores de Pistões Opostos	3
1.3 Projectos Recentes	6
1.4 Análise do Processo de Lavagem – O estado da Arte	6
1.5 Motivação e Objectivos	7
<b>2. Modelos Matemáticos</b>	<b>8</b>
2.1 Teoria de Medição da Lavagem	8
2.2 Equações de Governo	10
2.3 Modelos de turbulência	13
2.4 Discretização das Equações de Governo	15
<b>3. Métodos Computacionais</b>	<b>17</b>
3.1 Modelo	18
3.2 Malha Numérica	19
3.3 Malha Dinâmica ( <i>Dynamic Mesh</i> )	21
3.4 Modelo de Turbulência	23

3.5 Transporte de Espécies .....	24
3.6 Condições de Fronteira .....	25
3.7 Solver .....	26
<b>4. Resultados</b>	<b>27</b>
<b>5. Conclusões</b>	<b>34</b>
<b>6. Trabalhos Futuros</b>	<b>35</b>
<b>Bibliografia</b>	<b>36</b>

# Índice de Tabelas

Tabela 1 - Características do Motor. ....	18
Tabela 2 - Eventos. ....	23
Tabela 3 - Os vários modelos de turbulência aplicados em simulações CFD ..	24
Tabela 4 - Factores de Relaxação. ....	26
Tabela 5 - Resultados do modelo 1 Patm. ....	28
Tabela 6 - Resultados do modelo 1 1,1Patm. ....	28
Tabela 7 - Resultados do modelo 1 1,2Patm. ....	28
Tabela 8 - Resultados do modelo 1 1,4Patm. ....	28
Tabela 9 - Resultados do modelo 2 Patm .....	30
Tabela 10 - Resultados do modelo 2 1,1Patm. ....	30
Tabela 11 - Resultados do modelo 2 1,2Patm. ....	30
Tabela 12 - Resultados do modelo 2 1,4Patm. ....	30

# Índice de Figuras

Figura 1 - Funcionamento do Motor 2-tempos. ....	2
Figura 2 - Funcionamento do Motor 4-tempos. ....	2
Figura 3 - Funcionamento do motor de pistões opostos. ....	4
Figura 4 - Ilustração do Junkers Jumo 205. ....	5
Figura 5 - Funcionamento do Junkers Jumo 205. ....	5
Figura 6 - Geometria interna do motor. ....	19
Figura 7 - Malha numérica do modelo 1 ....	20
Figura 8 - Malha numérica do modelo 2. ....	21
Figura 9 – Layering ....	22
Figura 10 - Pressão característica a 1250 rpm. ....	25
Figura 11 - Flow Rate Saída/Entrada para Pintake=1,1Patm.. ....	28
Figura 12 - Percentagem de o <sub>2</sub> dentro do cilindro. ....	29
Figura 13 - Flow Rate Admissão/Saída Patm.. ....	30
Figura 14 - Flow Rate Admissão/Saída Pintake=1,1Patm. ....	30
Figura 15 - Percentagem de o <sub>2</sub> dentro do cilindro. ....	31
Figura 16 - Trapping Efficiency vs Eficiência de Lavagem ....	32
Figura 17 - Deslocação de o <sub>2</sub> - Modelo 1 - 150°. ....	28
Figura 18 - Deslocação de o <sub>2</sub> - Modelo 2 - 150°. ....	28
Figura 19 - Deslocação de o <sub>2</sub> - Modelo 1 - 180°. ....	28
Figura 20 - Deslocação de o <sub>2</sub> - Modelo 2 - 180°. ....	28
Figura 21 - Deslocação de o <sub>2</sub> - Modelo 1 - 240°. ....	30



Figura 22 - Deslocação de o2 - Modelo 2 - 240° .....	30
Figura 23 - Resultados do modelo 2 1,2Patm. ....	30
Figura 24 - Resultados do modelo 2 1,4Patm. ....	30

# Nomenclatura

IC – Internal Combustion

PMI – Ponto morto Inferior

PMS – Ponto morto Superior

CFD – Computer Fluid Dynamics

$\Lambda$  – Razão de Descarga

$\eta_{tr}$  – Eficiência de Retenção

$\eta_{sc}$  – Eficiência de Lavagem

$\eta_{ch}$  – Eficiência de Varga

$u_i$  - Velocidade

$p$  – Pressão

$\tau_{ij}$  - Tensor de stress viscoso

$e$  - Energia interna especifica

$h$  - Entalpia especifica

$q_j$  - Fluxo de calor

$k$  – Energia cinética Turbulenta

$\varepsilon$  - Coeficiente de dissipação

$T$  – Temperatura

$\mu_t$  - Viscosidade Turbulenta

$M$  – Número de Mach

$a$  – Velocidade do som

$\gamma$  - Quociente de calores específicos ou índice adiabático

FANS - Favre-Averaged Navier-Stokes

RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes

# 1. Introdução

O Junkers Jumo 205 foi o primeiro e o mais famoso de uma série de motores diesel, tendo sido durante mais de meio século, os únicos motores diesel para aeronaves bem sucedidos. Mais recentemente têm vindo a ser desenvolvidos alguns projectos de motores idênticos para aplicação aeronáutica [33, 34]. Neste tipo de motor é gerado trabalho mecânico em cada revolução da cambota, pelo que a potência gerada vai ser maior que aquela gerada por um motor a 4 tempos de dimensões semelhantes e a operar à mesma velocidade. Se a isto acrescentarmos o facto de que cada cilindro contem dois pistões podemos esperar bastante mais potência com este motor do que com um motor de tamanho e peso idêntico a 4 tempos. Este aspecto é uma das grandes aliciantes para implementar este tipo de motor na aeronáutica. Foi desta ideia que partiu a motivação para realizar um estudo que visasse a optimização desta tipologia de motores.

## 1.1 Motores a dois tempos

Um motor de combustão interna (IC - *Internal Combustion*) é um motor que converte a energia química de um combustível em energia mecânica. A energia do combustível é primeiro convertida em energia térmica, calor, através da combustão. A combustão provoca o aumento da temperatura, o aumento do volume dos gases e conseqüente aumento da pressão dentro do motor. Esta pressão é depois convertida em energia mecânica.

Existe uma variedade enorme de motores IC, com diferentes características. Podemos categorizá-los pelo número de tempos, ciclo operativo, tipo de combustível utilizado, método de admissão, tipo de ignição, tipo de arrefecimento ou disposição dos cilindros. No que toca ao número de tempos, os motores de combustão interna mais utilizados são os 2 tempos e os 4 tempos. O motor 2 tempos é aquele que completa o seu ciclo de operação com apenas uma revolução da cambota (Figura 1) enquanto o 4 tempos só produz energia mecânica a cada 2 revoluções da cambota (Figura 2). Por consequência, a

diferença fundamental entre os 4 e os 2 tempos é a ausência de separação entre a etapa de admissão e de expulsão dos gases queimados. Nos 2 tempos o processo de remoção dos gases queimados e de admissão de combustível, chamado de lavagem, ocorre simultaneamente. Este aspecto faz com que a lavagem seja muito mais complexa nos 2 tempos em comparação com os 4 tempos. Podemos dizer que a lavagem é provavelmente o factor mais importante no rendimento e desempenho de um motor a 2 tempos.

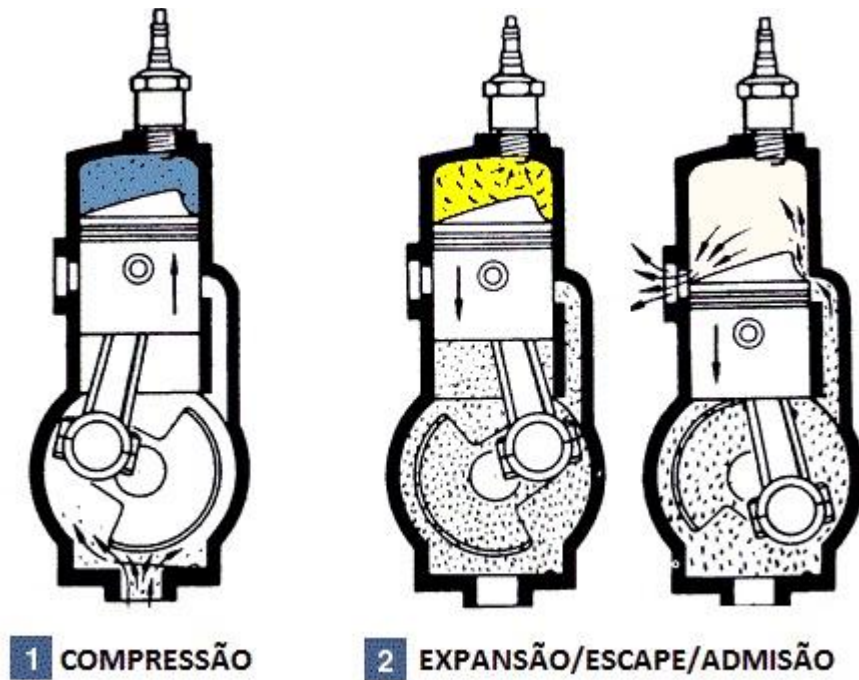


Figura 1 - Funcionamento do Motor 2-tempos

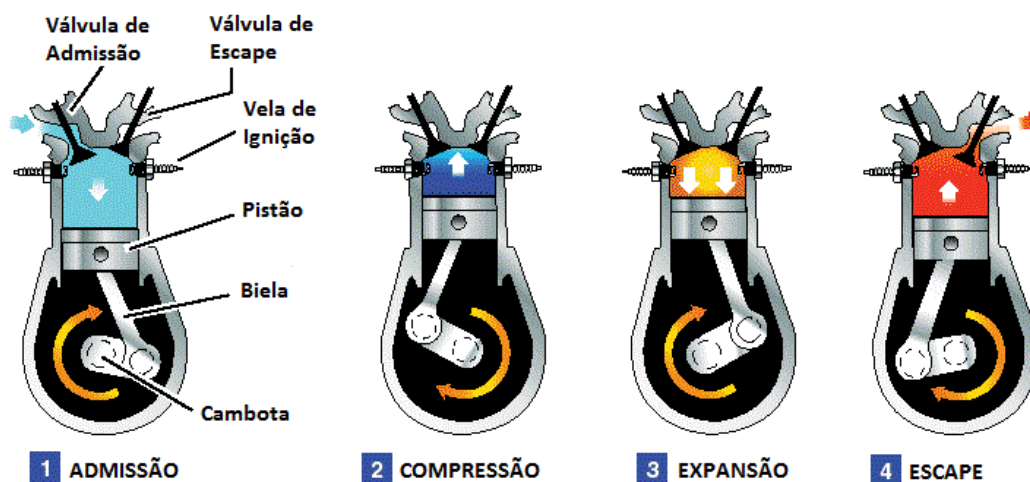


Figura 2 - Funcionamento do Motor 4-tempos

Estes motores são mecanicamente muito simples. Pelo facto de utilizarem portas em vez de válvulas o seu fabrico e manutenção são mais fáceis. Mas, destes princípios de funcionamento básicos, resultam perdas de combustível por curto-circuito e um nível de poluição inaceitável durante o processo de lavagem. O desempenho do motor está directamente dependente da lavagem. Em teoria, o processo de lavagem mais eficiente é aquele em que todos os gases queimados são expelidos e substituídos pela carga nova [2]. Contudo, na prática, isso é impossível, existirá sempre uma mistura entre gases queimados e novos na câmara de combustão. Smyth et al. [24] afirmam que "A qualidade da lavagem...depende em grande parte do direccionamento dos fluxos de carga fresca que entram no cilindro pelas portas de admissão". É possível que as portas de admissão estejam direccionadas de tal maneira que a carga fresca saía directamente pela porta de saída antes mesmo da combustão, resultando num desperdício de combustível. A esta perda chama-se de "curto-circuito". Sher [22] constatou que é passível de ser desperdiçado até 20% de combustível devido a este fenómeno.

