



Sergiy Tsyshkovskiy

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

**Projeto e análise teórica da conversão de motores de
combustão interna para funcionamento
como compressores de ar**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho, Professor Auxiliar,
FCT/UNL

Júri

Presidente: Doutor António José Freire Mourão, Professor Associado, FCT/UNL;

Arguente: Doutor Daniel Cardoso Vaz, Professor Auxiliar, FCT/UNL;

Vogal: Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho, Professor Auxiliar, FCT/UNL;



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Novembro, 2019

Aproveitamento de motores de combustão interna em fim de vida para funcionamento como compressores de ar

Copyright © 2019 Sergiy Tsyshkovskiy, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objectivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Quero agradecer ao meu orientador, o Professor Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho, pela sua orientação e auxílio na compreensão de certos aspetos desta dissertação. Mas essencialmente pela disponibilidade e confiança demonstrada.

E um agradecimento muito especial aos meus pais pelo constante apoio, alegria e principalmente os meios para chegar onde cheguei. Sem eles nada disto seria possível. À minha irmã e à restante família, pelos momentos de alegria e descontração.

À minha namorada Bianca Lage, que esteve nos melhores e piores momentos e manteve sempre o apoio para me ajudar a ultrapassar qualquer obstáculo.

Aos meus amigos, Tales Carvalheira, Daniel Tomás, Nico Rodideal, Ana Matos e Ganna Kryuchkova pela amizade e momentos vividos ao longo deste percurso académico. Ao meu colega e amigo, Rodrigo Antunes, pelas sugestões e correções, mas principalmente pelo companheirismo no decurso da elaboração da dissertação e ao meu grande amigo Gonçalo Gonçalves pela forte irmandade.

Resumo

A presente dissertação pretende desenvolver e analisar a viabilidade de um método de conversão de um motor alternativo de combustão em fim de vida para um compressor de ar.

O aumento do número de motores de combustão em fim de vida tem incentivado a reutilização destes para fins diferentes aos que estavam destinados inicialmente. A geometria complexa destes motores e os seus processos termodinâmicos permitem uma versatilidade enorme no tema dos compressores recíprocos.

Os princípios geométricos e termodinâmicos dos motores de combustão são explicados pormenorizadamente nos aspetos mais correlacionados com o compressor. A taxa de compressão é um tópico abordado para o cálculo do desempenho do motor enquanto compressor. O *timing* das válvulas é outro elemento que sofre uma ligeira alteração para possibilitar uma admissão melhorada.

As bases termodinâmicas da compressão são explicadas e correlacionadas com o novo funcionamento do motor. Os parâmetros de desempenho mais importantes dos compressores como a eficiência volumétrica e o trabalho realizado na compressão do ar são interpretados e o seu cálculo é demonstrado.

Numa parte final, realiza-se uma verificação teórica dos parâmetros dos compressores para o novo motor convertido e cada resultado é analisado. Expõem-se as melhores formas de aumentar o desempenho do motor através da alteração do volume morto e os parâmetros anteriores são reanalisados para verificar o impacto no desempenho. Por fim, realiza-se uma estimativa dos custos desta conversão juntamente com uma comparação com um compressor recíproco disponível no mercado relativamente ao preço e desempenho.

Palavras-chave: Fim de Vida; Economia Circular, Motor de Combustão; Compressor de Ar;

Abstract

The present dissertation aims to develop and analyze the feasibility of a method of converting a reciprocating end-of-life internal combustion engine to an air compressor.

The increase in the number of end-of-life internal combustion engines has encouraged their reuse for purposes other than those originally intended. The complex geometry of these motors and their thermodynamic processes allow for enormous versatility in reciprocating compressors.

The geometrical and thermodynamic principles of combustion engines are explained in detail in the aspects most closely related to the compressor. Compression ratio is a topic addressed for calculating engine performance as a compressor. The valve timing is another element that is slightly altered to allow for improved intake.

The thermodynamic basis of compression is explained and correlated with the new engine operation. The most important performance parameters of compressors such as volumetric efficiency and air compression work are interpreted and their calculations are demonstrated.

In the final part, a theoretical verification of the compressor parameters for the new converted motor is performed and each result is analyzed. The best ways to increase engine performance by changing the dead volume are exposed and the previous parameters are re-analyzed to check the impact on performance. Finally, an estimate of the costs of this conversion is made and along with a comparison with a reciprocating compressor available on the market for price and performance.

Keywords: End of life; Circular Economy, Combustion Engine; Air compressor;

Índice

AGRADECIMENTOS	V
RESUMO	VII
ABSTRACT	IX
ÍNDICE	XI
ÍNDICE DE FIGURAS	XIII
ÍNDICE DE TABELAS	XV
SIMBOLOGIA E SIGLAS	XVII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO	1
1.2 OBJETIVOS.....	3
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	3
1.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	7
2.1 FUNCIONAMENTO	7
2.2 COMPONENTES.....	10
2.2.1 <i>Cabeça do Motor</i>	11
2.2.2 <i>Bloco do Motor</i>	11
2.2.3 <i>Cárter</i>	12
2.3 PROPRIEDADES GEOMÉTRICAS	13
2.4 <i>TIMING</i> DAS VÁLVULAS.....	14
3. COMPRESSORES DE AR	17
3.1 COMPRESSOR RECÍPROCO DE ÊMBOLOS	19
3.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS.....	21
3.3 EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA	24
3.4 NÍVEIS DE COMPRESSÃO.....	25
4. PROJETO	27
4.1 ADMISSÃO DE AR.....	27
4.2 ESCAPE DE AR.....	30
4.3 FONTE DE ENERGIA DO MOTOR.....	31

4.4 VOLUME MORTO.....	31
4.5 RENDIMENTO GERAL.....	32
4.6 PRESSÃO E TEMPERATURA DE SAÍDA	37
4.7 CAUDAL VOLUMÉTRICO E MÁSSICO.....	39
4.8 TRABALHO CONSUMIDO.....	40
4.9 POTÊNCIA DO COMPRESSOR.....	40
4.10 VERIFICAÇÃO TEÓRICA.....	41
4.10.1 Eficiência Volumétrica	42
4.10.2 Caudal Volumétrico	43
4.10.3 Caudal Mássico.....	44
4.10.4 Trabalho Consumido	45
4.10.5 Potência Necessária.....	46
4.10.6 Temperatura à Saída	48
4.10.7 Aperfeiçoamento de Desempenho.....	49
4.11 ESTIMATIVA DE CUSTOS E COMPARAÇÃO NO MERCADO.....	53
5. CONCLUSÃO.....	57
6. TRABALHOS FUTUROS	59
7. REFERÊNCIAS.....	61
8. ANEXOS	63

Índice de Figuras

FIGURA 1 - MODELO DE ECONOMIA CIRCULAR [5].....	2
FIGURA 2 - MOTOR CONVERTÍVEL EM COMPRESSOR DE AR E COMBUSTÃO INTERNA, ADAPTADO DE [6].....	4
FIGURA 3 - CICLO OTTO A 4 TEMPOS, ADAPTADO DE [7].	8
FIGURA 4 - DIAGRAMA PV DO CICLO TEÓRICO DE OTTO [7].	9
FIGURA 5 - TRÊS GRANDES COMPONENTES DE UM MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA [8].....	10
FIGURA 6 - COMPONENTES CONSTITUINTES DA CABEÇA DO MOTOR [9].....	11
FIGURA 7 - COMPONENTES DA CAMBOTA [8].....	12
FIGURA 8 - CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DO MECANISMO DO ÊMBOLO DO MOTOR DE COMBUSTÃO [10]. .	13
FIGURA 9 - DIAGRAMA IDEAL TEÓRICO DO <i>TIMING</i> DE VÁLVULAS EM FUNÇÃO DO ÂNGULO DA CAMBOTA NO MOTOR DE 4 CICLOS.	15
FIGURA 10 - DIAGRAMA REAL DO <i>TIMING</i> DE VÁLVULAS DE UM MOTOR COM O CICLO OTTO, ADAPTADO DE [7].	16
FIGURA 11 - TIPOS DE COMPRESSORES [12].	17
FIGURA 12 - ESQUEMA DO FUNCIONAMENTO DO ÊMBOLO DO COMPRESSOR RECÍPROCO, ADAPTADO DE [15]. .	19
FIGURA 13 - COMPONENTES PRIMÁRIOS DO COMPRESSOR RECÍPROCO, ADAPTADO DE [12].....	20
FIGURA 14 - DIAGRAMA DO CICLO IDEAL E REAL DO COMPRESSOR (PRESSÃO-VOLUME), ADAPTADO DE [16]. .	22
FIGURA 15 - DIAGRAMA PV DOS TIPOS DE PROCESSOS DE COMPRESSÃO, ADAPTADO DE [12].....	22
FIGURA 16 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO COMPRESSOR COM DOIS NÍVEIS DE COMPRESSÃO, ADAPTADO DE [12].	25
FIGURA 17 - DIAGRAMA PV DO COMPRESSOR COM UM E DOIS NÍVEIS DE COMPRESSÃO.....	26
FIGURA 18 - REPRESENTAÇÃO DA OPERAÇÃO DAS VÁLVULAS EM FUNÇÃO DO ÂNGULO DA CAMBOTA, PRESENTE NUM MOTOR (OTTO) DE 4 CILINDROS.	28
FIGURA 19 - DIAGRAMA DE <i>TIMING</i> DE VÁLVULAS DA CONVERSÃO PARA UM MOTOR DOHC.	29
FIGURA 20 – REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DA ABERTURA DAS VÁLVULAS EM FUNÇÃO DO ÂNGULO DA CAMBOTA, APÓS A CONVERSÃO.	30
FIGURA 21 - DIAGRAMA PV DO CICLO DE COMPRESSÃO REAL DO COMPRESSOR.....	34
FIGURA 22 - PROCESSOS QUASI-ESTÁTICOS E NÃO QUASI-ESTÁTICOS ENTRE O ESTADO A E B DE UM FLUIDO [20].	38
FIGURA 23 - GRÁFICO DE EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA EM FUNÇÃO DA PRESSÃO DO AR À SAÍDA.....	42
FIGURA 24 - GRÁFICO CAUDAL VOLUMÉTRICO EM FUNÇÃO DAS RPM, PARA DIFERENTES PRESSÕES DE SAÍDA.	43
FIGURA 25 - GRÁFICO CAUDAL MÁSSICO EM FUNÇÃO DAS RPM, PARA DIFERENTES PRESSÕES DE SAÍDA.	44
FIGURA 26 - GRÁFICO DO TRABALHO CONSUMIDO PELO COMPRESSOR EM FUNÇÃO DA PRESSÃO DO AR À SAÍDA.	45

FIGURA 27 - VISTA COMPLETA DO GRÁFICO DA POTÊNCIA CONSUMIDA EM FUNÇÃO DA ROTAÇÃO DO MOTOR, A DIFERENTES PRESSÕES DE SAÍDA.....	46
FIGURA 28 - VISTA EM PORMENOR DO GRÁFICO DA POTÊNCIA CONSUMIDA EM FUNÇÃO DA ROTAÇÃO DO MOTOR, A DIFERENTES PRESSÕES DE SAÍDA.....	47
FIGURA 29 - GRÁFICO DE POTÊNCIA EM FUNÇÃO DA PRESSÃO DE SAÍDA, PARA CADA ACRÉSCIMO DE 1000 RPM DO MOTOR.....	47
FIGURA 30 - GRÁFICO DE TEMPERATURA DO AR EM FUNÇÃO DA PRESSÃO À SAÍDA.....	48
FIGURA 31 - GRÁFICO DE EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA EM FUNÇÃO DA PRESSÃO DE SAÍDA, COM CINCO REDUÇÕES ACRESCIDAS DE 10% DO VOLUME MORTO ORIGINAL.....	50
FIGURA 32 - REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DO CAUDAL VOLUMÉTRICO EM FUNÇÃO DA ROTAÇÃO DO MOTOR, PARA UMA PRESSÃO DE SAÍDA DE 8 BAR COM CINCO REDUÇÕES ACUMULATIVAS DE 10% CADA NO VOLUME MORTO.....	51
FIGURA 33 - REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DA POTÊNCIA CONSUMIDA EM FUNÇÃO DA ROTAÇÃO DO MOTOR, PARA UMA PRESSÃO DE SAÍDA DE 8 BAR COM CINCO REDUÇÕES ACUMULATIVAS DE 10% CADA NO VOLUME MORTO.....	52

Índice de Tabelas

TABELA 1 - DADOS DE DESEMPENHO DO MOTOR ZETEC-E 1.6, ADAPTADO DE [21].....	41
TABELA 2 - TAXA DE COMPRESSÃO EM FUNÇÃO DE CADA ACRÉSCIMO DE 10% DE REDUÇÃO DO VOLUME MORTO.	50
TABELA 3 - CAUDAL VOLUMÉTRICO EM FUNÇÃO DE CADA ACRÉSCIMO DE 10% DE REDUÇÃO DO VOLUME MORTO PARA 8 BAR DE PRESSÃO À SAÍDA.....	51
TABELA 4 - POTÊNCIA CONSUMIDA EM FUNÇÃO DE CADA ACRÉSCIMO DE 10% DE REDUÇÃO DO VOLUME MORTO PARA 8 BAR DE PRESSÃO À SAÍDA.....	52
TABELA 5 - COMPONENTES NECESSÁRIOS PARA O PROJETO E CUSTOS ASSOCIADOS.	53
TABELA 6 - DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR HCT AR 2080.....	54
TABELA 7 - DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR AIRPRESS HK 1000-500 DE 2 CILINDROS.	55

Simbologia e Siglas

FCT-UNL	Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior
DOHC	Double overhead camshaft
TC	Taxa de compressão
L	Curso do êmbolo
C	Cilindrada
V	Volume
V_d	Volume de curso (PMI-PMS)
V_c	Volume morto do cilindro
$d_{\text{êmbolo}}$	Diâmetro do êmbolo
n_c	Número de cilindros do motor
n_r	Número de rotações do motor
P, p	Pressão
P_d	Pressão de descarga
P_s	Pressão de sucção
n	Número de moles
R	Constante universal dos gases perfeitos
T	Temperatura
γ	Coefficiente politrópico
k	Coefficiente de expansão adiabática
W	Trabalho
m	Massa
E_v	Eficiência volumétrica
$E_{\text{mecânica}}$	Eficiência mecânica
$E_{\text{adiabática}}$	Eficiência adiabática
Q	Caudal volumétrico
G	Caudal mássico
c	Rácio de folga
z_s	Fator de compressibilidade do gás na admissão

z_d	Fator de compressibilidade do gás no escape
e_v	Fator de correção
ρ	Massa específica do fluido
PC	Potência consumida



INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

A conservação do meio ambiente e o desenvolvimento sustentável são duas das grandes preocupações globais. A poluição industrial, o efeito de estufa, o buraco na camada de ozono, juntamente com o desperdício de recursos minerais não renováveis originam um modelo de crescimento económico desequilibrado e insustentável. Desta análise, surgiu uma nova consciência ambiental no setor automóvel, o conceito de desenvolvimento sustentável, que relaciona gestão ambiental à qualidade e quantidade dos veículos.