À medida que a exigência dos clientes e a regulamentação no que diz respeito a níveis de emissão de gases poluentes se foi intensificando, os motores a 2 tempos foram perdendo mercado para os a 4 tempos. Hoje em dia é mais comum encontrá-los em pequenos equipamentos como motosserras ou máquinas de cortar relva, onde o tamanho reduzido e peso são uma exigência incontornável, ou em grandes máquinas como navios que requerem enormes potências e que não são alvo de uma regulamentação tão apertada a nível de emissões poluentes.

## 1.2 Motores de Pistões Opostos

Quando um único cilindro alberga dois pistões então denominá-lo-emos de motor de pistões opostos. Este tipo de motor surgiu no início do século passado em Dessau, Alemanha, desenvolvido pela Junkers Flugzeugwerke. Durante cerca de duas décadas foram fabricados e aperfeiçoados vários modelos [9] até que em 1933 foi certificado o Jumo 205. Este motor era o culminar de mais de 20 anos de investigação e o seu sucesso foi imediato passando a equipar um grande número de aeronaves, civis e militares. A sua configuração está

representada na figura 3. Utiliza dois pistões no mesmo cilindro que se movem sincronizadamente em direcções opostas. A janela de admissão situa-se perto do Ponto morto inferior (PMI) de um dos pistões, ao qual podemos chamar pistão de admissão, e a janela de saída perto do PMI do outro pistão, ao qual podemos chamar pistão de escape. Esta disposição não requer válvulas pois o próprio movimento dos pistões abre e fecha as janelas [9]. O motor conta com duas cambotas, uma em cada extremo do cilindro, ligadas por bielas ao seu pistão respectivo. Não existem cabeças de motor e a câmara de combustão consiste no volume existente entre os dois pistões quando estes se encontram no ponto morto superior (PMS).

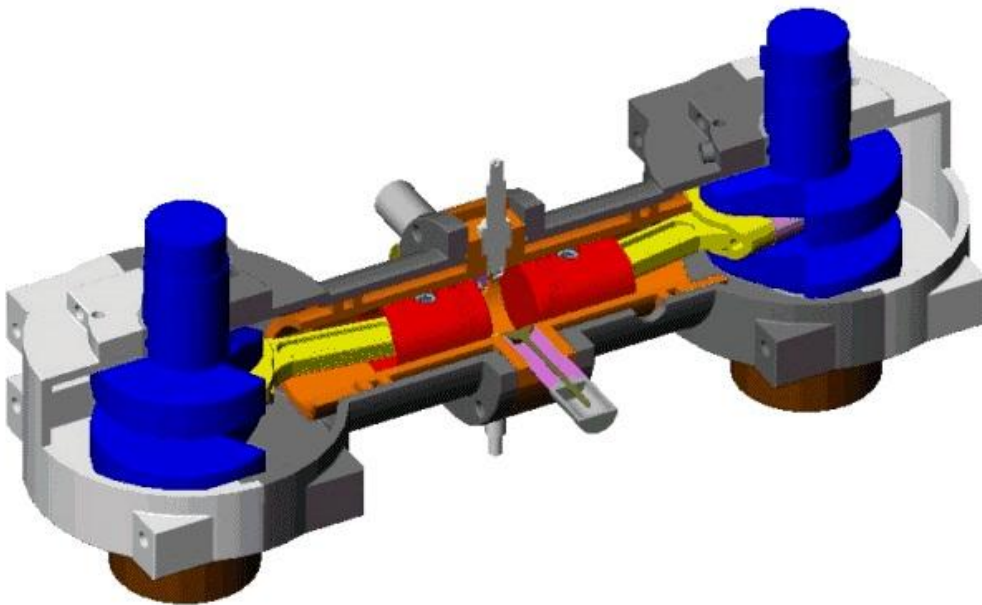


Figura 3 - Funcionamento do motor de pistões opostos

As vantagens do motor de pistões opostos são várias: um melhor desempenho do processo de lavagem, menos peças necessárias o que significa uma redução de peso e tamanho, um fabrico e manutenção mais fáceis, bem como uma maior durabilidade, alta eficiência térmica, e densidade energética elevada. Em 1936, os motores Junkers Jumo 205, conseguiram atingir uma densidade energética e rendimento térmico que não havia sido vistas até então. De acordo com C. F. Taylor [26] : “The now obsolete Junkers aircraft Diesel engine still holds the record for specific output of Diesel engines in actual service” (1985).

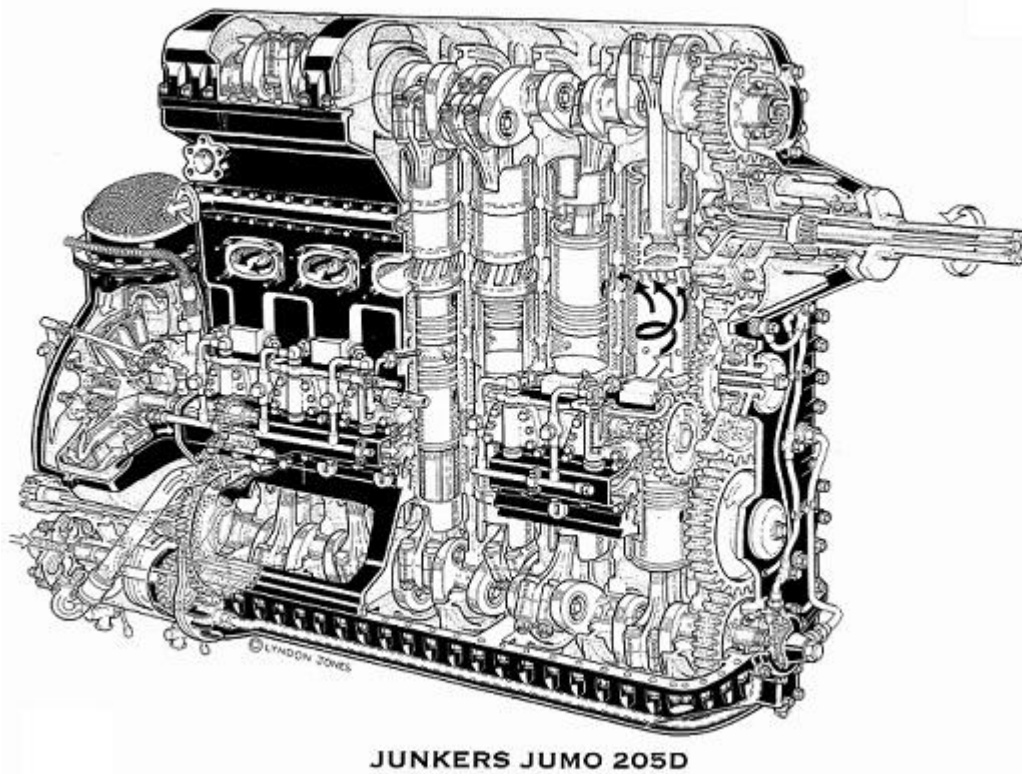


Figura 4 – Ilustração do Junkers Jumo 205

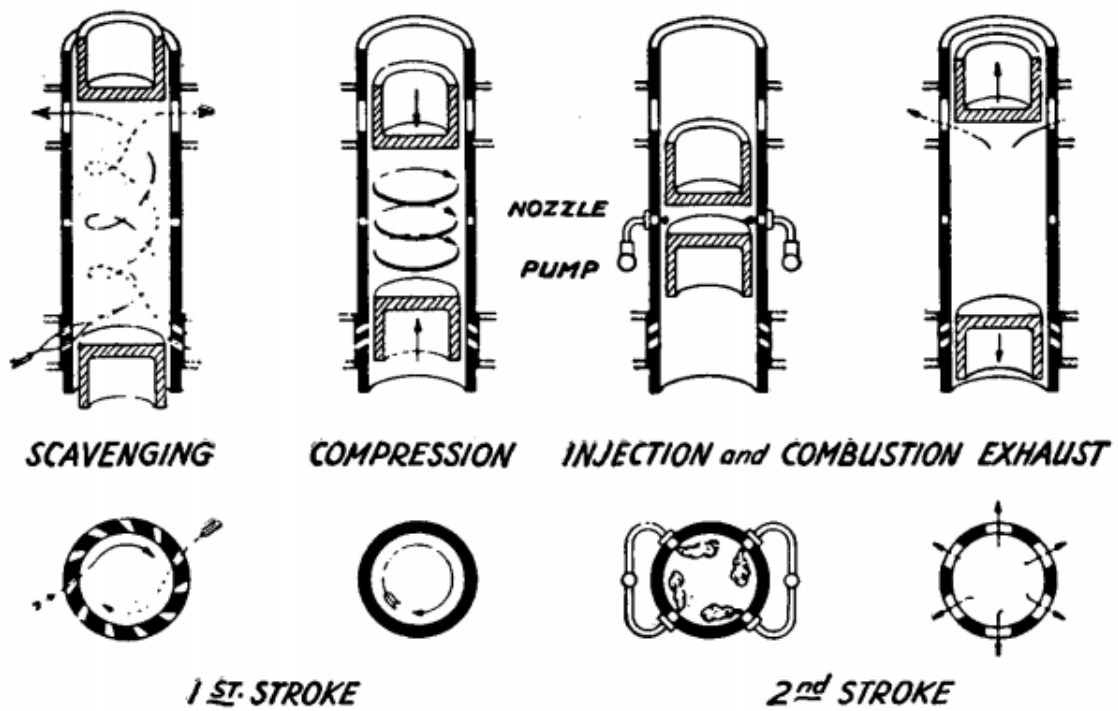


Figura 5 - Funcionamento do Junkers Jumo 205



### 1.3 Projectos Recentes

A Powerplant Developments, uma empresa britânica, em conjunto com a Weslake Air Services e a Jade Air, tem vindo a unir esforços para desenvolver um motor diesel para equipar aeronaves ligeiras. Derek Graham, presidente e co-fundador da Powerplant Developments, acredita que “As aeronaves ligeiras representam o futuro da indústria (aeronáutica)” [34], e apostou no desenvolvimento de um motor capaz de debitar 100 cavalos de potência, com um peso de apenas 70kg. Este motor é supercharged, processo que consome 30 cavalos, logo este motor produz na realidade 130 cavalos, ou seja produz quase 2 cavalos de potência por cada quilograma do seu peso [33,34].