Em 2015, foram criados os 17 Objetivos de desenvolvimento sustentável estabelecidos pelas Nações Unidas, onde impactam direta e indiretamente a indústria automóvel [1]. É certo que os fabricantes têm um longo caminho de reduzir/compensar os seus efeitos prejudiciais sobre o ambiente, desde a produção de materiais recicláveis até à reciclagem das peças e, veículos em fim de vida. Daí as empresas investiram muito em melhorar os seus veículos, construir novas fábricas e modernizar linhas de montagem já existentes, com o novo objetivo sustentável.

Na União Europeia existiu uma norma legislativa elaborada por uma comissão focada na indústria automóvel sobre a reciclagem de automóveis e seus componentes. Esta foi aprovada em outubro de 2000, onde responsabilizava os fabricantes pelo tempo de vida do automóvel e determinava metas de reciclabilidade de 95% dos veículos projetados desse ano até 2005 [2].

Em Portugal, estes valores têm sido cumpridos com distinção, apesar da média de vida de um automóvel ser de 19 anos, quando comparado ao resto da Europa onde a média é de 13 anos [3]. “De acordo com a Valorcar, em 2016 registou-se o melhor resultado de sempre ao nível de reaproveitamento dos materiais dos veículos em fim de vida, tendo-se atingido uma taxa de reutilização/reciclagem de 87,1% e de reutilização/valorização de 95,9%. Desta forma ultrapassam-se largamente

os objetivos de reutilização/reciclagem (85%) e de reutilização/valorização (95%) previstos na legislação comunitária para o período pós 2015” [4], cumprindo de forma muito satisfatória as metas para o desenvolvimento sustentável estabelecido pelas Nações Unidas.

O desmantelamento do automóvel segue-se por vários passos, onde para o motor, seja a gasolina ou Diesel, existem dois caminhos a seguir: a conservação para futura venda como peça em segunda mão; o envio para um centro de reciclagem de metais, consequência de ser composto por ferro fundido, aço e alumínio.

O tema desta dissertação apresenta outra solução ao aproveitamento do motor que insere-se no conceito de economia circular. Este é um modelo económico focado na coordenação de sistemas de produção e consumo, representado na Figura 1. É uma ideia estratégica com o âmbito assente na redução, reutilização, recuperação e reciclagem de materiais e energia [5].

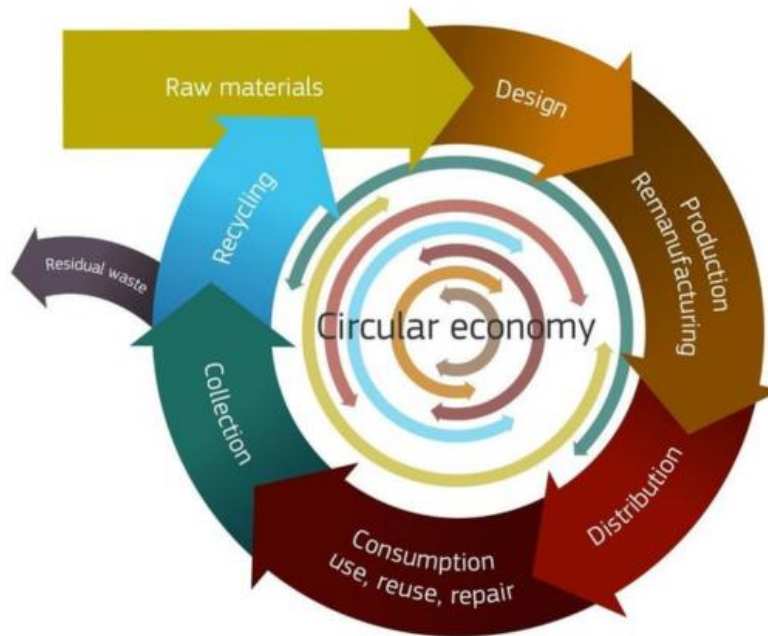


Figura 1 - Modelo de economia circular [5].

O compressor de êmbolos é um sistema com estrutura semelhante ao motor de combustão interna. A conversão do motor em compressor é um tema interessante de ser abordado em termos de engenharia mecânica. Esta alternativa face à reciclagem dos materiais do motor, evita o fabrico de um novo compressor. Uma vez que o motor seria reciclado pelos seus materiais e não pela geometria complexa que possui. Desta forma, previnem-se gastos económicos, resíduos poluentes e tempo que seriam usados no fabrico de um novo compressor, favorecendo o conceito de reciclagem circular.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal desta dissertação é de desenvolver um projeto de conversão de um motor de combustão interna, de vários tipos, num compressor de êmbolos. O objetivo secundário enquadra-se no estudo de viabilidade da conversão juntamente com a análise dos custos associados a esta. Este projeto insere-se no âmbito da atual tendência designada de economia circular, aproveitando o motor de combustão interna em fim de vida para um fim diferente daquele para que foi inicialmente projetado.

O motor de combustão interna é capaz de comprimir uma mistura de ar-combustível para a realização da ignição da mesma. Este pormenor, ajuda no funcionamento do motor como compressor. No entanto, este princípio não garante que os níveis de compressão sejam suficientes para ser viavelmente usado com o objetivo de comprimir ar, não esquecendo que o desgaste causado pela idade do componente pode interferir com o processo. Portanto, é necessário um estudo focado não só nas modificações a serem realizadas, mas nos parâmetros de engenharia teoricamente necessários para garantir o correto funcionamento.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação encontra-se dividida em seis capítulos.

O primeiro capítulo é o da Introdução, que se inicia pela Motivação descrevendo o contexto em que o tema abordado se encontra relativamente às questões globais e as motivações principais para a sua elaboração. São descritos os objetivos e tarefas principais a serem atingidos, o estado da arte e é apresentada a estrutura que se seguiu.

O segundo capítulo, Motores de Combustão Interna, faz um enquadramento do funcionamento dos motores e seus componentes principais. Aborda os princípios geométricos e termodinâmicos, assim como aspetos mais importantes como o *timing* das válvulas.

No terceiro capítulo, Compressores de Ar, é apresentado o mecanismo do motor compressor de êmbolos e suas configurações. São analisados os princípios termodinâmicos e as equações de estado.

No quarto capítulo, Projeto, são descritas as decisões tomadas para se realizar a conversão, como as razões por detrás de cada escolha. Os parâmetros de compressão do motor são analisados tomando como partido os cálculos no projeto de um compressor de êmbolos. É feita a estimativa de custos relacionados com a introdução das modificações necessárias.

No quinto capítulo, Conclusão, são expressas as conclusões retiradas relativamente às que se esperavam inicialmente, analisando a rentabilidade da conversão face aos custos associados e outras opções de mercado.

No sexto capítulo, Trabalhos Futuros, encontram-se temas para continuação do estudo da análise ao desempenho do motor convertido em compressor.

1.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O tema desta dissertação encontra-se presente na categoria de Projeto. Como em qualquer projeto, é necessário saber-se o que já existe sobre o tema, evitando que se desperdice tempo em investigações desnecessárias. Encontrar trabalhos semelhantes é uma atividade que pode ser considerada crítica e reflexiva, pois é necessário que estes estejam relacionados com a temática desenvolvida, assistindo na melhoria e desenvolvimento de novos conceitos e soluções. Após análise de diversas patentes e artigos não se encontrou conteúdo diretamente relacionado com a conversão do motor alternativo em compressor de ar. No entanto existe uma patente que apresenta uma conversão do funcionamento a combustão interna para ar pressurizado. O motor convertível de combustão interna, patenteado em 1974 por Takahiro Ueno, é demonstrado na Figura 2.

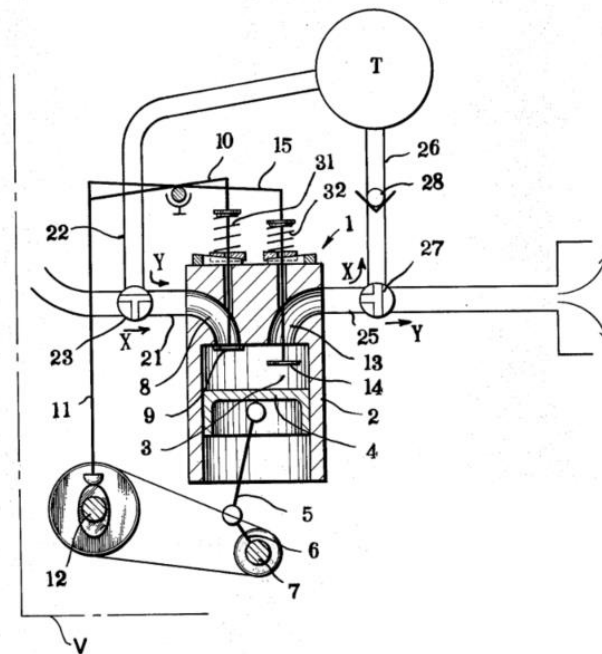


Figura 2 - Motor convertível em compressor de ar e combustão interna, adaptado de [6].

O desenvolvimento de um sistema que permite que um motor a combustão possa operar como compressor de ar e motor de combustão alternadamente. O princípio do funcionamento é realizado através de uma mudança na entrada ou saída das válvulas de admissão ou escape. O funcionamento como compressor pode ocorrer num de quatro cilindros do motor, enquanto que os restantes possuem o funcionamento normal de combustão. O ar comprimido é guardado dentro de um reservatório que posteriormente pode ser usado para ajudar no arranque do motor ou em outras aplicações favoráveis à combustão [6].

A patente focada neste princípio é indiretamente correlacionada com o tema da presente dissertação e possibilitou a criação de soluções na conversão.

2

MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

2.1 FUNCIONAMENTO

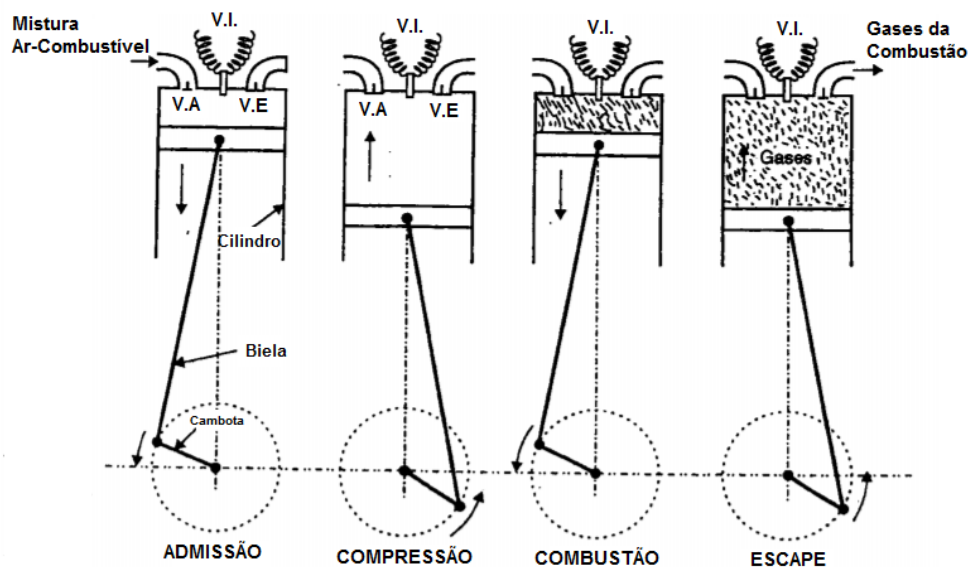
Os motores alternativos de combustão interna têm duas versões de ciclos de trabalho, o ciclo de trabalho a 2 tempos e o de 4 tempos. Em ambos, o ciclo mecânico é igual a qualquer outro motor alternativo:

1. A mistura ar-combustível é admitida no cilindro (no motor a gasolina);
2. A mistura é comprimida por ação de trabalho do êmbolo (consome-se trabalho);
3. Ocorre a ignição da mistura pressurizada;
4. A energia térmica dos gases realiza trabalho no êmbolo por ação da expansão dos gases.
5. Os gases são expulsados do cilindro.

O motor a quatro tempos, maioritariamente usado atualmente, deve o seu funcionamento ao princípio de Otto (Figura 3), onde ocorre um ciclo de energia a cada duas revoluções da cambota. A cada revolução da cambota realizam-se dois cursos do êmbolo, assim o ciclo de energia tem quatro cursos do êmbolo, sendo estes:

1. Admissão. A válvula de admissão é aberta enquanto o êmbolo desce até ao PMI, admitindo uma mistura de ar-combustível nos motores com ciclo Otto, ou de apenas ar em motores com ciclo Diesel.
2. Compressão. A válvula de admissão é fechada, o cilindro sobe até ao PMS comprimindo a mistura. Momentos antes deste chegar ao PMS, é injetado combustível no caso do ciclo Diesel.

3. Combustão. Ocorre no momento em que o cilindro se encontra no PMS. A combustão acontece através de uma vela de ignição que produz uma faísca elétrica provocando a ignição da mistura comprimida (Otto). Ou por autoignição do combustível ao atingir uma determinada pressão (Diesel). A expansão dos gases produz um movimento descendente no êmbolo. Converte-se energia química da reação de combustão em energia mecânica. O movimento linear do cilindro é convertido em rotação da cambota através do conjunto biela-manivela.
4. Escape. A válvula de escape é aberta enquanto o cilindro sobe ao PMS. Os gases da combustão são expelidos da câmara cilíndrica.



V.I. = Vela de Ignição, V.A. = Válvula de Admissão, V.E. = Válvula de Escape

Figura 3 - Ciclo Otto a 4 tempos, adaptado de [7].

O diagrama pV (Figura 4) permite compreender melhor os quatro tempos do ciclo teórico de Otto do ponto de vista termodinâmico:

- 1-2 – Compressão adiabática (isentrópica);
- 2-3 – Transformação isocórica;
- 3-4 – Expansão adiabática (isentrópica);
- 4-1 – Transformação isocórica;
- 5-1 – Admissão/Escape isobárico;

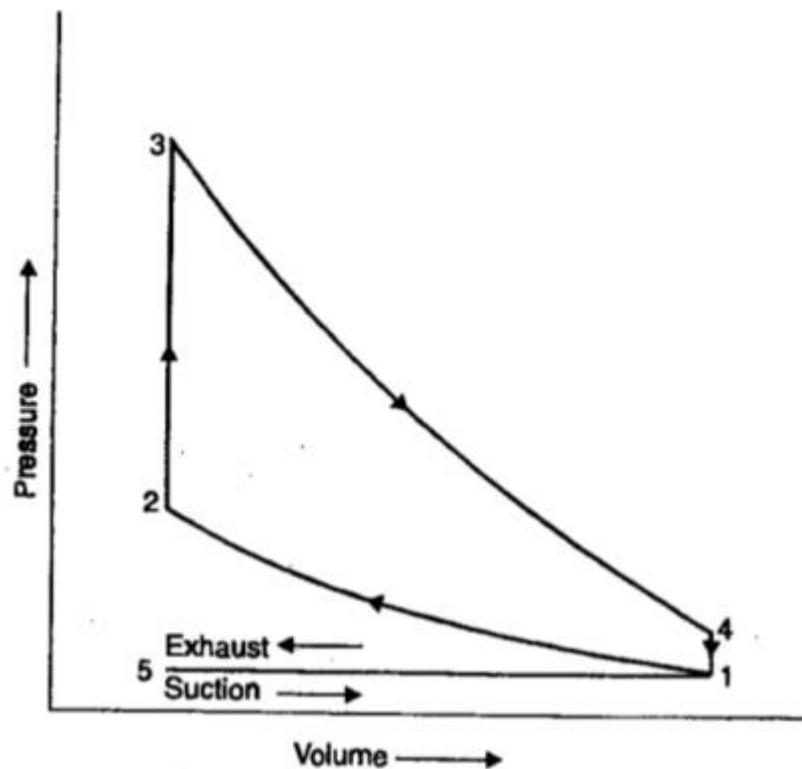


Figura 4 - Diagrama pV do ciclo teórico de Otto [7].

Nos processos 1-2 e 3-4, representados como a compressão e expansão do ar, onde o êmbolo move-se reciprocamente entre o PMI e o PMS, consideram-se processos adiabáticos onde não ocorre transferências de calor com o exterior. No processo 2-3, o êmbolo encontra-se no PMS e dá-se a ignição da mistura, momento em que ocorre uma transferência de calor com volume constante no sistema fechado, para o gás. Em 4-1, o êmbolo encontra-se no PMI e o calor é rejeitado em volume constante. No processo 5-1 pode ocorrer a admissão de ar ou o escape dos gases queimados, em que ambos ocorrem a pressões constantes variando o volume [7].

2.2 COMPONENTES

Para além dos já referidos, o êmbolo, a biela e as válvulas, é necessário conhecer os componentes que os constituem e a sua função no desempenho da máquina. O clássico motor a quatro tempos é constituído por peças fixas e móveis, que podem ser divididas em três grandes partes, a cabeça, o bloco e o cárter mostrados na Figura 5. Cada uma destas três é uma peça fixa que contém um conjunto de peças móveis, como a árvore de cames e as válvulas na cabeça ou o êmbolo e a biela no bloco do motor.

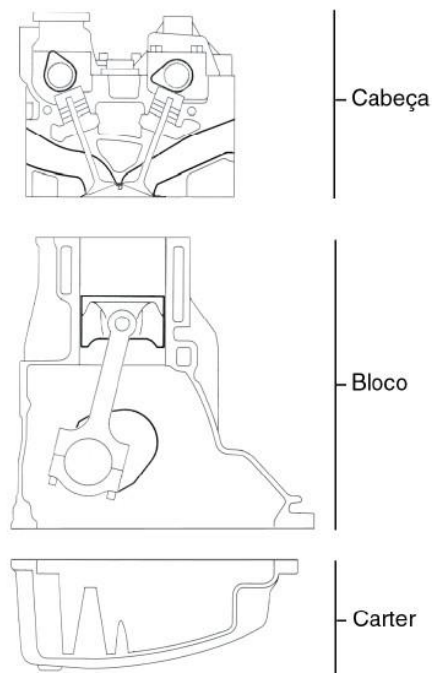


Figura 5 - Três grandes componentes de um motor a combustão interna [8].

2.2.1 CABEÇA DO MOTOR

Serve de suporte para outras peças móveis que gerem o funcionamento do motor, É neste componente que permanece a árvore de cames, o conjunto das válvulas (molas, tuches) e em alguns motores, as velas de ignição e injetores, ver Figura 6. A árvore de cames é o componente de destaque por ser o mecanismo de acionamento das válvulas de admissão ou de escape de forma sincronizada. Este é composto por um veio de ressaltos com geometria fixa para abrir as válvulas em determinados períodos de rotação da cambota (ciclo de admissão e escape). É acionado por uma correia ligada à cambota, geralmente com uma relação de 1:2. Cada volta da árvore de cames corresponde a duas voltas da cambota.

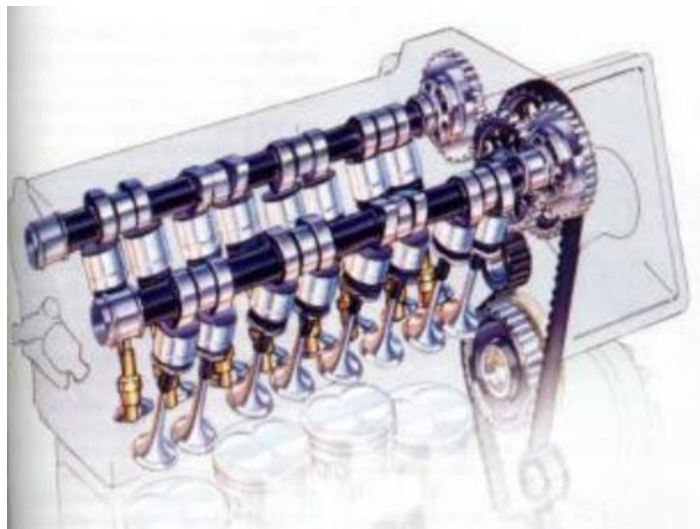


Figura 6 - Componentes constituintes da cabeça do motor [9].

2.2.2 BLOCO DO MOTOR

Para suportar as recorrentes altas pressões e temperaturas que ocorrem na combustão é necessário que o bloco do motor tenha elevada resistência e resiliência. Sendo, tipicamente uma peça fundida em ferro ou alumínio, posteriormente maquinada para suportar a cabeça, o cárter e alojar os cilindros, onde se encontram os êmbolos.

A cambota juntamente com a biela são montadas na parte inferior do bloco, onde ambas têm a função de transferir o movimento retilíneo do êmbolo em movimento rotacional da cambota. Este órgão também pode ser designado de veio motor, transferindo a rotação para a transmissão, árvore de cames e restantes componentes auxiliares.

O êmbolo, fabricado a partir de alumínio ou ligas deste, é o componente que se move no interior do cilindro. É o responsável por transferir o trabalho químico proveniente da queima do combustível em trabalho mecânico, através da biela para a cambota. No decurso do seu deslocamento

retilíneo, este necessita de se ajustar ao cilindro, para garantir a sua estanquidade e manter uma determinada taxa de compressão enquanto garante o menor atrito possível. Para tal, são montados normalmente três anéis ao redor do êmbolo, chamados de segmentos. O primeiro, posicionado mais acima têm a função de conter a pressão no interior do cilindro, evitando fugas. O segundo (do meio), tem duas funções, reter a compressão e permitir a lubrificação de óleo nas paredes internas do cilindro. O terceiro controla a quantidade de lubrificante, permitindo a entrada de uma fina camada de óleo.

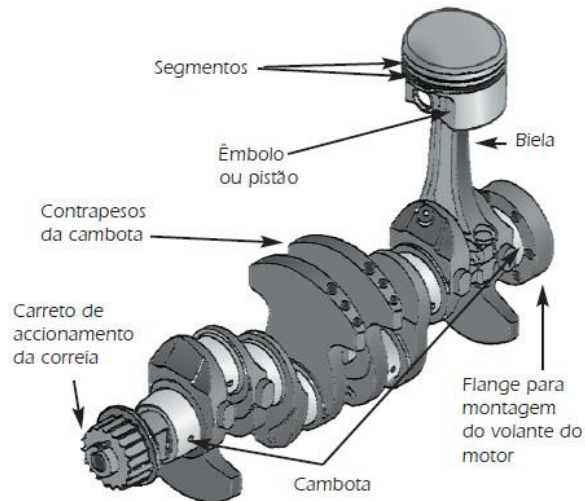


Figura 7 - Componentes da cambota [8].

2.2.3 CÁRTER

Este componente serve apenas de reservatório para o óleo lubrificante do motor. Nos carros de produção tem uma grande capacidade de armazenamento. Ao ter a quantidade recomendada de óleo permite uma lubrificação imediata na cambota e bielas por estarem na zona baixa do motor.

2.3 PROPRIEDADES GEOMÉTRICAS

Para se entender as propriedades geométricas do motor é necessário compreender algumas normas técnicas deste. Na Figura 8, estão representadas as propriedades geométricas referentes ao movimento do êmbolo no cilindro.

O curso do êmbolo (L) é a distância que este percorre desde o seu Ponto Morto Inferior (PMI) e o seu Ponto Morto Superior (PMS). Chama-se Ponto Morto no ponto em que o êmbolo inverte o seu sentido de deslocamento.

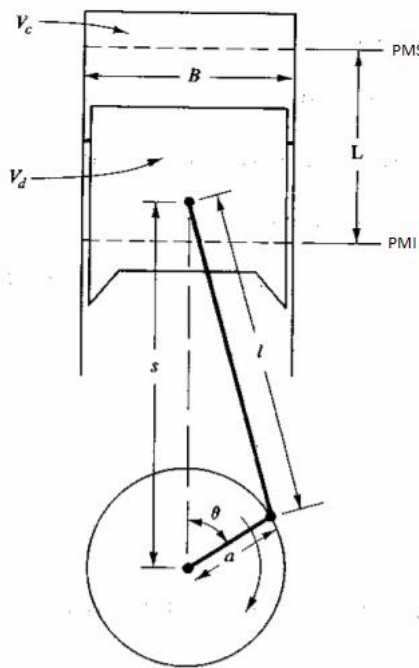


Figura 8 - Características geométricas do mecanismo do êmbolo do motor de combustão [10].

A cilindrada (C) é o volume de curso ou volume total deslocado pelo êmbolo entre o PMI e o PMS, denominado como V_d na Figura 8, multiplicado pelo número de cilindros presentes no motor. Por norma é indicado em litros ou centímetros cúbicos. Calcula-se pela Equação 2.1.

$$C = V_d \times n_c = \frac{\pi \times d_{\text{êmbolo}}^2 \times L}{4} \times n_c \quad (2.1)$$

Onde

$d_{\text{êmbolo}}$ = diâmetro do êmbolo

L = curso do êmbolo

n_c = número de cilindros

A câmara de combustão, ou volume morto (V_m) é o espaço livre acima do êmbolo quando este se encontra no PMS e que contribui para definir a taxa de compressão do motor. Nela, ocorre a combustão da mistura ar-combustível comprimida pelo êmbolo. Este volume pode estar implantado na cabeça do motor ou no topo dos êmbolos.

A taxa de compressão (TC) é um valor numérico adimensional que relaciona quantas vezes o ar ou a mistura gasosa, que se encontra dentro dos cilindros é comprimida dentro da câmara de combustão antes da ignição da mistura. Em termos termodinâmicos, a taxa de compressão esta interligada com o rendimento térmico do motor. Assim, quanto maior a TC, melhor o aproveitamento energético que o motor faz com o combustível consumido. A fórmula para o cálculo da TC é descrita na Equação 2.2 [7].

$$TC = \frac{V_d + V_m}{V_m} \quad (2.2)$$

2.4 TIMING DAS VÁLVULAS

O timing das válvulas é uma característica determinante para a operação destas e à eficiência do motor. Este, consiste no controlo sincronizado do tempo específico de abertura e fecho de cada válvula do motor. Como referido anteriormente, cada duas revoluções da cambota correspondem a uma revolução da árvore de cames. Logo, todas as válvulas de admissão e escape são abertas no decurso de dois ciclos do motor. Para se representar convenientemente este funcionamento recorre-se ao uso do diagrama de *timing* das válvulas. Este diagrama é uma representação gráfica dos momentos exatos de abertura e fecho das válvulas do motor segundo o ângulo de fase da cambota.

Na Figura 9 encontra-se uma representação gráfica do *timing* ideal das válvulas de um motor de 4 ciclos. O sistema move-se no sentido horário. Neste diagrama, o ciclo inicia-se no ponto A com o êmbolo no PMS. A válvula de admissão é aberta, e mantém-se assim durante todo o período de admissão até que fecha no fim deste, no ponto B. O êmbolo moveu-se do PMS para o PMI, e a cambota rodou 180°. De seguida, inicia-se a compressão até ao ponto C, onde o êmbolo move-se para o PMS, a cambota roda novamente 180° e ocorre a ignição da mistura ar-combustível nesse ponto. Aquando da combustão, o êmbolo retorna ao PMI, a cambota avança 180° até ao ponto D. Neste ponto, a válvula de escape é aberta e inicia-se o escape dos gases de combustão. Até que, ao atingir o ponto E, a válvula de escape fecha e o sistema volta a realizar o mesmo ciclo, sendo o ponto E e A coincidentes [11].

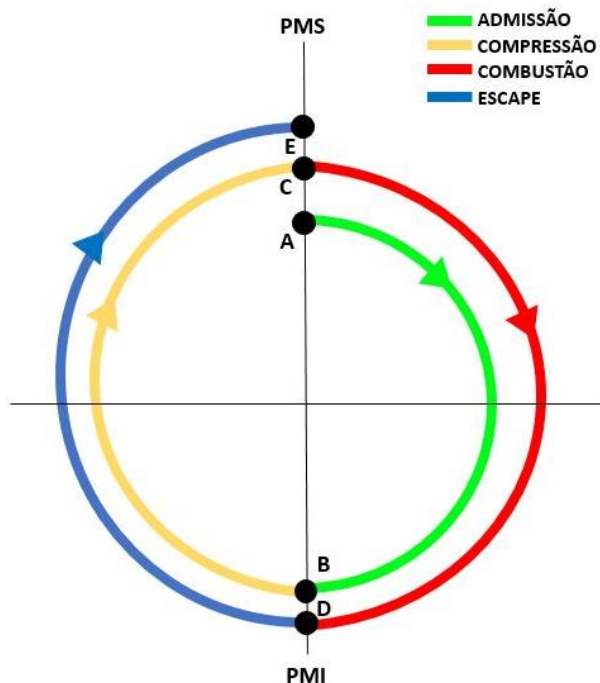


Figura 9 - Diagrama ideal teórico do *timing* de válvulas em função do ângulo da cambota no motor de 4 ciclos.

A figura anterior representa um *timing* ideal teórico, em que a abertura ou fecho da válvula é realizada quase que instantaneamente e tal ação não é prática. Portanto, para que se obtenha um bom desempenho do motor é efetuada uma alteração aos tempos de abertura de cada válvula. Na Figura 10, encontra-se mostrado o diagrama real do *timing* das válvulas de um motor com o ciclo Otto. Nesta nota-se que a válvula de admissão é aberta 10° a 30° anteriormente ao PMS, ou seja, enquanto o êmbolo sobe momentos antes de iniciar a fase de admissão. Isto acontece, para ajudar a expulsão dos gases de combustão para a atmosfera e iniciar a admissão de ar exterior. Seguidamente o êmbolo atinge o PMI e inicia o movimento ascendente¹. Apesar do êmbolo estar a subir, o ar exterior continua a entrar no cilindro até que a válvula se feche por completo, normalmente entre 30° a 40° depois do PMI. De seguida, a mistura é comprimida e a vela de ignição produz uma faísca 30° a 40° antes do PMS. A ignição, ao contrário do diagrama real, acontece anteriormente ao ponto PMS para dar tempo à deflagração provocada pela vela no topo do cilindro, de atingir o êmbolo aquando

¹ Trajeto com direção ao PMS do cilindro.

este inicia o movimento descendente². O *timing* da ignição é um fator relevante para a integridade física do motor de modo a evitar o fenómeno da detonação³. Em torno de 30° a 60° do PMI a válvula de escape abre e os gases da combustão são expelidos com a subida do êmbolo. Ao chegar ao PMS, a válvula de admissão abre, como foi referido anteriormente, para ajudar no escape dos gases. A válvula de escape fecha quando o êmbolo atinge 10° após o PMS [11].