### 1.4 Análise do Processo de Lavagem – O estado da arte

Devido à vontade constante de melhorar os motores, e da necessidade em particular de otimizar a lavagem nos motores 2 tempos, têm surgido alguns estudos, experimentais ou numéricos que visam estudar e perceber melhor o processo de lavagem em motores IC.

O primeiro documento relacionado com a lavagem de um motor IC data de 1938 [19]. Este documento relata o efeito que diferentes combinações de geometrias para as janelas de admissão ou escape, e a temporização de abertura das mesmas, tinham na eficiência da lavagem. Com este estudo foi possível passar de uma eficiência de 44% para 67%, um resultado fantástico para a data. Este teste não permitia no entanto perceber o processo, apenas analisar os resultados. Nos finais da década de 60 surgiram as primeiras tentativas de visualizar o processo de lavagem num motor dois tempos. Jante [13] realizou possivelmente dos primeiros estudos conhecidos. Apesar de hoje em dia as técnicas utilizadas por ele poderem ser vistas como arcaicas, utilizando escoamentos laminares ou experiências com cilindros abertos, esta pesquisa foi muito útil para os projectistas de motores, e resultou em avanços consideráveis na concepção de motores na altura. Mais tarde a implementação de laser Doppler para a obtenção de um diagnóstico visual foi experimentada [23]. Esta técnica é bastante utilizada, e tem sido utilizada em outras experiências relacionadas com a lavagem [5]. Mais recentemente com a evolução dos recursos computacionais, temos ao nosso dispor novas ferramentas que nos permitem simular a realidade, e por ao dispor de um número muito maior de

investigadores a possibilidade de realizar um estudo. Por isto número de investigações nesta área tem aumentado. Estes estudos podem ser feitos desenvolvendo o próprio código, como é hábito em certas investigações [28]. Mas também, como a sua constante evolução, o software CFD comercial tornou-se uma poderosa ajuda para os investigadores [14,16,27].

## 1.5 Motivação e Objectivo

Neste capítulo verificaremos as potencialidades do motor de pistões opostos e que ele é de facto um motor atractivo para a indústria aeronáutica. Vimos também as suas limitações e algumas das razões pelas quais não é mais utilizado. Esta é a motivação para este trabalho, contribuir para a evolução desta tecnologia,

Posto isto, temos que perceber o que pode ser feito e o que já foi feito.

Por considerarmos o processo de lavagem, um processo fulcral, como já foi visto anteriormente, queremos que o nosso estudo incida sobre esse processo. Ao longo deste trabalho estão referenciados vários artigos, ou estudos, sobre optimização do processo de lavagem motores 2 tempos que têm naturalmente de ser levados em conta na realização de um novo estudo. Seja através de simulações CFD ou estudos experimentais, muito já foi visto sobre a lavagem de um motor 2 tempos, mas muito está ainda a perceber. Se nos cingirmos aos motores de pistões opostos então verificamos que não existe, publicado, qualquer estudo sobre o processo de lavagem de um motor deste género. É este o nosso objectivo. Formular um estudo do processo de lavagem de um motor de pistões opostos, que nos permita chegar a uma conclusão sobre as melhores condições iniciais a aplicar.

No próximo capítulo vamos rever a teoria por de trás de um estudo deste tipo.

## 2. Modelos Matemáticos

### 2.1 Teoria de Medição da Lavagem

Nos motores a 2 tempos, não temos o auxílio do pistão para empurrar os gases queimados, resultantes da combustão, para as janelas de escape, como acontece nos 4 tempos. É necessário que o ar que entra pelas janelas de admissão empurre os gases queimados. Como já vimos no capítulo anterior, na prática é impossível que a totalidade dos gases queimados seja expelida.

Por esta razão, para estudar este processo complexo é necessário arranjar parâmetros que avaliem o desempenho do processo de lavagem [12].

Razão de descarga  $\Lambda$ :

$$\Lambda = \frac{\text{Massa de ar fornecida por ciclo}}{\text{massa de referência}}$$

Compara a massa de ar fornecida com a massa de ar teoricamente necessária para uma carga ideal. A massa de ar teórica, de referência, é o produto do volume percorrido pela densidade do ar ambiente (ou da mistura). Para fins analíticos é comum utilizar a massa retida no cilindro,  $m_{tr}$  como massa de referência.

Eficiência de retenção  $\eta_{tr}$ :

$$\eta_{tr} = \frac{\text{Massa de ar fornecida retida}}{\text{massa de ar fornecida}}$$

Indica a fracção de ar fornecida ao cilindro que é de facto retida no seu interior.

Eficiência da lavagem  $\eta_{sc}$ :

$$\eta_{sc} = \frac{\text{Massa de ar fornecida retida}}{\text{massa dentro do cilindro}}$$

Indica a eficiência da substituição dos gases residuais pela nova massa de ar admitida.

Pureza da carga:

$$\text{Pureza} = \frac{\text{Massa de ar dentro do cilindro}}{\text{massa dentro do cilindro}}$$

Indica o grau de diluição, com os gases queimados, da nova mistura admitida no cilindro.

Eficiência de Carga  $\eta_{ch}$ :

$$\eta_{ch} = \frac{\text{Massa de ar fornecida retida}}{\text{volume deslocado x densidade do ambiente}}$$

Indica o quão eficazmente foi o volume do cilindro preenchido com a nova carga de ar admitida.

Eficiência de carga, eficiência de retenção e razão de descarga podem ser relacionados da seguinte maneira:

$$\eta_{ch} = \Lambda \eta_{tr}$$

Quando a massa de referencia na definição da razão de descarga é a massa retida no cilindro  $m_{tr}$ , ou bastante próximo deste, então:

$$\eta_{sc} = \Lambda \eta_{tr}$$

## 2.2 Equações de Governo

Acabámos de ver quais serão as nossas variáveis a medir, pelo que é conveniente agora perceber como é que estes parâmetros irão ser obtidos.

As equações de Navier-Stokes são as equações de conservação de momento de um fluido ou de um escoamento. Em conjunto com as equações de conservação de massa, estas equações determinam o movimento de fluidos incompressíveis. As equações de momento e de conservação de massa estão aqui representadas:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad 2.2.1$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho u_i u_j + p \delta_{ij} - \tau_{ji}] = 0 \quad 2.2.2$$

Para modelar escoamentos compressíveis é também necessária a equação de conservação de energia:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \left( e + \frac{1}{2} u_i u_i \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho u_j \left( h + \frac{1}{2} u_i u_i \right) + q_j - u_i \tau_{ji}] = 0 \quad 2.2.3$$

Nas equações 2.2.1, 2.2.2 e 2.2.3,  $\rho$  é a massa específica,  $u_i$  a velocidade,  $p$  a pressão,  $\tau_{ij}$  o tensor de stress viscoso,  $e$  é a energia interna específica,  $h$  é a entalpia específica e  $q_j$  é o fluxo de calor. O tensor de stress viscoso,  $\tau_{ij}$ , é relacionado com o strain-rate tensor,  $s_{ij}$ , para um fluido isentropico Newtoniano como vem a seguir:

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad 2.2.4$$

O ultimo termo, que é zero para escoamentos incompressíveis, obriga o *viscous stress tensor*,  $\tau_{ij}$ , a ser zero para que os *viscous stresses* não contribuam para a pressão calculada. A pressão,  $p$ , é determinada usando o algoritmo par pressão-velocidade. Quando a compressibilidade é um factor, a densidade pode ser determinada usando a lei dos gases ideias, onde  $R$  é a constante universal dos gases e  $T$  a temperatura:

$$p = \rho RT \quad 2.2.5$$

O fluxo de calor é definido pela lei de Fourier, onde  $k$  é a condutividade térmica e  $T$  a temperatura:

$$q_i = -k \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad 2.2.6$$

A não linearidade destas equações diferenciais parciais faz com que elas sejam apenas passíveis de solução exacta em casos muito simplificados, sem aplicação prática, pelo que a solução tem que ser obtida de forma aproximada com recurso a um método numérico. Reynolds averaging é uma ferramenta muito útil para resolver as equações de Navier-Stokes. É frequentemente usada para escoamentos incompressíveis em geometrias complexas. Reynolds averaging consiste em decompor cada variável do escoamento,  $\Phi$ , em uma componente é flutuante,  $\Phi'$ , que representa as flutuações de turbulência, e a outra é ponderada com o tempo,  $\bar{\Phi}$ , que representam as propriedades médias do escoamento:

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad 2.2.7$$

Quando as equações de Navier-Stokes incluem esta decomposição e as médias são ponderadas com o tempo, elas são denominadas de equações Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS).

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad 2.2.8$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} (u_i) + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u'_i u'_j) \quad 2.2.9$$

Nas equações 2.2.8 e 2.2.9 todas as variáveis do escoamento são ponderadas com o tempo, excepto a massa específica, que é tida como constante. O último termo da equação 2.2.9 dentro dos parênteses é o Reynolds stress tensor e é o único termo que contém termos flutuantes. Este tensor representa a taxa de transferência de momento devido à turbulência ponderada com o tempo.

As equações com massa específica variável equivalentes às RANS são as equações Favre-averaged Navier-Stokes, onde as velocidades são médias ponderadas com a massa, enquanto a pressão, massa específica e fluxo de calor permanecem médias ponderadas com o tempo. Como as RANS para escoamentos incompressíveis, o Favre averaging consiste na decomposição de cada variável do escoamento,  $\Phi$ , em componentes flutuantes,  $\Phi''$ , que representam as flutuações turbulentas, e em componentes médias ponderadas com a massa,  $\tilde{\Phi}$ , que representa as propriedades do escoamento médio:

$$\Phi = \tilde{\Phi} + \Phi'' \quad 2.2.10$$

O termo escoamento médio é definido da seguinte forma:

$$\tilde{\Phi} = \frac{\int_{t_\tau} \rho(t)\Phi(t)dt}{\int_{t_\tau} \rho(t)dt} = \frac{\overline{\rho\Phi}}{\bar{\rho}} \quad 2.2.11$$

Quando as equações de Navier-Stokes incluem este tipo de decomposição e são obtidas médias ponderadas com a massa apropriadas então são denominadas de equações Favre-Averaged Navier-Stokes (FANS)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad 2.2.12$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho u''_i u''_j) \quad 2.2.13$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - u_i \rho u''_i u''_j \right] \quad 2.2.14$$

Nas equações 2.2.12, 2.2.13 e 2.2.14, todas as variáveis do escoamento representadas são médias ponderadas com a massa, excepto a massa específica, pressão e os componentes da velocidade flutuante que são médias ponderadas com o tempo.