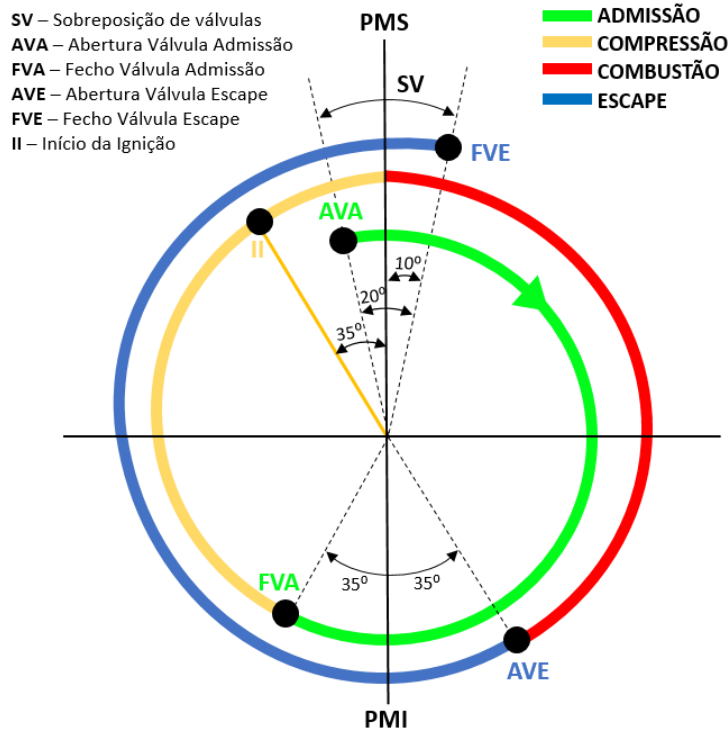


Figura 10 - Diagrama real do *timing* de válvulas de um motor com o ciclo Otto, adaptado de [7].

² Trajeto com direção ao PMI do cilindro.

³ Autoignição do combustível ao atingir determinada pressão e temperatura.

COMPRESSORES DE AR

Quando existe a necessidade de comprimir um gás, o compressor é o único equipamento apropriado. Uma máquina capaz de aumentar a pressão do ar, de baixa para alta pressão com o auxílio de uma fonte externa de energia.

Na indústria do gás comprimido existem dois tipos de compressor, o de deslocamento positivo e dinâmicos. Dentro destas categorias, têm-se vários modelos para o mesmo tipo de compressor, ver Figura 11.

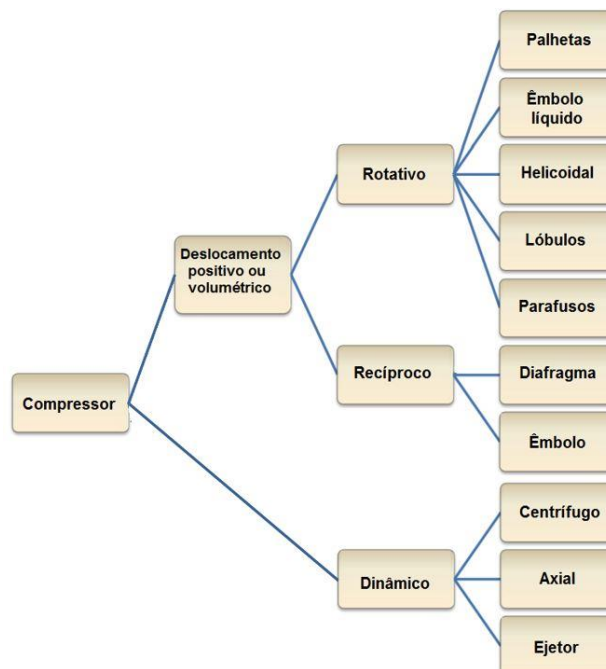


Figura 11 - Tipos de compressores [12].

Compressores de deslocamento positivo aumentam a pressão do ar por ação da diminuição de volume dentro de uma câmara de compressão. Esta variação de volume é atingida pelo uso de engenhos mecânicos como sistemas de biela-manivela ou elementos giratórios. Dentro desta categoria existem dois tipos de funcionamento, o recíproco e o rotativo.

Com equipamentos recíprocos temos baixo caudal mássico, tempo útil de vida longo, taxas de compressão altas e acima de tudo um preço baixo. Por outro lado, nos compressores rotativos consegue-se um local de trabalho silencioso, fluxo de grandes volumes de ar e gastos menores de energia comparativamente aos recíprocos. No entanto, a sua eficiência é baixa e suporta baixas taxas de compressão comparativamente ao compressor dinâmico [13].

Compressores dinâmicos são máquinas de fluxo constante que produzem uma variação na pressão do gás segundo um elemento rotativo que acelera o ar, convertendo energia em variação na pressão do gás. A isto é chamado processo de compressão politrópico, onde trabalho é realizado num fluido de forma a aumentar a sua pressão [13].

O compressor de êmbolos abordado nesta dissertação está integrado na categoria de compressores recíprocos de êmbolos. Sendo assim, somente são abordados os princípios técnicos deste modelo.

3.1 COMPRESSOR RECÍPROCO DE ÊMBOLOS

Compressores recíprocos têm sido os mais usados nos sistemas de ar nas instalações industriais. Existem duas categorias, os de ação única e de dupla ação. No primeiro caso, o êmbolo realiza a compressão do fluido apenas no movimento ascendente até ao PMS. No segundo, de dupla ação, o êmbolo é configurado de forma a que realize compressão em ambas as direções, ascendente e descendente [12].

Este tipo de compressores têm o seu mecanismo semelhante ao do motor de combustão interna, no entanto, o compressor é geralmente movido por um motor elétrico ligado à cambota. Um êmbolo ligado a um mecanismo biela-manivela similar ao do motor, move-se dentro de um cilindro de forma a comprimir o gás que se encontra no interior, como se pode verificar na Figura 12. Ao mover-se para o topo, comprime o fluido até determinada pressão que abre a válvula de escape e este escapa de forma constante. Ao atingir o PMS, a válvula de escape fecha e a de admissão abre-se, enquanto o êmbolo começa a descer até ao PMI [14].

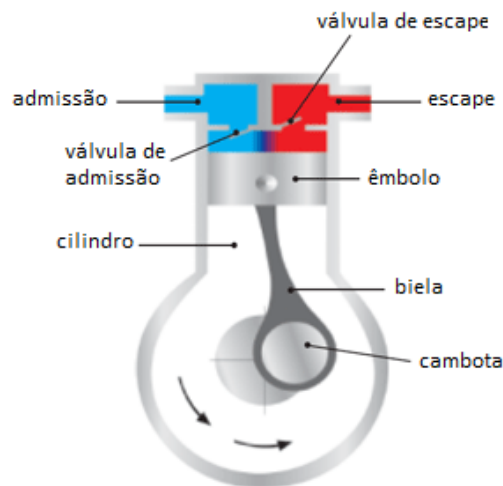


Figura 12 - Esquema do funcionamento do êmbolo do compressor recíproco, adaptado de [15].

Para garantir o correto funcionamento do sistema, são necessários componentes exteriores ao motor compressor, estes são essenciais em qualquer compressor recíproco e encontram-se descritos na Figura 13. No caso representado, o compressor apresentado é de ação única, no entanto a disposição poderá ter um design de dupla ação, onde a compressão ocorre em ambos os movimentos de subida e descida do êmbolo.

As válvulas responsáveis pela entrada e saída do fluido são válvulas de retenção de pressão com mola, cuja abertura depende da pressão dentro do cilindro, sem necessidade de ser atuada por meios externos.

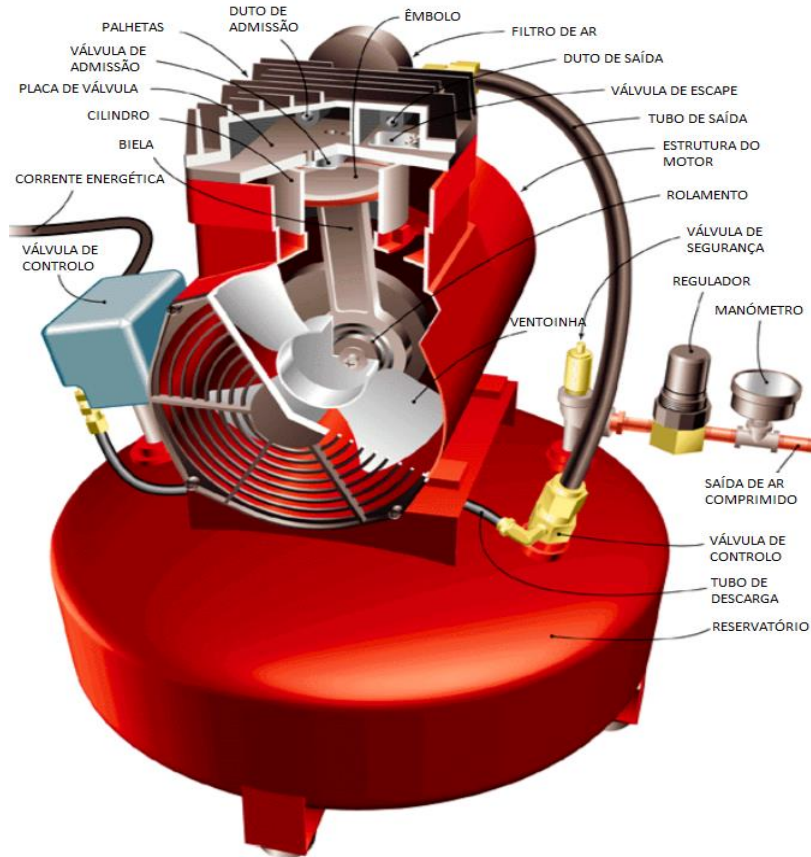


Figura 13 - Componentes primários do compressor recíproco, adaptado de [12].

Assim, como nos motores a combustão, são usados segmentos montados no redor do êmbolo para garantir a vedação do fluido a comprimir. Devido à ausência de um sistema de arrefecimento a água, são usadas palhetas para dispersão do calor com o auxílio de uma ventoinha.

3.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

De forma a assimilar o conceito básico da compressão do compressor recíproco, a análise aos ciclos de funcionamento ideal e real é explicada abaixo e os diagramas pressão-volume demonstrados na Figura 14. O volume morto, ou volume de folga, foi considerado no diagrama. As posições 1, 2, 3 e 4 são referentes à versão ideal, enquanto o ciclo real tem as posições 1, 2A, 3 e 4A. O diagrama pV é constituído por quatro eventos:

- Posição 1 – Ambas as válvulas se encontram fechadas e o êmbolo no PMI. Enquanto a cambota roda, o êmbolo inicia o seu movimento ascendente até ao PMS (posição 3). O volume do gás começa a diminuir enquanto a sua pressão aumenta. A temperatura do gás também aumenta. Quando a pressão no cilindro atinge um valor ligeiramente superior ao de descarga (P_d), a válvula de escape abre. Assim, finaliza-se o primeiro evento do diagrama ao qual é chamado de processo de compressão.
- Posição 2 – O êmbolo continua a subir enquanto a válvula de escape está aberta e o gás comprimido é expelido do cilindro para o duto de saída levando ao reservatório, onde é armazenado. Pela teoria, o gás é removido segundo uma pressão constante, no entanto, na realidade devido à geometria e accionamento das válvulas a pressão varia ao longo do volume.
- Posição 3 – O êmbolo atinge o PMS e a válvula de escape é fechada. O êmbolo inicia a sua descida e o gás comprimido preso dentro do volume morto inicia a expansão até o ponto 4.
- Posição 4 – O gás outrora comprimido atinge a pressão ambiente. Pelo ciclo teórico a válvula de admissão abre neste momento para permitir a admissão de ar. No entanto, devido ao mecanismo da válvula, é necessário existir vácuo para a sua abertura. Logo, no ponto 4A existe vácuo por ação do êmbolo. Ar exterior é admitido para dentro do cilindro.

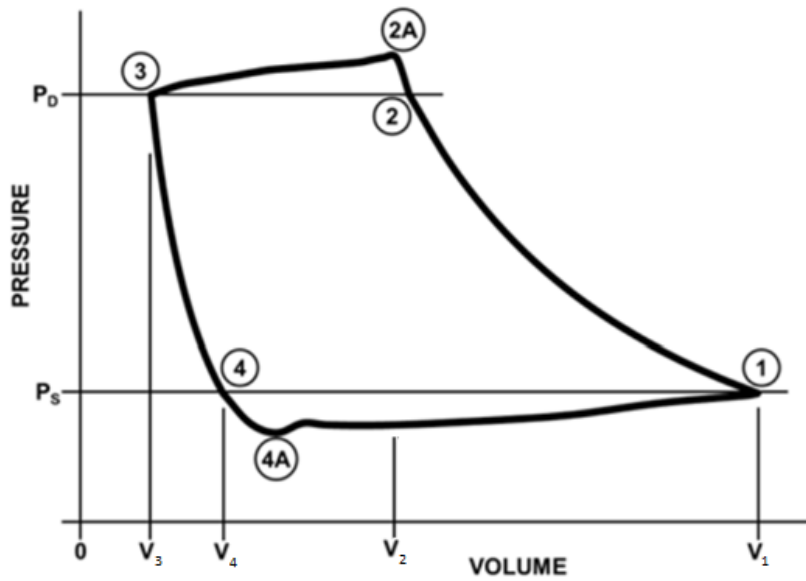


Figura 14 - Diagrama do ciclo ideal e real do compressor (pressão-volume), adaptado de [16].

O processo de compressão é uma transformação politrópica, ou seja, um processo termodinâmico no qual a pressão e o volume do gás são relacionados pela seguinte equação:

$$PV^\gamma = \text{constante} \quad (3.1)$$

Este processo na realidade segue um dos dois processos seguintes, o adiabático e o isotérmico, que se encontram ilustrados na Figura 15. O volume morto é ignorado no diagrama.