## 2.3 Modelo de Turbulência

A abordagem mais comum para resolver as equações Favre-averaged faz uso da hipótese de Boussinesq para resolver as tensões de Reynolds. A hipótese de Boussinesq, equação 2.3.1, relaciona as tensões de Reynolds com os gradientes da velocidade média.

$$-\rho \overline{u''_i u''_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad 2.3.1$$

Apesar de a hipótese de Boussinesq ser muito útil na simplificação do processo de cálculo, não permite a existência de anisotropia no tensor das tensões de Reynolds, que estaria presente em escoamentos nas paredes. A solução é introduzir duas novas quantidades e, como resultado, duas novas equações de transporte para resolver, a viscosidade turbulenta ( $\mu_t$ ), e a energia cinética turbulenta ( $k$ ). Esta hipótese assume que em qualquer ponto do escoamento pode ser definida a viscosidade turbulenta que represente o efeito da turbulência no escoamento, o que origina um problema adicional. Para um caso incompressível existem seis variáveis, as três componentes da velocidade ( $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$ ), a pressão ( $p$ ), a viscosidade turbulenta ( $\mu_t$ ), e a energia cinética turbulenta ( $k$ ), e apenas quatro equações, a da continuidade e as equações da conservação do momento.

Este problema é corrigido com a introdução de um modelo de turbulência. Para prever as propriedades do escoamento, sem conhecimento prévio da estrutura da turbulência, é necessário no mínimo um modelo de duas equações [31]. O mais comum e robusto modelo de duas equações é o modelo  $k$ - $\epsilon$  [15]. Equações de transporte para  $k$  e  $\epsilon$ , o coeficiente de dissipação, são usadas para obter aproximações às equações de Reynolds- or Favre-averaged Navier Stokes.



$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \rho u'_i u'_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho \varepsilon - 2\rho \varepsilon M_T^2$$

2.3.2

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \rho u'_i u'_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

2.3.3

Nas Equações 2.3.2 e 2.3.3,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{\varepsilon 1}$  e  $C_{\varepsilon 2}$  são coeficientes empiricamente determinados. Os valores destas constantes para o modelo k- $\varepsilon$  standard são:  $\sigma_k=1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon=1.3$ ,  $C_{\varepsilon 1}=1.44$  e  $C_{\varepsilon 2}=1.92$ . O último termo na equação de transporte representa a correcção de compressibilidade para o modelo k- $\varepsilon$  standard devido à dilatação por dissipação. O número de Mach turbulento (MT), é definido em relação à energia cinética turbulenta (k), e à velocidade do som local (a).

$$M_T = \sqrt{\frac{k}{a^2}}$$

2.3.4

$$a = \sqrt{\gamma RT}$$

2.3.5

Na equação 2.3.5,  $\gamma$  é o quociente de calores específicos ou índice adiabático. A viscosidade turbulenta pode ser retirada da relação entre k e  $\varepsilon$ .

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

2.3.6

No cilindro do motor, o escoamento envolve uma combinação complicada de camadas de corte, regiões de circulação e camadas limite nas paredes [80]. Um método de resolver um problema com escoamento turbulento é o modelo k- $\varepsilon$ , que estima o efeito da viscosidade do fluido [31]. Este modelo é aplicado em simulações de motores devido à sua robustez, economia no cálculo, e razoável precisão dos resultados para grande parte dos escoamentos turbulentos.

Com este método é possível resolver as equações RANS. É muito útil para estudos paramétricos e é atractivo devido aos custos [17]. As duas equações para o modelo  $k$ - $\varepsilon$  standard são:

Energia cinética turbulenta ( $k$ ):

$$\rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \mu_t \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ (\mu_t / \sigma_k) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} - \rho \varepsilon \quad 2.3.7$$

Coefficiente de Propagação ( $\varepsilon$ ):

$$\rho U_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = C_{1s} \left( \frac{\varepsilon}{k} \right) \mu_t \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ (\mu_t / \sigma_\varepsilon) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right\} - C_{2s} \rho \left( \frac{\varepsilon^2}{k} \right) \quad 2.3.8$$

Concluimos então que o modelo  $k$ - $\varepsilon$  é uma boa escolha pois já foi utilizado em vários estudos semelhantes de motores [11,14,21,27] bem como uma variedade de outros escoamentos industriais fazendo com que as suas desvantagens e limitações sejam bem conhecidas.

## 2.4 Discretização das Equações de Governo

A discretização das equações diferenciais a ser resolvidas tem um grande impacto na presença de falsa difusão. Falsa difusão é um fenómeno que é inevitável quando são usados esquemas normais de discretização. A falsa difusão aumenta a difusão real para além dos níveis físicos devido a erros de truncagem que surgem da discretização. Os esquemas de primeira e segunda ordem, *First- and second-order upwind*, são avaliados. Um esquema *upwind* de primeira ordem assume que uma dada propriedade na face da célula tem o mesmo valor que a mesma propriedade no interior da célula. Esquemas de segunda ordem utilizam um método linear multidimensional de reconstrução baseado no valor da propriedade no centro da célula e o gradiente da propriedade na célula a montante. Além do mais, uma avaliação do gradiente

baseada no nó é adoptada. Ao avaliar gradientes, o valor de uma qualquer propriedade na face da célula tem que ser conhecido, os métodos baseados em células utilizam uma média dos valores adjacentes ao centro da célula como mostra a equação 2.4.1 onde  $\Phi_{c0}$  e  $\Phi_{c1}$  representam o valor variável no centro das células que partilham a face em questão.

$$\bar{\Phi}_f = \frac{\Phi_{c0} + \Phi_{c1}}{2} \quad 2.4.1$$

Esquemas baseados em nós irão encontrar o valor no centro da célula necessário para calcular o gradiente baseando-se numa média aritmética dos valores nodais nas faces, como pode ser visto na equação 2.4.2 onde  $N_f$  representa o número de nós na face e  $\Phi_n$  representa o valor da variável em cada nó.

$$\bar{\Phi}_f = \frac{1}{N_f} \sum_n^{N_f} \Phi_n \quad 2.4.2$$

### 3. Métodos Computacionais

Graças aos grandes avanços verificados nos modelos utilizados, as ferramentas computacionais tornaram-se parte integral do processo de projecto de um motor. Estas ferramentas em conjunto com métodos de optimização são muito úteis para melhorar o desempenho em motores de combustão interna.

O Computational Fluid Dynamics (CFD) é uma destas ferramentas que tem sido vastamente utilizada para descrever e prever os processos que ocorrem no interior dos motores de combustão interna. O CFD pode aumentar em grande escala o nosso entendimento sobre o que ocorre no escoamento, o que nos permite pensar em soluções para a optimização do nosso problema [29]. Baseado na dinâmica dos fluidos, o CFD resolve equações diferenciais para a conservação da massa, momento, energia e concentração das espécies, que foram revistas no capítulo anterior. Avanços constantes têm revelado resultados cada vez mais fiáveis, e a possibilidade de visualizar o comportamento dentro do cilindro fazem do CFD o melhor recurso para analisar um processo de lavagem.

No entanto, é importante não esquecer que a fiabilidade e precisão dos resultados obtidos com esta ferramenta nem sempre podem ser asseguradas. A utilização de modelos numéricos na simulação de escoamentos acarreta sempre erros. No entanto, não existe de igual modo nenhum método experimental que seja 100% exacto, qualquer instrumento de medição, por mais preciso que seja, tem sempre uma margem de erro.

De forma a obter-se uma solução o mais próximo possível da realidade, o projectista deve planear de uma forma adequada a sua análise CFD. Estruturar todo o processo por passos, e manter-se fiel a essa estrutura é aconselhável:

1. Definir objectivos da modelação.
2. Criar o modelo geométrico e a malha.
3. Definir os parâmetros da solução e os modelos físicos ser aplicados.
4. Executar e visualizar a simulação.

5.Examinar os resultados.

6. Considerar alterações a fazer aos passos 2 e 3 e refazer os passos 3 e 4 para obter resultados mais satisfatórios.

### 3.1 Modelo

Como objecto de estudo optou-se por desenhar o nosso próprio motor, um modelo genérico uma vez que este trabalho pretende encontrar a melhor configuração de portas de admissão/entrada para motores de pistões opostos em geral. Para garantir uma integridade e validade do modelo, este foi baseado no motor PRD FIREBALL RK125cc WC [32] . Criou-se um modelo 3D de um único cilindro com 2 portas de admissão e 1 de saída, perpendiculares em relação ao cilindro e abertas pelo movimento dos pistões. As características do motor são especificadas na tabela 1. A figura 1 mostra um corte transversal de uma representação do motor feita em CATIA v5©.

Tabela 1 - Características do Motor

Parâmetro	Dimensão
Volume	254 cc
Curso	53.68 mm
Diâmetro do Cilindro	54 mm
Comprimento da Biela	100 mm
Portas de admissão	2
Portas de Saída	1
Volume Cam. Combustão	22 cc
Razão de Compressão	11:1
Ângulos de abertura	
Portas de Admissão	120
Porta de Saída	96

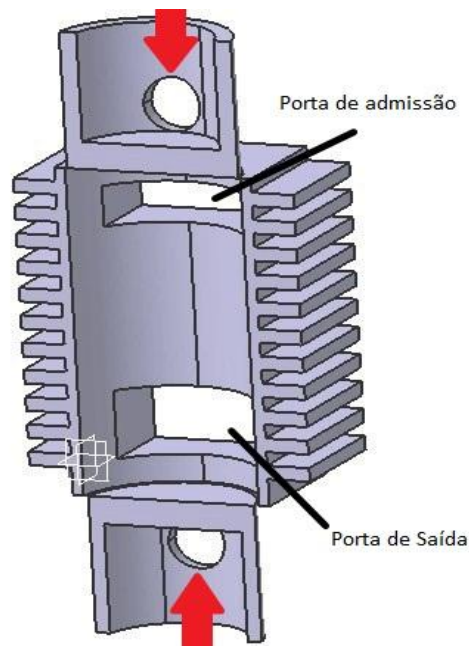


Figura 6- Geometria interna do motor

A fim de desenhar um modelo com características adequadas para o estudo que queremos realizar tivemos em conta algumas considerações.

É comum existirem várias pequenas janelas de admissão, ou duas portas principais, ou duas portas principais e mais algumas de pequenas dimensões. Mas como constatou Blair [3] é a orientação das janelas principais que é vital para uma boa lavagem. Tendo isto em conta optamos por desenhar um segundo modelo semelhante ao primeiro (modelo 2). O modelo 2 conta com quatro janelas de admissão que fazem um ângulo de  $20^\circ$  em relação ao cilindro. Com isto pretendemos perceber a diferença provocada pela diferente orientação das portas de admissão.

### 3.2 Malha Numérica

Uma malha numérica consiste da decomposição do domínio geométrico em volumes mais pequenos, células, segundo as quais as equações de governo possam ser resolvidas. Construiu-se a malha representativa do nosso modelo

utilizando o Gambit© 2.3.16. A malha foi construída utilizando 4/6 volumes, para o modelo 1 e o modelo 2 respectivamente, as 2/4 condutas de admissão, a conduta de saída e o volume interno do cilindro. Uma vez concluída a malha pode ser exportada para o Fluent©. A estrutura da malha está representada nas figuras 7 (modelo 1, 34496 nós, 29298 células) e 8 (modelo 2, 124726 nós, 112667 células). Duas superfícies planas foram também modeladas para recriar as cabeças dos pistões. Já foi constatado que “a geometria do pistão tem pouca influência no escoamento dentro do cilindro durante o processo de lavagem. Contudo tem um papel importante quando o pistão se encontra no TDC e durante a fase inicial da descompressão.” [17], Kurniawan [30] corrobora esta opinião. Como tal, uma vez que no nosso caso iremos simular apenas processo a partir do momento em que a primeira janela se abre até ao momento em que a última se fecha, pois só nos interessa estudar a troca de gases, a escolha de superfícies planas para a cabeça dos pistões parece ser a mais acertada pois evita utilizar uma malha mais complexa.

Para poupar recursos computacionais na fase de simulação, para as simulações do modelo 1 desenhou-se apenas metade do modelo aproveitando o eixo de simetria existente.

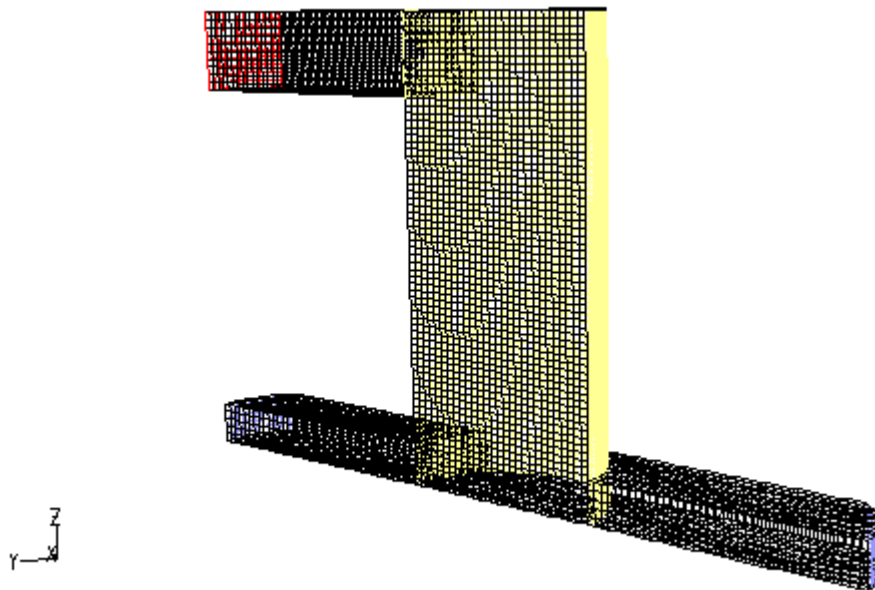


Figura 7 - Malha numérica do modelo

Para o segundo modelo foi necessário modelar toda a geometria pois não existe nenhum eixo de simetria

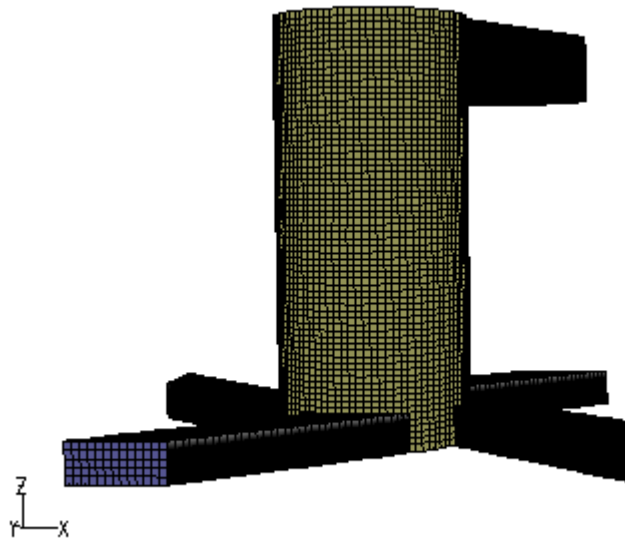


Figura 8 – Malha numérica do modelo 2

É importante ressaltar a importância deste passo. Por ser a primeira etapa é logo aqui que as coisas podem começar a correr mal. A qualidade da malha e um tamanho adequado à resolução do problema têm que ser assegurados. Quanto mais pequena a malha mais recursos computacionais serão necessários para os passos seguintes, o que implica maior consumo de tempo, mas maiores probabilidades de sucesso serão de esperar.

### 3.3 Malha dinâmica (*Dynamic Mesh*)

Fazendo uso das capacidades do Fluent© 6.3.26, o movimento das fronteiras, representando os pistões, foi integrado nas simulações. Utilizando o esquema *In-Cylinder*, uma função já incorporada, é possível determinar a posição do pistão em função do ângulo da cambota, especificando o comprimento da biela e o curso. É necessário especificar também o time-step, este parâmetro pode ter que ser ajustado mais tarde pois tal como a malha, um time-step muito grande possibilita uma simulação mais rápida mas é passível de provocar divergências nas iterações. A posição do pistão é calculada utilizando a seguinte expressão:



$$P_p = L + \frac{A}{2} * (1 - \cos(\theta)) - \sqrt{L^2 - \frac{A^2}{4} * \sin^2(\theta)}$$

Uma grelha estruturada foi usada na área adjacente ao pistão e ocupando o volume ao longo do qual o pistão se desloca. Usando uma técnica de camadas (*layering*), planos de células foram removidos ou adicionados com base na posição do pistão. Assim que a altura de uma célula tenha sido reduzida para metade da sua altura original, ela devera ser removida, é então fundida com a célula na camada adjacente. De modo semelhante, à medida que for necessário adicionar células, quando a altura de uma célula tiver 1,5 vezes o tamanho da célula original, a célula será dividida em 2 células gerando uma nova camada de células Figura 8. O coeficiente de divisão (*sf – split factor*) ou aglutinação (*cf – collapse factor*) das células, neste caso 0.5, pode ser alterado.



- Dividir se:  $h > (1+sf)*h_{ideal}$
- Aglutinar se:  $h < (1+cf)*h_{ideal}$

Figura 9 - Layering

O  $h_{ideal}$  será definido no painel das *dynamic zones*, e deverá estar em concordância com o tamanho da malha produzida em 3.2.

Associado à malha dinâmica está a abertura e fecho das janelas. Uma vez que na realidade é o movimento dos pistões que vai abrir e fechar as janelas temos que incorporar esses acontecimentos na nossa simulação. Isto é possível de ser feito definindo eventos que criem *interfaces*, entre a malha da parede do cilindro e as malhas dos volumes de entrada e saída que estejam em contacto com o cilindro, chamados de *sliding interfaces*. A quando do fecho das portas estes *interfaces* serão eliminados, de forma similar. Na tabela 2 estão indicados os eventos necessários.

Tabela 2 - Eventos

Evento	Ângulo	Comando
Abrir Janela de Escape	96	Create Sliding Interface - Escape
Abrir Janela de Admissão 1	120	Create Sliding Interface - Admissao1
Abrir Janela de Admissão 2	120	Create Sliding Interface - Admissao2
Abrir Janela de Admissão 3	120	Create Sliding Interface - Admissao3
Abrir Janela de Admissão 4	120	Create Sliding Interface - Admissao4
Fechar Janela de Admissão 1	240	Delete Sliding Interface - Admissao1
Fechar Janela de Admissão 2	240	Delete Sliding Interface - Admissao2
Fechar Janela de Admissão 3	240	Delete Sliding Interface - Admissao3
Fechar Janela de Admissão 4	240	Delete Sliding Interface - Admissao4
Fechar Janela de Escape	264	Delete Sliding Interface - Escape

### 3.4 Modelo de Turbulência

Não existe nenhum modelo de turbulência que seja considerado superior aos restantes para todos os tipos de problemas. A escolha de um modelo depende de várias considerações como a física do escoamento em causa, a prática estabelecida para uma classe específica de problemas, o nível de precisão pretendido, os recursos computacionais existentes, ou o tempo disponível para as simulações.

Na tabela seguinte estão sintetizadas as fraquezas e os pontos fortes dos modelos mais utilizados:

Tabela 3 – Os vários modelos de turbulência aplicados em simulações CFD [8] .

Modelo	Vantagens	Desvantagens
Spalart Allmaras	Económico	Ainda não muito testado; défice de submodelos
k-ε Standard	Robusto, económico, precisão razoável, muitos dados de desempenho já conhecidos	Resultados medíocres para escoamentos complexos envolvendo vários gradientes de pressão, strong streamline curvature, swirl and rotation
k-ε RNG	Bom para comportamentos complexos	Limitada devido a isotropic eddy viscosity assumption
k-ε Realizable	Oferece basicamente os mesmos benefícios da RNG, resolve anomalias verificadas na RNG para round-jet	Limitada devido a isotropic eddy viscosity assumption
Reynolds Stress	Modelo mais completo (history, transporte e anisotropy of turbulent stresses são levados em conta)	Requer mais recursos do CPU (2-3x)

Apesar de não ser possível garantir *a priori* que um destes modelos seja o mais adequado para esta simulação em particular, para simulações de processos de lavagem dentro de um cilindro de um motor, é comum utilizar o modelo k-ε Standard [4,7,8,9] Portanto iremos utilizar este modelo na nossa simulação.

### 3.5 Transporte de Espécies

Neste trabalho a combustão não vai ser simulada, pois só estamos interessados em estudar a lavagem. Como tal precisamos de um método que nos permita distinguir a carga fresca que vai ser admitida da carga já existente dentro do cilindro. Só assim é possível analisar verdadeiramente o processo de lavagem e calcular os parâmetros referidos no capítulo 2.1. O Fluent© permite-nos utilizar vários gases diferentes na mesma simulação utilizando o Transporte de Espécies (*Transport Species*). Definimos então que o gás a ser admitido no cilindro pelas janelas de admissão, representando a fresh-charge, como sendo Oxigénio molecular (O<sub>2</sub>), e o gás existente dentro do cilindro no instante inicial, representando os gases queimados, será ar. Assim o oxigénio, quando as janelas

de admissão forem abertas, irá substituir o ar existente no cilindro, permitindo também uma visualização do processo, o que é muito interessante pois apesar de nos basearmos nas equações do capítulo 2.1 para tirar as nossas conclusões, podemos sempre beneficiar de uma visualização para aumentar o nosso nível de entendimento acerca do processo.

### 3.6 Condições de fronteira

As condições de fronteira são definidas de modo a recriar as condições mais próximas da realidade.

Para a admissão estabelecemos uma pressão constante. Foram executadas 9 simulações no total. 5 pressões de admissão diferentes para o modelo 1:  $P_{atm}$ ,  $1,1P_{atm}$ ,  $1,2P_{atm}$ ,  $1,3P_{atm}$  e  $1,4P_{atm}$ , e 4 pressões de admissão para o modelo 2:  $P_{atm}$ ,  $1,1P_{atm}$ ,  $1,2P_{atm}$  e  $1,4P_{atm}$ . A saída representa uma secção do ambiente exterior, a pressão para a saída foi definida como sendo igual à  $P_{atm}$ . A pressão dentro do cilindro para o momento inicial da simulação foi assumido como 44,5 bar, pois já visto que é uma pressão característica dentro do cilindro, após a combustão, para motores a operar a 1250 rpm [16] (Figura 9). Para as paredes sólidas do cilindro nas definimos uma temperatura inicial de 1000 K. Apesar de não existir dados da temperatura das paredes para o nosso motor, uma vez que é apenas um modelo desenhado para esta simulação, esta temperatura é típica para motores que operam entre as 1000 e 2000 rpm [6].