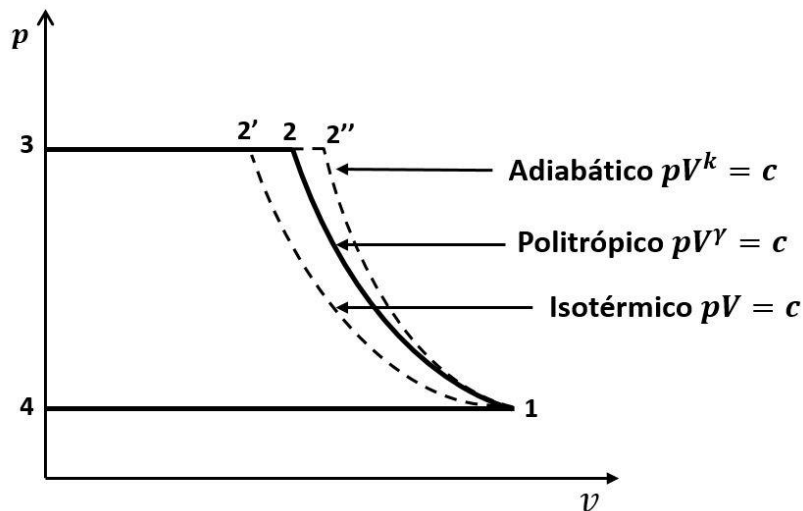


Figura 15 - Diagrama pV dos tipos de processos de compressão, adaptado de [12].

Segundo o trajeto 12'', o ar é comprimido adiabaticamente, o volume diminui, a temperatura aumenta com o aumento de pressão e o coeficiente politrópico γ toma o valor do coeficiente de expansão adiabática k . Este processo é usado em processos em que a compressão é realizada a uma velocidade alta, em relação ao tempo característico dos processos de transferência de calor.

Se a compressão seguir um trajeto isotérmico (trajeto 12') o declive da curva é menor e representa o processo mais eficiente, em que o trabalho realizado é menor. Este processo ocorre quando a temperatura se mantém constante enquanto a pressão e o volume variam. O coeficiente politrópico γ toma o valor de 1. No entanto, este processo é apenas de interesse teórico no decurso desta dissertação, por ser aplicável apenas a gases ideais e manter a temperatura constante durante a compressão não é praticável [17].

A elaboração de um diagrama pV permite o cálculo do trabalho consumido pelo compressor a cada ciclo. A área abaixo da curva no diagrama pV corresponde ao trabalho realizado durante esse processo. Durante a compressão, da posição 1 para a posição 2, temos um decréscimo no volume do fluido, pelo que a área é negativa, coincidindo com o sinal negativo do trabalho. Logo, foi gasto trabalho nesta ação. O trabalho durante este percurso, é calculado segundo:

$$W_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} P dV$$

$$\Leftrightarrow W_{1-2} = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{\gamma - 1} \quad (3.2)$$

O trabalho realizado em todo o ciclo de funcionamento segue a soma da área abaixo da curva 1-2 com a área abaixo do trajeto 2-3 subtraindo a área abaixo de 4-1. Portanto, sabendo a primeira área a partir da Equação (3.3), tem-se que o trabalho total segue:

$$W = \left(\frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{\gamma - 1} \right) + p_2 V_2 - p_1 V_1$$

$$\Leftrightarrow W = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) (p_2 V_2 - p_1 V_1)$$

Assumindo o ar como um gás perfeito pode-se aplicar a lei dos gases ideais ($pV=nRT$), portanto a equação fica:

$$W = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \times n \times R(T_2 - T_1) \quad (3.3)$$

Para um processo politrópico tem-se a seguinte relação:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} \quad (3.4)$$

Substituindo (3.4) em (3.3) resulta:

$$W = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \times m \times R \times T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - 1 \right] \quad (3.5)$$

Onde:

W = Trabalho realizado pelo compressor (J)

γ = Coeficiente politrópico

m = massa de ar induzida e distribuída por ciclo (kg)

R = Constante universal do gás (J/kgK)

3.3 EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

A massa real de fluido induzido no cilindro para compressão é menor que a massa ideal teórica. Isto acontece devido a vários fatores intrínsecos ao motor como a geometria dos dutos de admissão, tempo de abertura das válvulas e rotação do motor. No entanto, o mais importante consiste no valor do volume de folga, abordado mais adiante. Ao rácio entre o volume atual admitido e o volume ideal teórico chama-se eficiência volumétrica que constitui uma unidade de medida de desempenho entre compressores e pode ser calculada pela seguinte equação:

$$E_v = \frac{\text{volume real admitido no cilindro}}{\text{volume teórico admitido no cilindro}} \quad (3.6)$$

Quando a válvula de escape abre e o ar comprimido escapa para o exterior, nem todo o fluido comprimido é removido do cilindro. Isto porque, algum volume do fluido permanece dentro do volume morto devido à alta velocidade e pressão da descarga. Entretanto, a válvula de escape fecha, o êmbolo começa a descer do PMS. A re-expansão do ar atrasa o decréscimo de pressão e por conseguinte a abertura automática da válvula de admissão. Ao atingir a pressão mínima, a válvula de admissão é aberta e o ar de admissão ocupa o volume restante do curso do êmbolo. Este princípio aplica-se a válvulas acionadas por pressão ou por controlo mecânico (árvore de cames). Portanto, o volume real de ar admitido é sempre menor que o volume teórico admitido. Através da Equação 3.3

ainda é possível obter-se duas fórmulas simplificadas para o cálculo da eficiência volumétrica, explicadas pormenorizadamente no Capítulo 4.

3.4 NÍVEIS DE COMPRESSÃO

Uma prática comum quando é necessário atingir-se pressões de 6 bar e em casos excepcionais até 10 bar é o uso de dois ou mais níveis de compressão. Dois níveis de compressão possibilitam pressões de descarga até 15 bar e pressões na gama de 250 bar são atingíveis com três ou quatro níveis de compressão [12]. A Figura 16 demonstra o sistema do compressor com dois níveis de compressão. O movimento do primeiro êmbolo deve ser contrário ao do segundo, ou seja, enquanto o primeiro sobe o segundo encontra-se a descer.

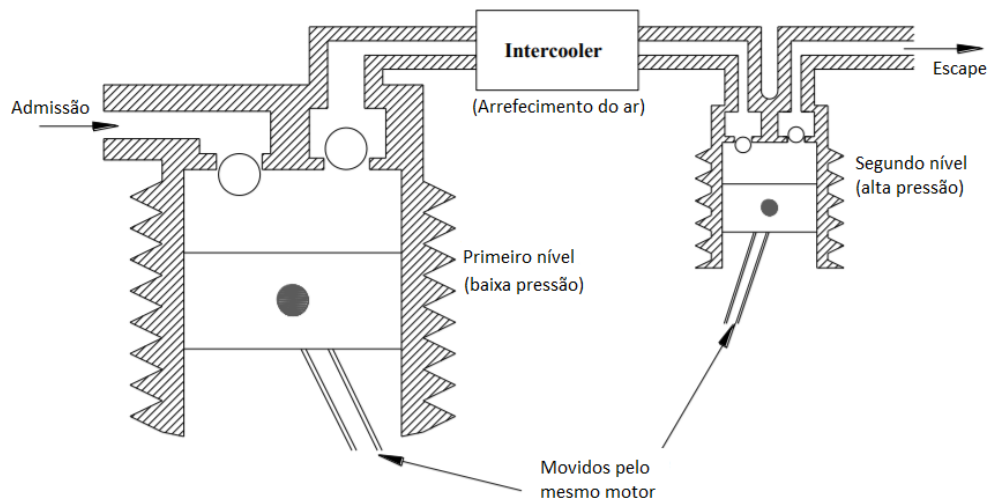


Figura 16 - Representação esquemática do compressor com dois níveis de compressão, adaptado de [12].

Segundo as leis gerais dos gases, ao ocorrer um aumento de pressão ocorre conseqüentemente um aumento de temperatura. Quando são necessárias pressões muito altas de compressão, o uso de um nível único de compressão, produz um aumento muito elevado de temperatura, correspondendo ao aumento do consumo de potência e uso de altas taxas de compressão. À saída do primeiro nível de compressão tem-se ar com uma temperatura elevada. Para garantir uma eficiência volumétrica conveniente na segunda compressão, usa-se um sistema de arrefecimento de ar por ação de um permutador de calor, na passagem do primeiro nível para o segundo. Em virtude deste múltiplo processo, ocorre uma distribuição uniforme de cargas nos cilindros aumentando a vida útil do equipamento e o uso de baixas taxas de compressão resultando em alta eficiência e baixa necessidade energética [12].

Na Figura 17 encontra-se a representação um diagrama pV de um compressor com um e dois níveis de compressão. A curva A-B representa a clássica compressão adiabática presente no compressor de um nível. A compressão no compressor de dois níveis segue o trajeto A-B₁-B'₁ - B₂. O ar é inicialmente comprimido no primeiro nível (A-B₁), posteriormente passa por um sistema de arrefecimento intermédio (permutador de calor) com o intuito de atingir uma temperatura próxima à de admissão. Se o permutador de calor conseguir baixar a temperatura do ar até à temperatura de admissão, este é denominado como perfeito. De seguida, o ar é novamente comprimido no segundo nível (B'₁ - B₂). A área cinzenta representa o trabalho feito durante um ciclo de funcionamento com dois níveis de compressão. A área verde é a quantidade de trabalho poupado com o uso de dois níveis relativamente ao uso de um nível de compressão. Com este procedimento consegue-se aproximar a compressão de uma compressão isotérmica (curva a tracejado), onde a temperatura é constante.

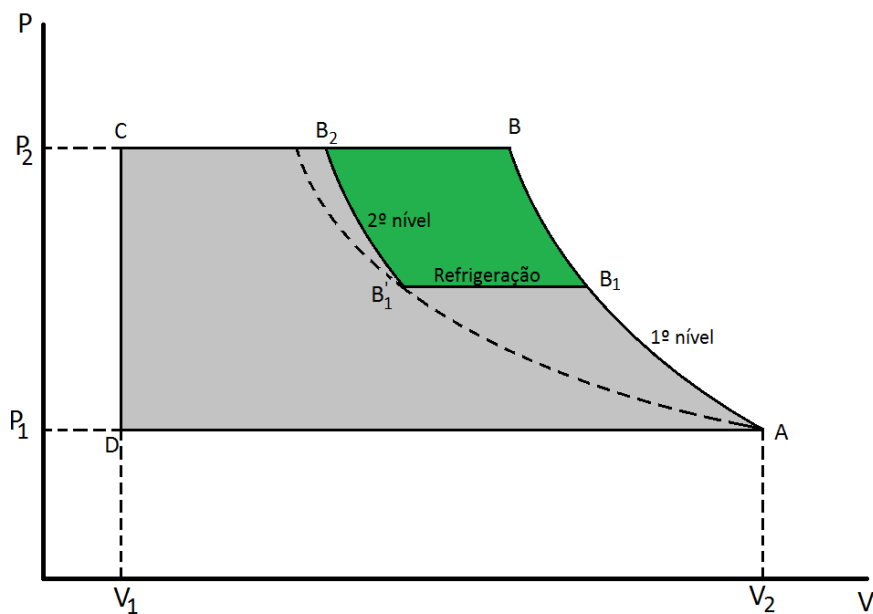


Figura 17 - Diagrama pV do compressor com um e dois níveis de compressão.

4

PROJETO

Neste capítulo encontra-se a junção dos aspectos abordado nos dois capítulos anteriores para a criação do projeto de conversão. Graças à similaridade entre o motor de combustão e o compressor recíproco de êmbolos é possível comparar cálculos matemáticos, aplicações termodinâmicas e fatores geométricos entre si. Desta forma, consegue-se criar um critério de medição do desempenho da máquina para verificar a sua viabilidade.

4.1 ADMISSÃO DE AR

No motor de combustão convencional, a entrada de ar é realizada por ação da abertura da válvula de admissão aquando o movimento descendente do êmbolo. Como já visto anteriormente, o compressor recíproco de êmbolos partilha do mesmo princípio. A diferença entre ambos permanece no acionamento da válvula, onde no motor é por ação mecânica sincronizada e no compressor por ação da diferença de pressão entre a conduta de admissão e a pressão no interior do cilindro.

Apesar da semelhança na admissão, a configuração de escape não partilha do mesmo princípio. Esta serve para expelir os gases de combustão após a sua expansão. Ou seja, não permite a admissão de ar porque atua durante todo o movimento ascendente do êmbolo, em que este empurra o fluido para o exterior. Na Figura 18, encontra-se demonstrada a operação das válvulas num motor de quatro cilindros, pretendendo mostrar em que posição de cada um dos quatro cilindros do motor cada válvula se encontra. As linhas verticais a tracejado são usadas para separar cada um dos quatro ciclos de Otto correspondentes a cada cilindro. Durante o terceiro ciclo de funcionamento o ar é expandido, aquando ocorreria a combustão e a válvula de escape é aberta no ciclo seguinte, como se pode constatar por exemplo, no primeiro cilindro. Isto representa um problema, pois a válvula de

escape não é aberta no momento em que o ar se encontra comprimido. Portanto, é necessária uma solução para contornar a abertura da válvula de escape.

Desde a década de 90 que existem duas árvores de cames na cabeça da maioria dos motores, denominados por DOHC, onde uma controla as válvulas da admissão e a outra as de escape. Têm velocidade de rotação igual, porém diferem no ângulo de fase de operação. A sua montagem é realizada segundo as normas do fabricante para garantir que a abertura das válvulas seja efetuada no *timing* correto. O funcionamento do escape do ar comprimido e da nova válvula de escape é explicado no subcapítulo seguinte. A solução para o problema encontra-se em transformar o motor para um funcionamento a dois tempos, que pode ser realizado de duas formas:

- Bloqueio das válvulas de escape. As válvulas tornam-se inoperacionais, permanecendo fechadas na sua posição de repouso. Isto é atingível com a remoção das cames do veio, para que não seja possível o contacto desta com a válvula.
- Conversão para válvula de admissão secundárias (aplicável apenas em motores DOHC). Graças à configuração da árvore de cames, é possível rodar esta através da sua polia e alterar o ângulo de fase de funcionamento. Ao rodar a árvore de cames de escape no sentido anti-horário relativamente à de admissão até ao ponto de esta abrir enquanto ocorre o segundo movimento descendente do êmbolo (durante o ciclo de combustão) permite a criação de um segundo ciclo de admissão.