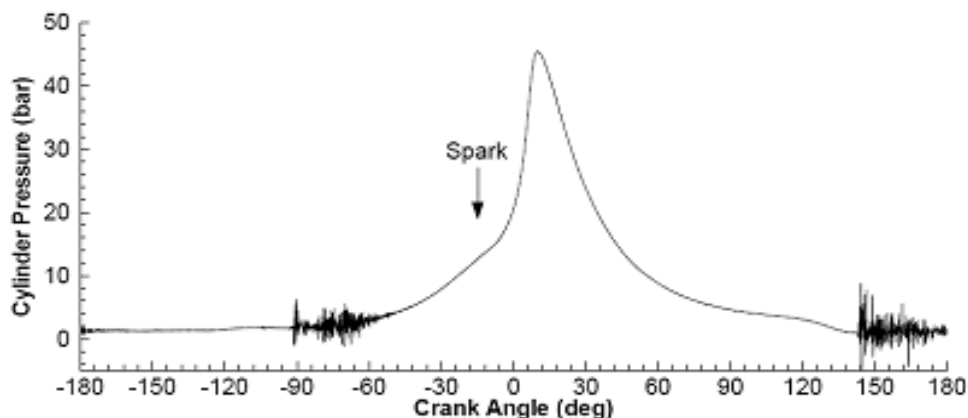


Figura 10 - Pressão característica a 1250 rpm [16]

### 3.7 Solver

Para a Pressure interpolation foi utilizado o esquema *Pressure Staggering Option* (PRESTO). PRESTO é altamente recomendado para altos swirl number, rotating flows de alta velocidade e para escoamentos num domínio de curvas acentuadas [21]. O algoritmo PISO foi escolhido para o método *pressure-velocity coupling*. PISO é especialmente desenvolvido para o cálculo de escoamentos transientes [21]. O factor de correcção é definido com 1 e 0 para o factor de distorção. O *Second Order Upwind Scheme* é o modelo escolhido para a discretização da equação de momento [7] e também para as outras variáveis, tais como k,  $\epsilon$ , pressão, massa específica, energia e concentração de espécies. Este modelo é aconselhado para obter resultados com maior fiabilidade e reduzir a difusão numérica, visto que a malha contém elementos tetraedrais e o escoamento resultante não será obviamente alinhado com a malha [8].

Os factores de relaxação (URF – *Under Relaxation Factors*) utilizados estão indicados na tabela 4:

Tabela 4 – Factores de Relaxação

URF	Valor
Pressure	0,08
Density	0,5
Body Forces	1
Momentum	0,5
K	0,5
E	0,5
Turbulent Viscosity	1
o2	0,5
Energy	0,8

## 4. Resultados

Neste trabalho simulámos apenas processo a partir do momento em que a primeira janela se abre até ao momento em que a última se fecha, pois só nos interessa estudar a troca de gases.

Para o modelo 1 os resultados foram os seguintes:

Tabela 5 - Patm

Parâmetro	Valor
delivery ratio	0.0061703
trapping efficiency	0.6579747
eficiencia da lavagem	0.0043041

Tabela 6 -1.1 Patm

Parâmetro	Valor
delivery ratio	2.748086
trapping efficiency	0.273893
eficiencia da lavagem	0.891442

Tabela 7 – 1.2Patm

Parâmetro	Valor
delivery ratio	3.939782
trapping efficiency	0.195559
eficiencia da lavagem	0.909608

Tabela 8 – 1.4Patm

Parâmetro	Valor
delivery ratio	5.772703
trapping efficiency	0.137305
eficiencia da lavagem	0.909755

Para a pressão de admissão igual à pressão atmosférica, os resultados revelam que esta pressão de admissão é claramente insuficiente. A admissão é praticamente inexistente.

Para as restantes pressões o perfil de entrada e saída de gases é idêntico ao do gráfico da Figura 11, onde está representado o perfil para a pressão de 1,1Patm, se bem que com amplitudes maiores para as pressões de admissão mais elevadas, como é natural.

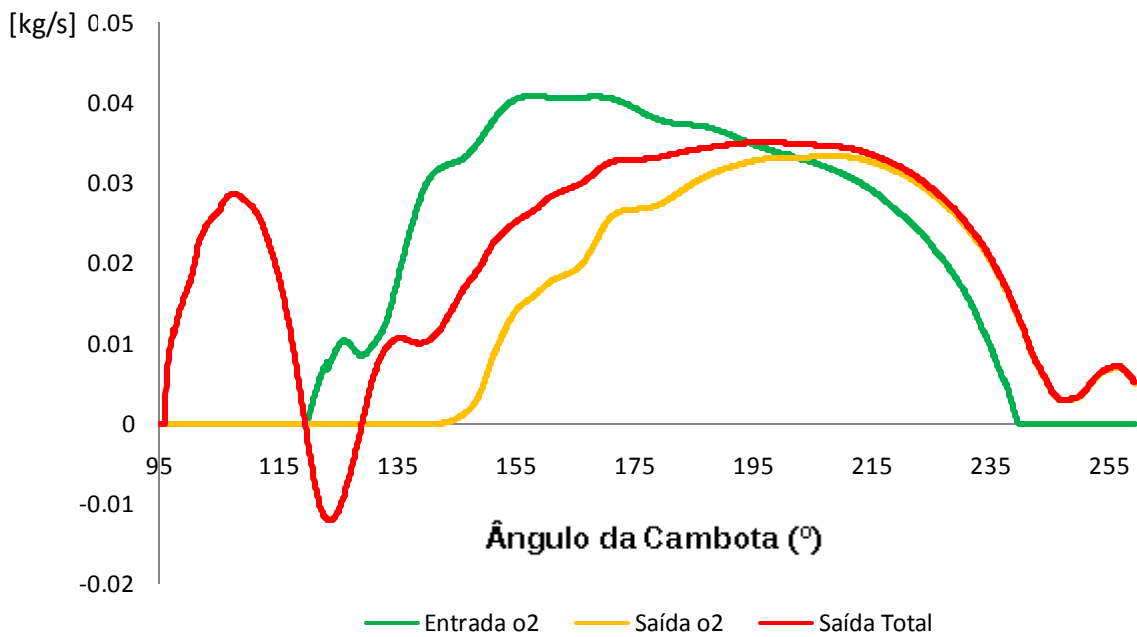


Figura 11 – Flow Rate Saída/Entrada para Pintake=1,1Patm

Para estas pressões a substituição dos gases é bastante boa como se pode ver no gráfico da figura 12.

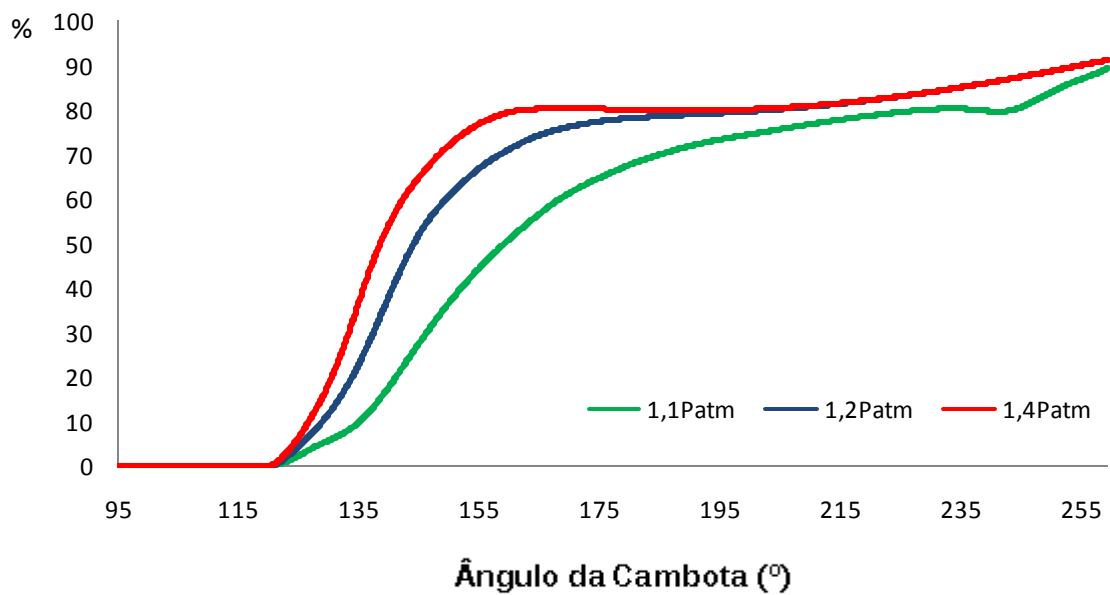


Figura 12 - Percentagem de o2 dentro do cilindro

No momento do fecho das portas, a percentagem de  $O_2$  existente nos 3 casos é muito próxima de 90%, ou seja, a eficiência de lavagem, substituição dos gases residuais pela nova massa de ar admitida, foi bastante boa e idêntica nos 3 casos. Por serem tão idênticas podemos escolher o caso com melhor *trapping efficiency* como o melhor caso a adoptar, pois é o que vai sofrer menos o fenómeno de curto-circuito.

No segundo conjunto de simulações os resultados revelaram uma eficácia superior.

**Tabela 9 – Patm**

Parâmetro	Valor
delivery ratio	0.0012702
trapping efficiency	1
eficiencia da lavagem	0.0013468

**Tabela 10 – 1.1Patm**

Parâmetro	Valor
delivery ratio	2.279025
trapping efficiency	0.32865
eficiencia da lavagem	0.952319

**Tabela 11 – 1.2Patm**

Parâmetro	Valor
delivery ratio	3.324899
trapping efficiency	0.228094
eficiencia da lavagem	0.97098

**Tabela 12 – 1.4Patm**

Parâmetro	Valor
delivery ratio	4.875136
trapping efficiency	0.158655
eficiencia da lavagem	0.989204

Mais uma vez, a pressão atmosférica revelou-se completamente ineficaz como pressão de admissão. O gráfico da Figura 13 revela bem a incapacidade de  $O_2$  de entrar no cilindro.