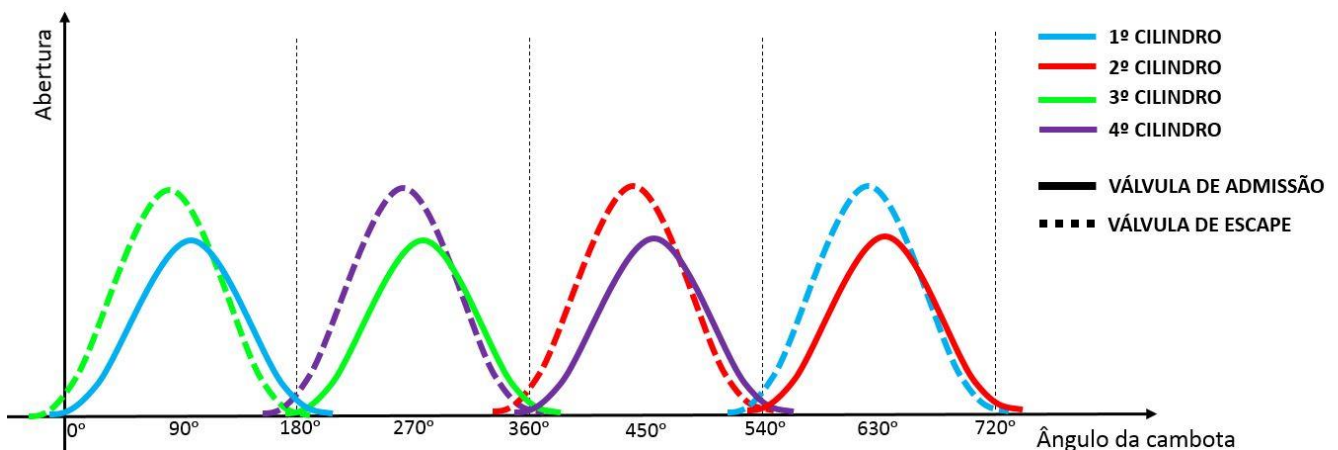


Figura 18 - Representação da operação das válvulas em função do ângulo da cambota, presente num motor (Otto) de 4 cilindros.

A primeira solução é aconselhável para motores com uma árvore de cames bloqueando a operação de escape. A segunda, garante um melhor aproveitamento dos componentes e consiste

numa pequena alteração. Como visto anteriormente, na Figura 10 do Capítulo 2, as válvulas operam dentro de 2 ciclos de revolução da cambota. A válvula de admissão abre 10° antes do PMS, no ciclo anterior ao primeiro, e fecha no primeiro ciclo 35° após o PMI. A sua operação tem uma duração de 225° . Por outro lado, a válvula de escape opera desde metade do segundo ciclo, abrindo 35° antes do PMI até início do ciclo seguinte onde fecha 10° após o PMS. O seu período de abertura é de 225° . Portanto, o tempo de operacionalidade de ambas é idêntico. Rodando a árvore de cames de escape $77,5^\circ$ no sentido anti-horário, altera-se o ângulo de abertura da válvula de escape para 10° antes do fim do primeiro ciclo e do PMS. O diagrama do *timing* pretendido encontra-se representado na Figura 19. A válvula de admissão opera no mesmo período e é denominada como válvula primária. A válvula de escape, agora denominada como válvula secundária, tem a sua operação igual à de admissão com o avanço de um ciclo. Assim, aproveita-se cada rotação da cambota com uma compressão e escape. É de notar que cada motor é um caso diferente, pois os diâmetros das válvulas de admissão e escape podem não ser idênticos. Isso pode levar a níveis de pressões diferentes nas compressões primárias e secundárias.

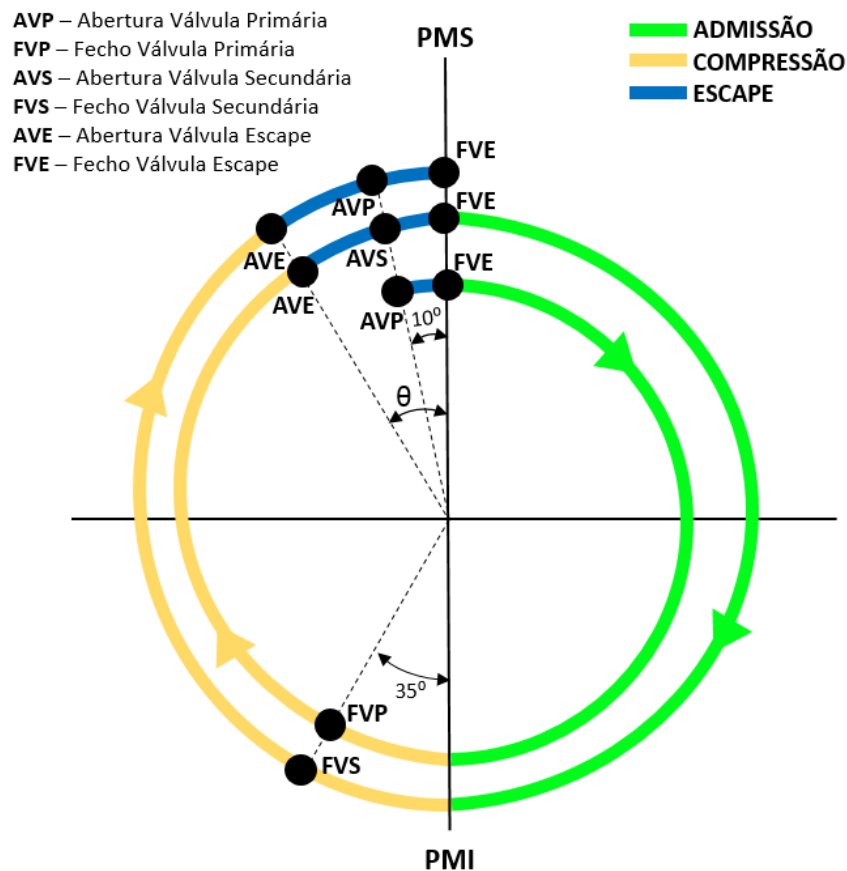


Figura 19 - Diagrama de timing de válvulas da conversão para um motor DOHC.

Para elucidar o leitor do sincronismo final da admissão de um motor de quatro cilindros após a conversão, encontra-se representada na Figura 20 a demonstração gráfica do funcionamento das válvulas segundo dois ciclos de revolução da cambota. Como se pode notar, a primeira revolução começa com a admissão nos cilindros 1 e 4 e de seguida em 2 e 4. Na segunda revolução, os quatro cilindros do motor reproduzem a admissão pela mesma ordem, mas com a válvula oposta.

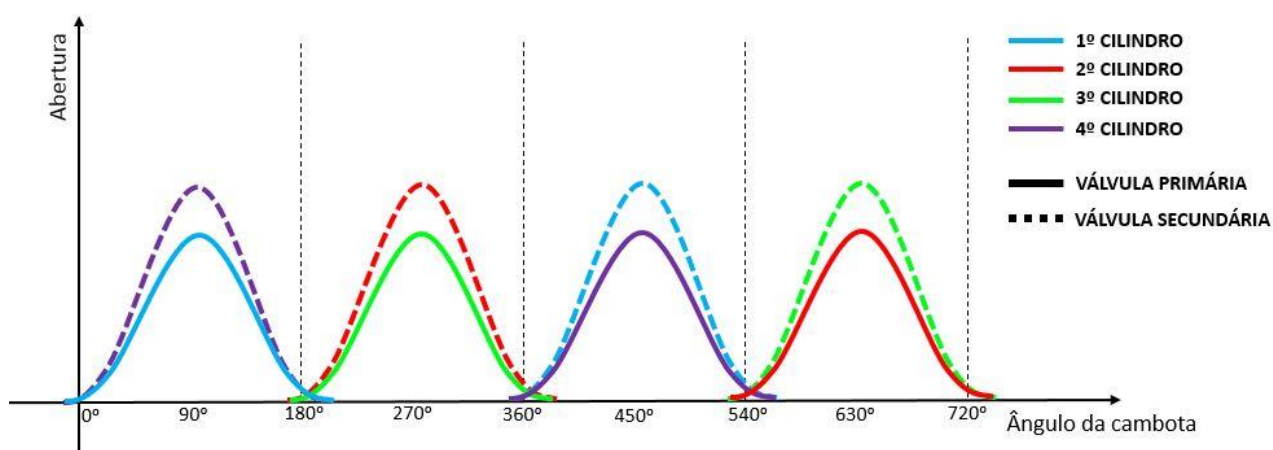


Figura 20 – Representação gráfica da abertura das válvulas em função do ângulo da cambota, após a conversão.

4.2 ESCAPE DE AR

Realizada a alteração, o motor trabalha a admitir ar em cada revolução. Ainda assim, é necessária a criação do escape do ar comprimido para o exterior. Nos motores a gasolina o componente denominado de vela de ignição, possui uma posição vantajosa por estar em contacto direto com o topo do cilindro e o exterior do motor. Ao se aproveitar esta abertura no motor, é planeada a montagem de uma válvula de controlo de pressão na posição roscada da vela. No motor Diesel, pode-se usar a abertura da vela de incandescência ou do injetor. Desta forma, garante-se o aproveitamento do ar pressurizado de todos os cilindros em cada revolução do motor. Para além disso, pela válvula de controlo é possível escolher uma determinada pressão para a sua abertura. A jusante da válvula deve ser montado o correspondente tubo com saída no reservatório.

4.3 FONTE DE ENERGIA DO MOTOR

O compressor recíproco é movido usualmente por um motor elétrico acoplado à cambota. Nesta conversão, procede-se ao mesmo princípio. O motor elétrico pode ser acoplado de duas maneiras diferentes: diretamente à cambota; à saída da caixa de velocidades.

A conexão direta à cambota pode ser realizada de duas formas:

- Com uma flange entre o veio do motor elétrico e o volante de inércia do motor de combustão. Do lado da cambota, a flange pode ser montada diretamente à furação do volante do motor, com o uso de parafusos mais compridos que os originais. Também se pode montar a flange diretamente à cambota, desprezando o volante de inércia do motor. Do lado do motor elétrico, a flange deve ter uma geometria compatível com o veio do motor elétrico.
- Através da polia da cambota correspondente aos componentes auxiliares. Nos motores atuais a cambota possui duas polias. Para garantir o sincronismo com a árvore de cames e para mover os componentes auxiliares. Montando uma polia acoplada ao veio do motor elétrico e uma correia consegue-se transmitir o movimento.

A segunda alternativa consiste no aproveitamento dos raios das engrenagens para mover o motor a combustão a velocidades diferentes. Sendo que o veio do motor elétrico deve ser acoplado à saída da caixa de velocidades.

4.4 VOLUME MORTO

O primeiro dado relevante para os próximos cálculos é o volume morto ou volume da câmara de compressão. É necessário saber-se o volume mínimo que o ar ocupa após a compressão. Para tal, a taxa de compressão e o volume do curso devem ser medidos. A TC por norma é dada segundo o fabricante. O volume de curso pode ser determinado sabendo-se a cilindrada do motor e o número de cilindros, através da Equação 4.1.

$$V_d = \frac{C}{n_c} \quad (4.1)$$

Caso não existam dados do fabricante relativamente à TC e cilindrada do motor, a Equação 4.2 permite o cálculo do volume de curso a partir da multiplicação da área transversal do êmbolo pelo seu curso.

$$V_d = \frac{\pi \times d_{\text{embolo}}^2}{4} \times L \quad (4.2)$$

Partindo da Equação 2.2 do Capítulo 2, consegue-se calcular o volume morto em cada cilindro do motor, ou seja:

$$TC = \frac{V_d + V_m}{V_m}$$

$$\Leftrightarrow V_m = \frac{V_d}{TC - 1} \quad (4.3)$$

Substituindo (4.2) em (4.3), tem-se:

$$V_m = \frac{\pi \times d_{\text{embolo}}^2 \times L}{4 \times (TC - 1)} \quad (4.4)$$

4.5 RENDIMENTO GERAL

Um dos fatores importantes a ser calculado é o rendimento geral do compressor. Este é dividido em três: rendimento mecânico, rendimento isentrópico e eficiência volumétrica.

O rendimento mecânico mede a eficácia do compressor converter a sua energia de entrada (proveniente do motor elétrico) em energia de saída, onde existem perdas maioritariamente por fricção, mas também para outros componentes auxiliares como a bomba de óleo, bomba de água, etc. Nos motores modernos de combustão o rendimento mecânico tem valores entre 85% a 95% e este depende de fatores como a geometria do motor e a velocidade de rotação [18].

A maioria dos compressores de deslocamento operam em condições adiabáticas, porém são idealizados como isentrópicos para fins de cálculo apesar de não serem verdadeiramente isentrópicos. Define-se o rendimento isentrópico, ou adiabático, como uma razão entre o trabalho real realizado pelo compressor e o trabalho realizado quando o compressor é operado em condições isentrópicas. Este fator descreve quanto o compressor se aproxima de um compressor isentrópico correspondente. Para compressores recíprocos de alta rotação é tipicamente de 72% a 85%.

A eficiência volumétrica, abordada no Capítulo 3 representa a eficiência do cilindro para comprimir ar. A eficiência volumétrica da compressão tem um impacto importante no desempenho do compressor. Sabendo este valor consegue-se comparar com os compressores tradicionais no mercado. Para além disso, permite uma análise à quantidade de níveis de compressão necessários para garantir uma eficiência volumétrica aceitável. Existem duas formas de a calcular, a primeira apresentada na Equação 4.5 é a mais apropriada para motores com velocidade variável. Esta garante

valores em tempo real com base na rotação do motor e caudal volumétrico. Porém, o caudal volumétrico é calculado através do caudal mássico. E este, é obtido em tempo real através de um sensor de massa de ar.

$$E_v = \frac{Q}{V_d \times \frac{n_r}{60} \times n_c} \quad (4.5)$$

Em que:

E_v = Eficiência volumétrica, fração

Q = Caudal volumétrico, m^3/min

V_d = Volume do curso do êmbolo, m^3

n_r = Número de rotações do motor, RPM

n_c = número de cilindros do motor

No numerador, o caudal volumétrico real (Q) é o volume de ar que atravessa uma determinada área por unidade de tempo. No denominador tem-se a quantidade teórica que é admitida para o cilindro segundo a rotação do motor. Num motor de combustão tradicional, a variável do número de cilindros divide-se pela constante 2, isto porque a válvula de admissão apenas abre uma vez a cada duas revoluções da cambota. Porém, através da conversão das válvulas de escape para admissão, tem-se uma abertura de válvulas a ser realizada em cada rotação do motor, portanto a constante toma o valor de 1.

Partindo da Equação 3.3 do Capítulo 2, consegue-se determinar a eficiência volumétrica usando relações de volumes. No diagrama de pressão-volume da Figura 21 representam-se todos os volumes necessários para o cálculo. Os processos realizados no gráfico pV são:

- Admissão do ar de 1-4.
- Compressão de 1-2.
- Escape de 2-3.
- Expansão do ar no volume morto de 3-4.

O volume v_1 representa o volume máximo admitido dentro do cilindro, quando o êmbolo se encontra no PMI. O volume v_2 é o volume que se encontra dentro do cilindro ao se iniciar o escape do ar comprimido.

O volume v_3 é o volume mínimo do cilindro, também representado pelo volume morto. O volume v_4 é o volume do cilindro em que se inicia a admissão de ar.

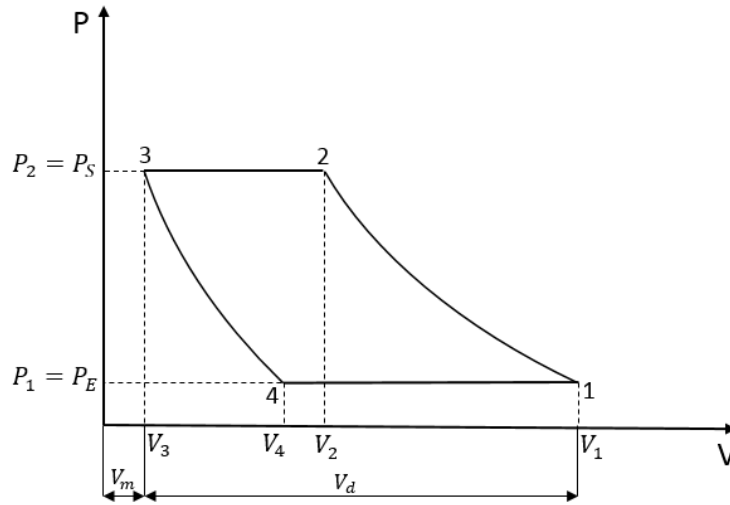


Figura 21 - Diagrama pV do ciclo de compressão real do compressor.

Sabendo que o ar comprimido preso no volume morto necessita de se expandir para a admissão de ar exterior, considera-se que o volume real admitido no cilindro é a diferença entre o volume máximo (v_1) e o volume do ar comprimido não expelido ao atingir a pressão ambiente (v_4). Por outro lado, o volume teórico que o cilindro consegue admitir, é o volume de curso do êmbolo (v_d). Este calcula-se subtraindo o volume morto (v_3) do volume máximo (v_1). Substituindo estas variáveis na Equação 3.6 do Capítulo 3, obtém-se:

$$\begin{aligned}
 E_v &= \frac{v_1 - v_4}{v_1 - v_3} & (4.6) \\
 &= \frac{v_1 - v_4 + (v_3 - v_3)}{v_1 - v_3} \\
 &= \frac{v_1 - v_3}{v_1 - v_3} + \frac{v_3}{v_1 - v_3} - \frac{v_4}{v_1 - v_3} \\
 &= 1 + \frac{v_3}{v_1 - v_3} - \frac{v_4}{v_1 - v_3} \times \left(\frac{v_3}{v_3}\right) \\
 &= 1 + \frac{v_3}{v_1 - v_3} - \frac{v_3}{v_1 - v_3} \times \left(\frac{v_4}{v_3}\right)
 \end{aligned}$$

Sabendo-se que v_3 é o volume morto v_m e que $v_1 - v_3$ é o volume de curso v_d , tem-se:

$$E_v = 1 + \frac{v_m}{v_d} - \frac{v_m}{v_d} \times \left(\frac{v_4}{v_3}\right)$$

Ao quociente entre o volume morto e o volume de curso chama-se rácio de folga:

$$c = \frac{v_m}{v_d}$$

Logo, obtém-se:

$$E_v = 1 + c - c \left(\frac{v_4}{v_3}\right) \quad (4.7)$$

No entanto, não se sabe o valor da variável v_4 . A lei de Poisson dita que um processo adiabático tem a seguinte equação para relacionar o volume e pressão:

$$P_3 v_3^\gamma = P_4 v_4^\gamma$$

Resolvendo a equação anterior em função da razão dos volumes resulta:

$$\begin{aligned} \frac{P_3}{P_4} &= \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^\gamma \\ \Leftrightarrow \frac{v_4}{v_3} &= \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \\ \Leftrightarrow \frac{v_4}{v_3} &= \left(\frac{P_s}{P_e}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Logo, substituindo (4.8) em (4.7) obtém-se a fórmula simplificada da eficiência volumétrica:

$$E_v = 1 + c - c \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (4.9)$$

Onde:

E_v = Eficiência volumétrica, fração

P_s = Pressão de saída

P_e = Pressão de entrada

γ = Coeficiente politrópico

c = Rácio de folga, fração

No entanto, esta fórmula é meramente teórica e ajustamentos devem ser realizados. Como por exemplo, a constante 1 usada na equação simboliza o enchimento de todo o cilindro com ar ambiente durante a admissão. Porém, no caso de um motor a combustão, não se dá o enchimento completo, pois este varia segundo a geometria dos dutos, tempo de abertura das válvulas e a velocidade de rotação da cambota. Adicionando os ajustamentos necessários, a equação fica com o seguinte aspeto:

$$E_v = 0,97 + c - c \left[\left(\frac{z_s}{z_d} \right) \times \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right] - e_v \quad (4.10)$$

Em que:

z_s = fator de compressibilidade do gás na admissão

z_d = fator de compressibilidade do gás no escape

e_v = fator de correção

Como se pode ver, foram adicionados três fatores para aproximar o resultado final da realidade. A constante 0,97 é uma redução de 1 para corrigir a ineficiência de preencher completamente o cilindro durante a admissão [19]. O fator de compressibilidade é um fator de correção do comportamento do gás real relativamente ao gás ideal. O fator de correção e_v serve para corrigir a eficiência volumétrica em condições particulares que afetem esta, como a passagem do ar comprimido pelos segmentos do êmbolo.

Algumas das causas para a diminuição da eficiência são: aquecimento do fluido durante a admissão para o cilindro; folgas nas válvulas e segmentos dos êmbolos; efeitos de estrangulamento

do fluido nos dutos ou válvulas; Porém, o aprisionamento do fluido no volume morto tem, de longe, o maior efeito na eficiência volumétrica [19].

4.6 PRESSÃO E TEMPERATURA DE SAÍDA

A primeira questão que se coloca ao iniciar o tema da pressão de saída é se os componentes internos do motor suportarão os esforços resultantes de elevadas pressões de compressão. Segundo o diagrama pressão-volume do motor a combustão, a pressão máxima dentro do cilindro ocorre durante ciclo de combustão. Visto que a compressão do ar é realizada a partir da pressão ambiente nunca se atingirão pressões iguais à de combustão. Logo, qualquer motor a gasolina ou gasóleo suportará a compressão do ar sem falhas mecânicas.

A pressão máxima atingida na compressão depende da condição de vários componentes, retentores, válvulas, segmentos, junta da cabeça e até mesmo da árvore de cames (com a abertura e fecho das válvulas) e tais dados só podem ser obtidos fisicamente. Porém, é possível obter um valor aproximado à realidade recorrendo ao processo termodinâmico da compressão. A compressão do ar dentro do cilindro do motor ocorre tão depressa que não existe tempo para esta trocar calor com o meio exterior. Portanto, como visto anteriormente, a compressão é realizada segundo um processo adiabático. Neste processo a temperatura aumenta à medida que se comprime o ar. Portanto, é necessário determinar o valor da temperatura para averiguar os efeitos desta para o sistema.

No motor a combustão assim como no compressor de êmbolos, o processo de compressão não é quasi-estático, embora para este caso é pressuposto que seja, de forma a simplificar o cálculo. O processo quasi-estático é um processo ideal ou fictício que considera uma mudança de estado que ocorre extremamente devagar, de modo a que em cada instante, possa assumir-se que o sistema atingiu equilíbrio termodinâmico entre ele e o meio exterior. É necessário atingir o equilíbrio termodinâmico do sistema para que algumas propriedades macroscópicas como a temperatura e a pressão estejam bem definidas a cada instante do processo. Logo, estes processos apenas podem ser demonstrados como caminhos bem definidos em estados de espaço do sistema [20].

Visto que os processos quasi-estáticos não podem ser completamente realizados para qualquer mudança finita no sistema, todos os processos na natureza não são quasi-estáticos. O exemplo de ambos os processos encontra-se demonstrado na Figura 22. No processo quasi-estático, o trajeto do processo entre A e B pode ser desenhado no diagrama pV visto que todos os estados deste processo são conhecidos, sendo analisados analiticamente. No processo não quasi-estático, os estados entre A e B não são conhecidos, daí o trajeto não poder ser desenhado. Este trajeto pode seguir a linha a tracejado no diagrama ou tomar um caminho completamente diferente [20].

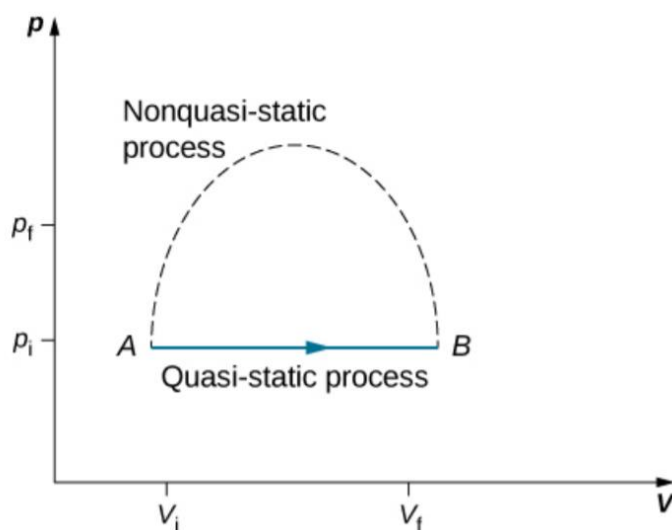


Figura 22 - Processos quasi-estáticos e não quasi-estáticos entre o estado A e B de um fluido [20].

Realizando a aproximação para um processo adiabático quasi-estático de um gás ideal, segundo a transformação politrópica e a lei dos gases ideais e a primeira lei da termodinâmica tem-se que $pV^\gamma = constante$ e $pV = nRT$ respectivamente. Portanto, a pressão máxima dentro do cilindro pode ser calculada através de:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \quad (4.11)$$

Onde:

p_2 = Pressão à saída, N/m^2

p_1 = Pressão à entrada, N/m^2

V_1 = Volume na admissão, m^3

V_2 = Volume na saída, m^3

γ = Coeficiente politrópico

A partir da lei dos gases ideais, a temperatura após a compressão é:

$$T_2 = \left(\frac{p_2 \times V_2}{p_1 \times V_1} \right) T_1 \quad (4.12)$$

Em que:

T_1 = Temperatura à entrada, K

T_2 = Temperatura à saída, K

4.7 CAUDAL VOLUMÉTRICO E MÁSSICO

O caudal volumétrico Q é o volume de ar que entra no cilindro por unidade de tempo. Este dado é normalmente medido segundo um sensor próprio. No entanto, numa abordagem teórica de forma a obter uma primeira aproximação deste valor, pode usar-se a Equação 4.5 da eficiência volumétrica. Resolvendo a equação em ordem ao caudal volumétrico, resulta:

$$Q = E_v \times v_d \times \frac{n_r}{60} \times n_c \quad (4.13)$$

O caudal mássico G é a massa de fluido que entra no cilindro por unidade de tempo e pode ser matematicamente definido como o produto do caudal volumétrico pela massa específica do fluido. Logo, tem-se:

$$G = \rho \times Q \quad (4.14)$$

Onde:

G = Caudal mássico do ar [kg/s]

ρ = Massa específica do ar segundo a temperatura à entrada [kg/m³]

Q = Caudal volumétrico do ar [m³/s]

A massa específica do ar pode ser determinada com a equação seguinte:

$$\rho = \frac{p}{R \times T} \quad (4.15)$$

Em que:

p = Pressão [J/m³]

R = Constante do gás (considerado ideal) [J/kgK]

T = Temperatura do fluido [K]

Portanto, substituindo (4.15) em (4.14), tem-se a fórmula simplificada do caudal mássico:

$$G = \frac{p_1}{R \times T_1} \times Q \quad (4.16)$$

4.8 TRABALHO CONSUMIDO

Para se determinar valor da potência requerida no compressor, é necessário saber-se o trabalho gasto durante um ciclo de operação. Partindo da Equação 3.5 do Capítulo 3, obtém-se:

$$\frac{W}{m} = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \times R \times T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (4.17)$$

Onde:

W = Trabalho [J]

m = Massa de ar que entra no cilindro [kg]

T_1 = Temperatura do ar na admissão [K]

4.9 POTÊNCIA DO COMPRESSOR

A potência do compressor é o trabalho realizado por unidade de tempo. Existem duas formas de se calcular a potência teórica necessária para comprimir ar. A primeira consiste numa aproximação inicial baseada em expressões analíticas da termodinâmica. Considerando a compressão um processo adiabático e o ar um gás ideal, onde se as relações de estado são baseadas na lei dos gases ideais. Quando usadas para gases reais, existe um erro considerável relativamente à lei dos gases ideais, então modifica-se empiricamente as expressões tendo em consideração um coeficiente de correção referente ao fluido a comprimir. A segunda forma usa o diagrama de entalpia-entropia ou diagrama de Mollier para gases reais. Para o cálculo da potência irá considerar-se o primeiro método.

Apesar de existir refrigeração a água no redor dos cilindros dentro do motor, é normal considerar-se o processo de compressão como totalmente adiabático, ou seja, sem trocas de calor com o meio exterior (refrigeração a água). Além disso, complementando a aproximação, o processo é considerado ser essencialmente adiabático reversível, ou seja, um processo isentrópico [19].

Como referido anteriormente no capítulo 3, a compressão pode tomar um processo politrópico, isotérmico ou adiabático. No motor de combustão, onde somente temos um nível de compressão, esta é politrópica tendendo para condições de adiabática ou entropia constante. Segundo os cálculos da compressão adiabática consegue obter-se o valor teórico máximo de potência necessária para comprimir o fluido entre duas posições.

Assim sendo, a potência é:

$$PC = \frac{\frac{W}{m} \times G}{E_{mecânica} \times E_{adiabática}} \quad (4.18)$$

Em que:

$PC =$ Potência consumida (W)

$W =$ Trabalho realizado pelo compressor (J)

$G =$ Caudal mássico, [kg/s]

$E_{mecânica} =$ Eficiência mecânica, fração

$E_{adiabática} =$ Eficiência adiabática, fração

4.10 VERIFICAÇÃO TEÓRICA

De forma a analisar a conversão de um ponto de vista experimental, realiza-se um exemplo de conversão para um motor com o ciclo Otto. Na Tabela 1, encontram-se os dados necessários para a realização da análise. Para todos os cálculos seguintes, considera-se que a temperatura de admissão se encontra a 20°C e a pressão de admissão corresponde à pressão atmosférica ao nível do mar. A humidade do ar é desprezada, considerando-se sempre ar seco. A rotação mínima considerada é igual à rotação do motor ao ralenti. A partir desta rotação a bomba de óleo cria pressão suficiente para lubrificar todos os mecanismos mecânicos.

Tabela 1 - Dados de desempenho do motor Zetec-E 1.6, adaptado de [21].