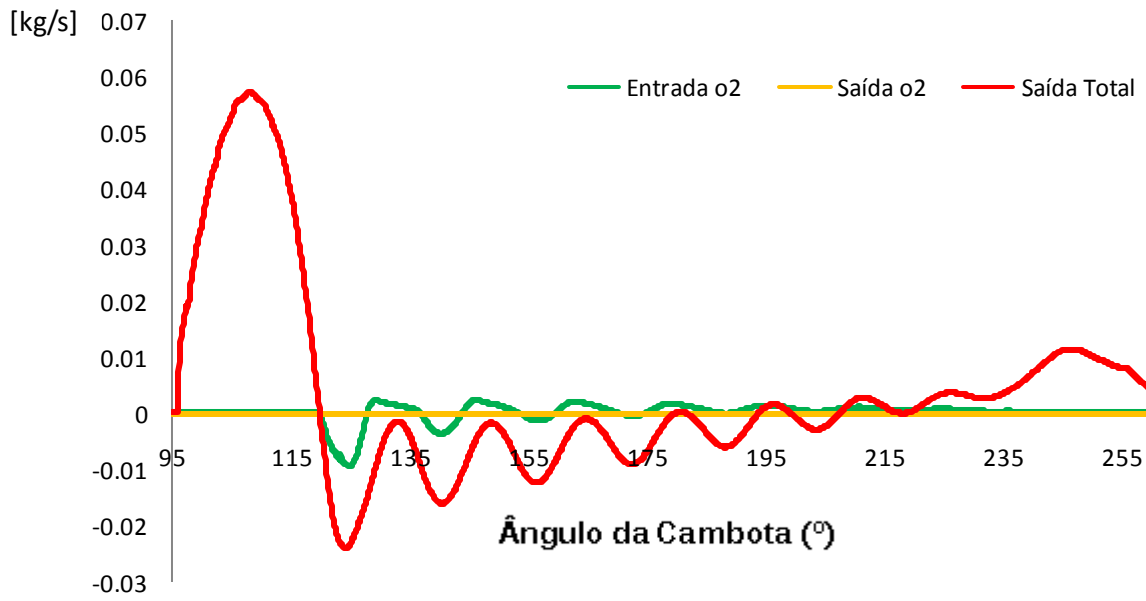


Figura 13 - Flow Rate Admissão/Saída Patm

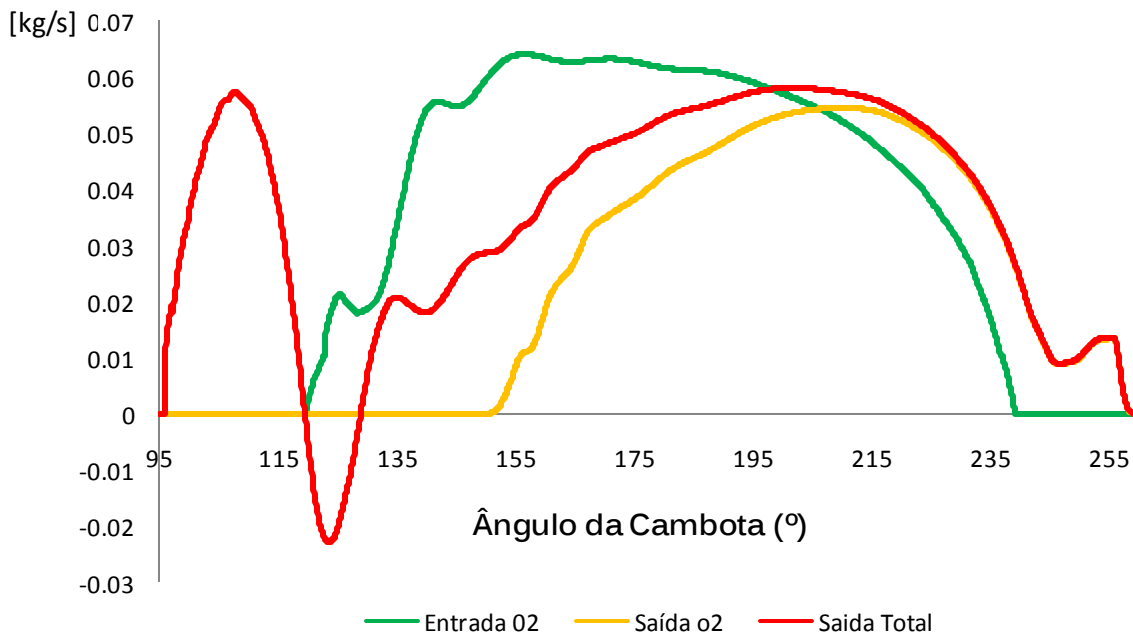


Figura 14 - Flow Rate Admissão/Saída Pintake=1,1Patm

A substituição do ar existente no cilindro pelo o<sub>2</sub> foi ainda melhor neste modelo. Apesar de haver diferenças acentuadas da presença de o<sub>2</sub> entre os 120° e os 240°, a percentagem de o<sub>2</sub> para os diferentes casos vai-se aproximando no final, sendo a diferença do melhor caso para o pior de apenas 3% a quando do fecho da porta de escape (260°).

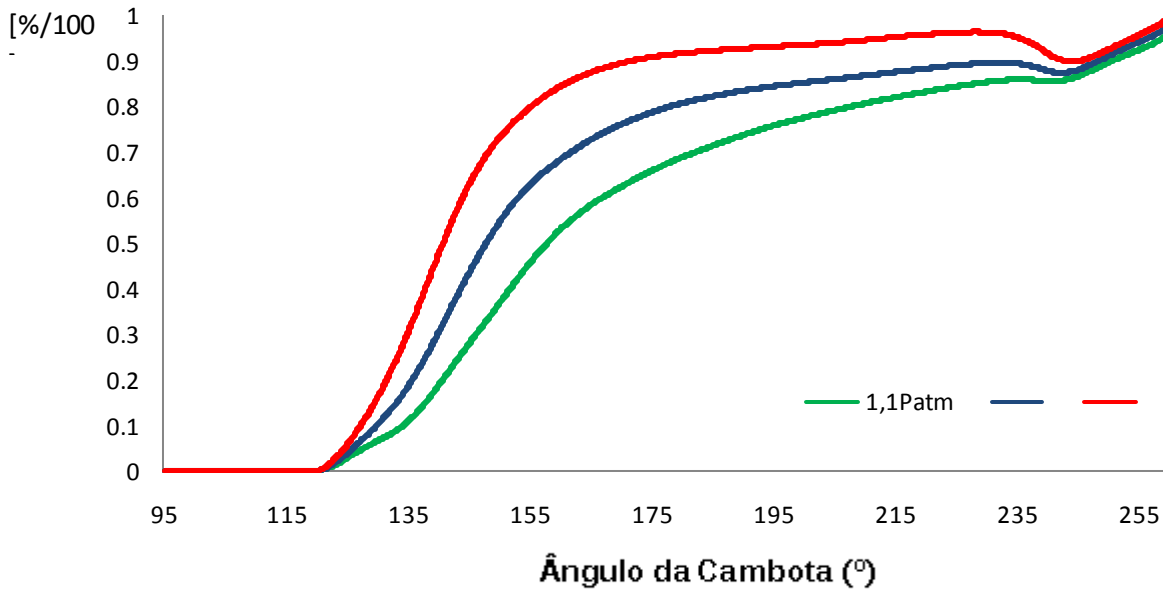


Figura 15 - Percentagem de o<sub>2</sub> dentro do cilindro

Vamos agora comparar os dois modelos entre si. Para além de, para as mesmas pressões de admissão, o modelo 2 apresentar constantemente resultados superiores para a eficiência de lavagem, quando comparamos a *trapping efficiency* dos 2 modelos chegamos à conclusão que o modelo 2 apresenta também melhor *trapping efficiency* para eficiências de lavagem iguais como está demonstrado pelo gráfico da Figura 16.

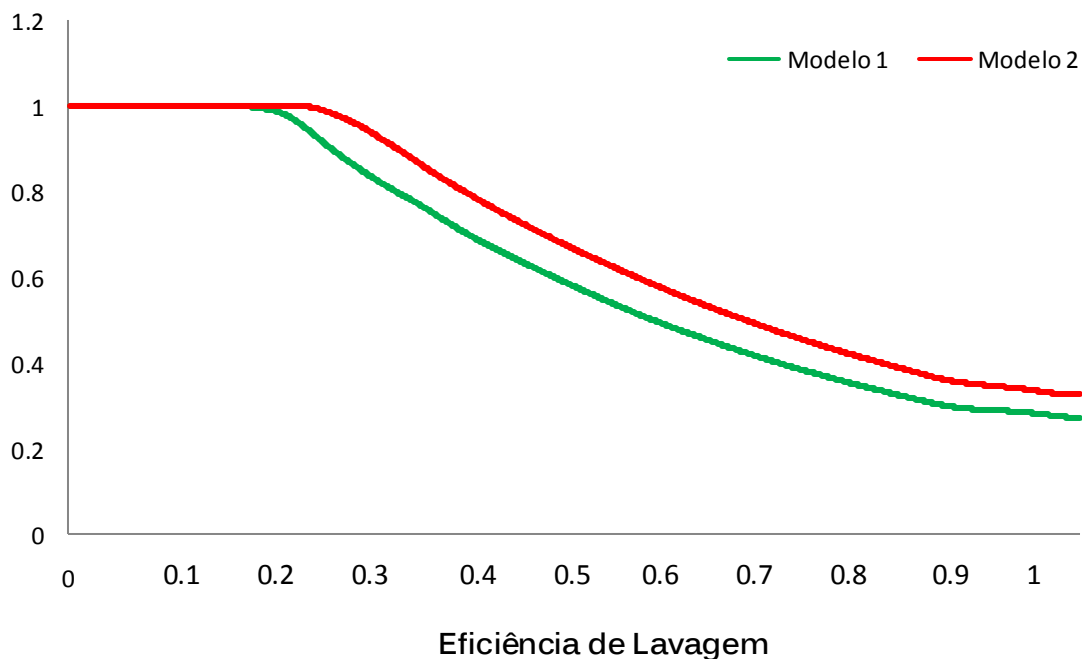


Figura 16 - Trapping Efficiency vs Eficiência de Lavagem

Por isto podemos concluir que o modelo 2 é superior em ao modelo 1 em termos de eficácia e de eficiência.

Vamos agora proceder a uma análise visual do processo que se desenrola dentro do cilindro para perceber melhor as diferenças que os números revelam entre os dois modelos.

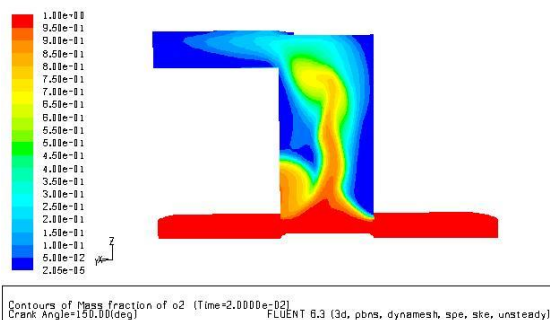


Figura 17 - Deslocação de o2 - Modelo 1 - 150º

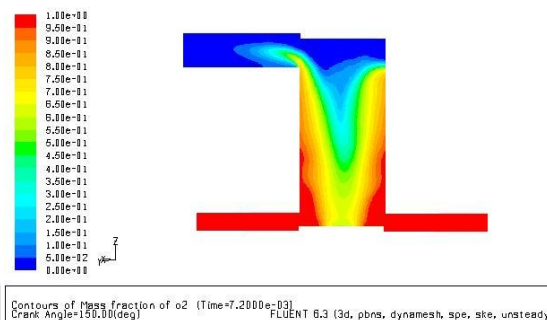


Figura 18 - Deslocação de o2 - Modelo 2 - 150º

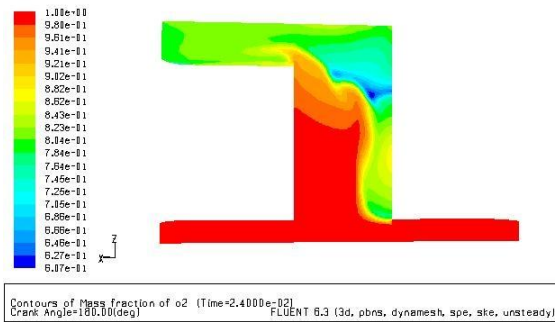


Figura 19 - Deslocação de o2 - Modelo 1 - 180º

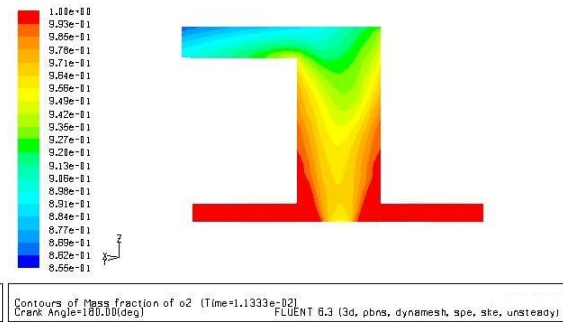


Figura 20 - Deslocação de o2 - Modelo 2 - 180º

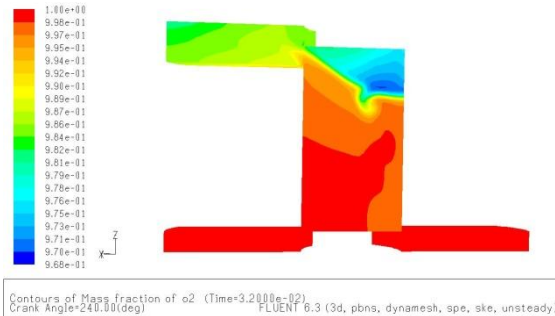


Figura 21 - Deslocação de o2 - Modelo 1 - 240º

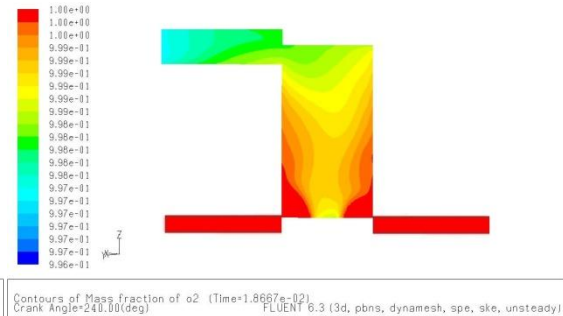


Figura 22 Deslocação de o2 - Modelo 2 - 240º

Analisando as imagens recolhidas, figuras 17 a 22, podemos verificar que no modelo 1 o fluxo de oxigénio ocorre com maior intensidade junto da parede do cilindro onde se encontra a janela de escape, tendo algumas dificuldades em expulsar a massa de ar que se encontra do lado oposto.

Por seu lado o modelo 2 não revela este problema. Uma vez que as portas de admissão para este modelo, não são perpendiculares ao cilindro, têm uma orientação de 20º, o fluxo de oxigénio consegue criar um *swirl* (remoinho) que varre toda a parede do cilindro de forma uniforme. Devido a este remoinho a interação entre os gases é grande, não dando lugar a zonas livres de oxigénio como é visível no modelo 1.

## 5. Conclusões

Os resultados destas simulações permitiram-nos tirar conclusões sobre o que foi proposto estudar com este trabalho.

É possível comparar os resultados obtidos de duas maneiras.

Podemos comparar, para cada modelo de forma independente, os resultados obtidos para as diferentes pressões de admissão. Desta comparação podemos concluir que em ambos os casos, a pressão de admissão mais adequada terá que ser a de  $1,1P_{atm}$ , pois consegue ter uma eficiência de lavagem muito próxima das outras com uma taxa de retenção de carga fresca muito melhor.

A segunda análise possível é a comparação dos resultados dos 2 modelos para pressões de admissão iguais. Esta comparação não deixa dúvidas, pois o modelo 2 apresenta, para a mesma pressão, melhor eficiência de lavagem com um *delivery ratio* mais baixo.

Sumarizando, o que conseguimos apurar é o seguinte:

- Pressão de admissão igual à pressão atmosférica é infrutífera;
- Pressões de admissão acima de 10kPa levam a um ganho mínimo na eficiência de lavagem mas a perdas enormes por curto-circuito;
- Portas de saída com algum ângulo em relação ao cilindro são aconselháveis.

## 6. Trabalhos Futuros

A evolução computacional conseguida sobretudo ao nível da construção de malhas e eficiência dos solvers tornaram frequente a aplicação de métodos CFD em casos que requerem fronteiras dinâmicas e malhas dinâmicas. Os modelos multi-dimensionais são capazes de prever as velocidades médias dentro do cilindro com bastante fiabilidade, no entanto a fiabilidade ainda não é tão grande para os valores eficazes (RMS) [1]. Seria muito interessante realizar um trabalho experimental a fim de validar os resultados obtidos neste trabalho.

Seria também interessante continuar com as simulações computacionais, testando por exemplo diferentes geometrias, ou diferentes ângulos para as janelas de admissão.

# Bibliografia

- [1] Basha S.A, Gopal K.R., "In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models— A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 1620–1627
- [2] Benson R.S., Whitehouse N.D., "Internal Combustion Engines", Vol. 2, Pergamon, Oxford, 1979.
- [3] Blair G.P., "The Basic Design of Two-Stroke Engines", Society of Automotive Engineers, Inc., 1990.
- [4] Cebeci T., Shao J.R, Kafyeke F., Laurendeau E., "Computational Fluid Dynamics for Engineers", Horizons Publishing Inc., 2005.
- [5] Chehroudi B., Schuh D., "Intake-Port Flow Behavior in a Motored and Fired Two-Stroke Research Engine", *Experimental Thermal and Fluid Science* 1995, 10:86-100
- [6] Ferguson C.R, Kirkpatrick A.T., *Internal Combustion Engines*, 2nd Edition, Wiley & Sons, Inc., 2001.
- [7] Fluent. Inc., 2001. *Fluent 6.0 Dynamic Mesh Manual*, Cavendish Court, Lebanon
- [8] Fluent Inc. *Fluent vs 6.1 User's guide manual*, 2003.
- [9] Dr. Gaterstädt, "Development of the Junkers-Diesel Aircraft Engine", *Automobiltechnische Zeitschrift*, 1930.
- [10] Green R.M., "An Optical Research for the Study of Two-Stroke Cycle In-Cylinder Phenomena" *International Symposium COMODIA 90* (1990): 347-352
- [11] Goldsborough S.S., Van Blarigan P., "Optimizing the Scavenging System for a Two-Stroke Cycle, Free Piston Engine for High Efficiency and Low Emissions: A Computational Approach", Society of Automotive Engineers, Inc., 2003.

- [12] Heywood J.B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, Inc., 1988
- [13] Jante A., Scavenging and Other Problems of Two-Stroke Cycle Spark-Ignition Engines, 1968
- [14] Mukund K., Arun M., Srinivas N.B., Appushame A.S., Rudramoorthy R., "Cold Flow Simulation in Internal Combustion Engines Using Dynamic Mesh", Department of Production Engineering, PSG College of Technology Peelamedu, Coimbatore, Tamil Nadu, India
- [15] Nallasamy M., "Turbulence Models and their Applications to the Prediction of Internal Flows: A Review", Computers & Fluids, vol. 15, pp. pp. 151-194, 1987.
- [16] Oliver P.J., "A Numerical Investigation of the Scavenging Flow in a Two-Stroke Engine With Passive Intake Valves", Queen's University Kingston, Ontario, Canada, 2008.
- [17] Payri F., Benajes J., Margot X., Gil A., "CFD modeling of the in-cylinder Flow in direct-injection Diesel engines", CMT-Motores Térmicos, Universidad Politécnica de Valencia, Camino de Vera s/n, 46022 Valencia, Spain, Computers & Fluids 33 (2004) 995–1021
- [18] Pulkrabek W.W. "Engineering Fundamental of the Internal Combustion Engine", Prentice-Hall International, Inc. 1997.
- [19] Rogowski A.R., Bouchard C.L., "Scavenging a Piston-Ported Two-Stroke Cylinder", National Advisory Committee for Aeronautics – Technical Notes No. 674, 1938.
- [20] Sato T., Nakayama, M., "Gasoline Direct Injection for a Loop-Scavenged Two-Stroke Cycle Engine", SAE Paper No. 870172, SAE Int. Cong. And Exp., 1988.
- [21] Semin N.M.I.N.I., Rosli A.B., Abdul R.I., "In-Cylinder Flow through Piston-Port Engines Modeling using Dynamic Mesh", Automotive Excellent Center, Faculty of Mechanical Engineering, University Malaysia Pahang, Journal of Applied Sciences Research, 4(1): 58-64, 2008.



- [22] Sher E., "Scavenging the two-stroke engine", Proc. Energy Combust. Sci. 16, 1990.
- [23] Smyth J.G., Kenny R.G., Blair G.P., "Motored and Steady Flow Boundary Conditions Applied to the Prediction of Scavenging Flow in a Loop Scavenged Two-Stroke Cycle Engine", SAE Paper No, 900800, SAE Int. Cong. And Exp., 1988.
- [24] Smyth J.G., Kenny R.G., Blair G.P., "Steady flow analysis of the scavenging process in a loop scavenged two-stroke cycle engine-a theoretical and experimental study", SAE International Off Highway and Powerplant Congress, Milwaukee, Wisconsin, SAE Paper No 881267, September, 1988.
- [25] Stuecke P., Egbers C., "Visualization of scavenging flow in the design of small two-stroke engines", Germany Optics & Laser Technology 38 (2006) 272–276
- [26] Taylor C.F., "The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice: Volume II, revised edition", MIT Press, Cambridge, Mass., 1985
- [27] TEE NENG N.G., "Design and Optimization of the Scavenging System of a Multi-Cylinder Two-Stroke Scotch-Yoke Engine", Universiti Teknologi Malaysia, 2006.
- [28] VanGerpen J.H., "A Two-Stroke Diesel Engine Simulation Program", Iowa State University, NASA Report No. CR-185155, 1990.
- [29] Versteeg H.K., Malasekara W., "An introduction to Computational Fluid Dynamics – the Finite Volume Method", Longman Group Limited, 1995.
- [30] W.H. Kurniawan; S. Abdullah, PhD; A.Shamsudeen, "Turbulence and Heat Transfer Analysis of Intake and Compression Stroke in Automotive 4-stroke Direct Injection Engine", Department of Mechanical and Materials Engineering Faculty of Engineering National University of Malaysia, Algerian Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol 1, 2007.

[31] Wilcox D. C., "Turbulence Modeling for CFD", 2nd Edition, DCW Industries, Inc., 1998.

[32]TAG USA, "PRD Fireball Engine Specifications",  
<http://www.tagracing.net/rules/prdfireball125.html>

[33] <http://ppdgemini.com>

[34] <http://dieselair.com/2007/07/powerplant-developments-in-uk-unveils.html>