Motor Zetec-E 1.6 (código L1F)	
Diâmetro de êmbolo (mm)	76.0
Curso de êmbolo (mm)	88.0
Cilindrada (cm^3)	1597
Combustível	Gasolina
Potência máxima (DIN)	66 kW (90HP), às 5250 RPM
Taxa de Compressão	10.3 : 1
Limite de velocidade do motor	7100 RPM
Rotação ao ralenti	700 RPM
Rosca exterior da vela de ignição	M14x1.25

4.10.1 EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

A eficiência volumétrica do motor depende do volume morto, taxa de compressão e das propriedades do ar. Na Figura 23 encontra-se uma representação gráfica da eficiência volumétrica segundo diferentes pressões de ar à saída. É usada a Equação 4.10 para a determinação da eficiência volumétrica, em que para este caso resulta:

$$E_v = 0,97 + 0,1075 - 0,1075 \times \left(\frac{P_s}{1}\right)^{\frac{1}{1.4}} - 0.1 \quad (4.19)$$

Em que as variáveis foram substituídas pelos respectivos valores:

P_e (Pressão de admissão) = 1 bar, pressão ambiente

γ (Coeficiente politrópico) substituído pelo expoente adiabático = 1.4

c (Rácio de folga) = 0,1075

z_s (fator de desvio do gás na admissão) = 1, não existem dados práticos

z_d (fator de desvio do gás no escape) = 1, não existem dados práticos

e_v (fator de correção) = 0,1 para compressores lubrificados

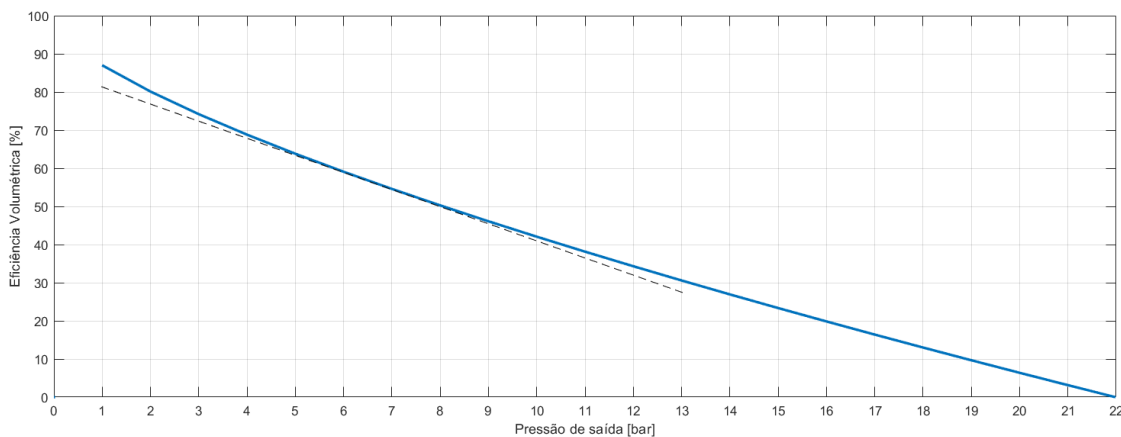


Figura 23 - Gráfico de eficiência volumétrica em função da pressão do ar à saída.

Analisando o gráfico, conclui-se que o motor consegue comprimir ar até 22 bar de pressão. Acima desta pressão, o ar comprimido preso no volume morto, impossibilita a entrada de ar novo. A sua eficiência máxima é de 87% com 1 bar de pressão. A reta a tracejado serve para mostrar que a curva da eficiência não tem um comportamento linear, tendo um declive negativo variável, que se deve ao expoente adiabático.

4.10.2 CAUDAL VOLUMÉTRICO

Uma primeira aproximação teórica ao caudal volumétrico pode ser dada usando a Equação 4.13. Donde, para o presente caso, resulta a seguinte equação:

$$Q = E_v \times 3,9921 \times 10^{-4} \times \frac{n_r}{60} \times 4 \quad (4.20)$$

Em que:

$$v_d(\text{volume de curso}) = 3,9921 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$n_c(\text{número de cilindros}) = 4$$

Para a determinação do caudal para diferentes pressões de saída, é consultado o gráfico anterior para preenchimento da eficiência volumétrica segundo a pressão correspondente. Na Figura 24 encontra-se representado o gráfico do caudal volumétrico em função da rotação do motor para diferentes pressões. Analisando o gráfico, nota-se que o caudal volumétrico diminui com o aumento de pressão à saída. A explicação para tal resultado deve-se à diminuição da eficiência volumétrica com o aumento da pressão de compressão, que contribui para o decréscimo no caudal volumétrico. O crescimento do caudal é constante ao longo das rotações. No entanto, a variação do crescimento segundo o aumento de pressão não é constante. Pode-se concluir também que o caudal volumétrico diminui com o aumento da pressão do ar devido à eficiência volumétrica diminuir.

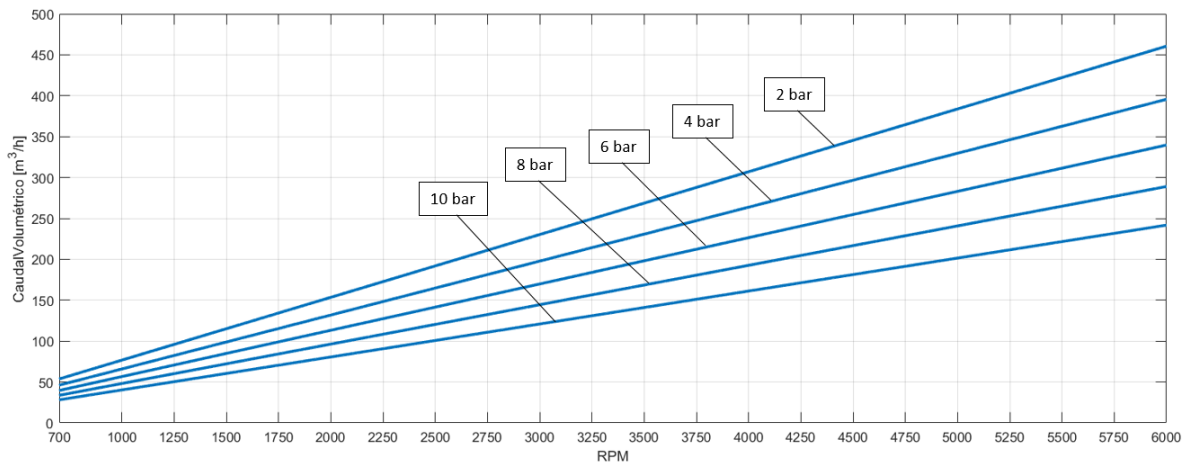


Figura 24 - Gráfico Caudal Volumétrico em função das RPM, para diferentes pressões de saída.

4.10.3 CAUDAL MÁSSICO

O caudal mássico parte da Equação 4.16, de onde resulta:

$$G = \frac{1 \times 10^5}{287,05 \times (20 + 273,15)} \times Q \quad (4.21)$$

Em que:

$$p_1 (\text{pressão à entrada}) = 1 \text{ bar} = 1 \times 10^5 \text{ [J/m}^3\text{]}$$

$$R (\text{constante específica dos gases ideais para o ar seco}) = 287,05 \text{ (J/kg.K)}$$

$$T_1 (\text{temperatura do ar à entrada}) = 20^\circ\text{C} = (20 + 273,15) \text{ K}$$

O valor do caudal volumétrico é retirado do gráfico anterior para a respetiva pressão. Na Figura 25, encontra-se demonstrado o gráfico do caudal mássico do ar segundo a rotação do motor. Os dados obtidos para o caudal mássico são semelhantes aos do caudal volumétrico. A diferença consiste no ligeiro aumento dos valores dado pela multiplicação pela massa específica do ar.

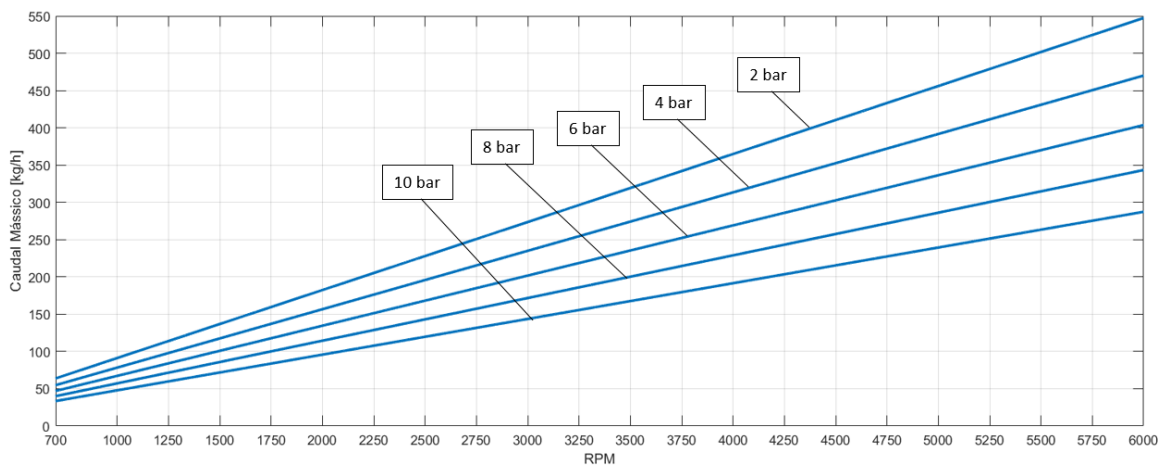


Figura 25 - Gráfico Caudal Mássico em função das RPM, para diferentes pressões de saída.

4.10.4 TRABALHO CONSUMIDO

O trabalho realizado pelo compressor varia essencialmente segundo a pressão à qual se pretende comprimir o ar. Partindo da Equação 4.17, tem-se a seguinte equação:

$$\frac{W}{m} = \left(\frac{1.4}{1.4 - 1} \right) \times 287,05 \times (20 + 273,15) \left[\left(\frac{p_2}{1} \right)^{\left(\frac{1.4-1}{1} \right)} - 1 \right] \quad (4.22)$$

Em que:

γ (Coeficiente politrópico) substituído pelo expoente adiabático = 1.4

R (constante específica dos gases ideais para o ar seco) = 287,05 (J/kg.K)

T_1 (temperatura do ar à entrada) = 20°C = (20 + 273,15) K

P_1 (Pressão de admissão) = 1 bar, pressão ambiente

Na Figura 26, encontra-se representado o gráfico referente ao trabalho consumido pelo compressor segundo as diferentes pressões de ar que este é capaz de debitar. Analisando o gráfico, nota-se que o comportamento da curva não é linear. Esta começa com um declive alto que tende a diminuir com o aumento da pressão. Isto permite concluir que o trabalho realizado pelo compressor tende para um limite constante. Porém, devido à eficiência volumétrica (ver Figura 23) não é possível atingir o limite, daí a última coordenada do eixo das abcissas ser a pressão máxima de compressão.

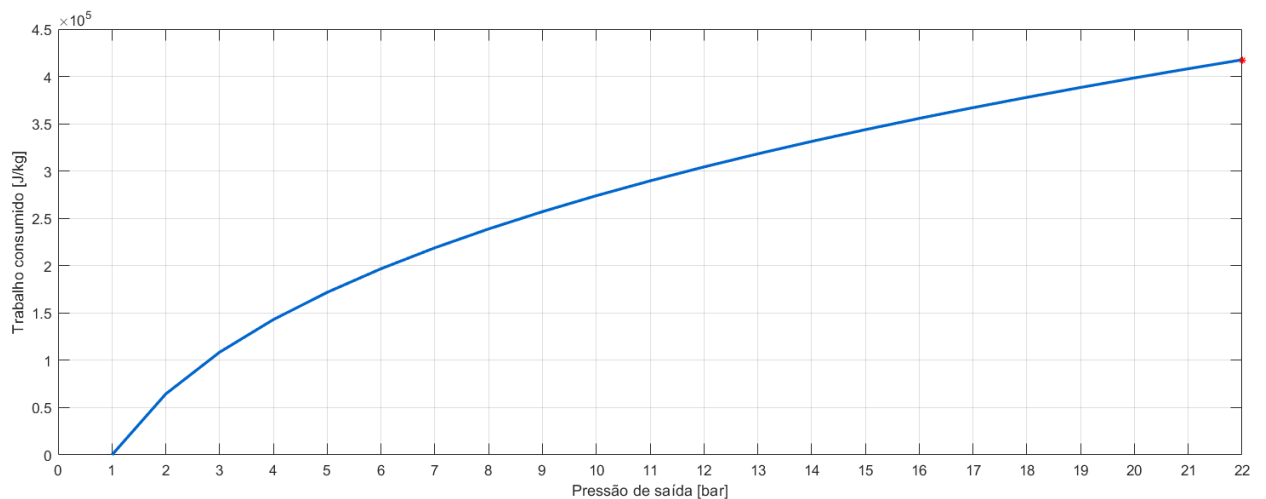


Figura 26 - Gráfico do trabalho consumido pelo compressor em função da pressão do ar à saída.

4.10.5 POTÊNCIA NECESSÁRIA

A potência necessária para fazer o motor rodar varia principalmente segundo a rotação e pressão de saída. Partindo da Equação 4.18, obtém-se a equação para o nosso caso:

$$PC = \frac{W \times G}{0,90 \times 0,85 \times 1000} \quad (4.23)$$

Onde:

$E_{mecânica}$ (Eficiência mecânica) = 90% = 0,90

$E_{adiabática}$ (Eficiência adiabática) = 85% = 0,85

Os valores referentes ao trabalho consumido e caudal mássico referentes a cada pressão são retirados das Figuras 26 e 25, respetivamente. Na Figura 27 e 28 é demonstrado o gráfico da potência consumida segundo a rotação do motor para diferentes pressões de saída. Como era previsível, a potência tende a aumentar com o aumento de pressão. No entanto, a partir de 8 bar a potência consumida diminui com o aumento de pressão.

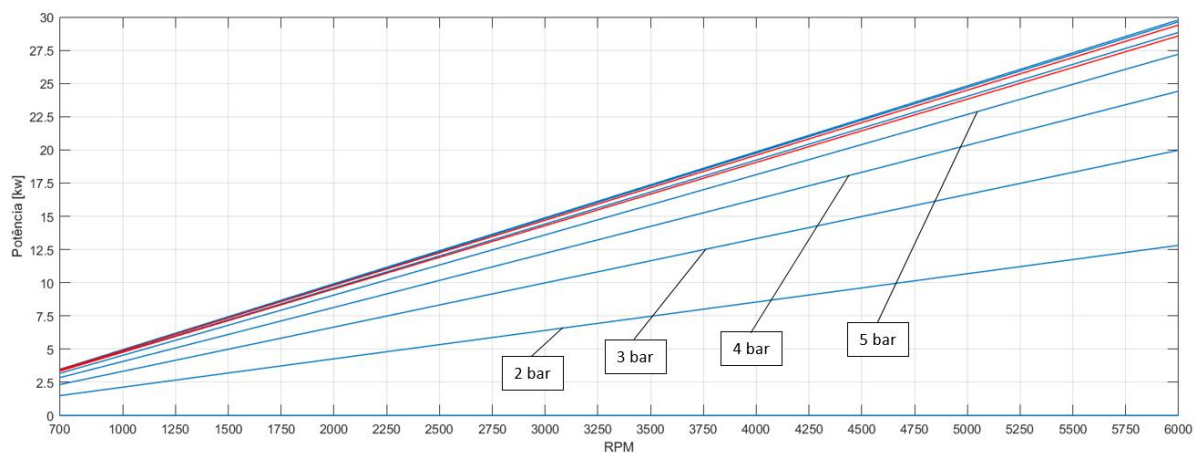


Figura 27 - Vista completa do gráfico da potência consumida em função da rotação do motor, a diferentes pressões de saída.

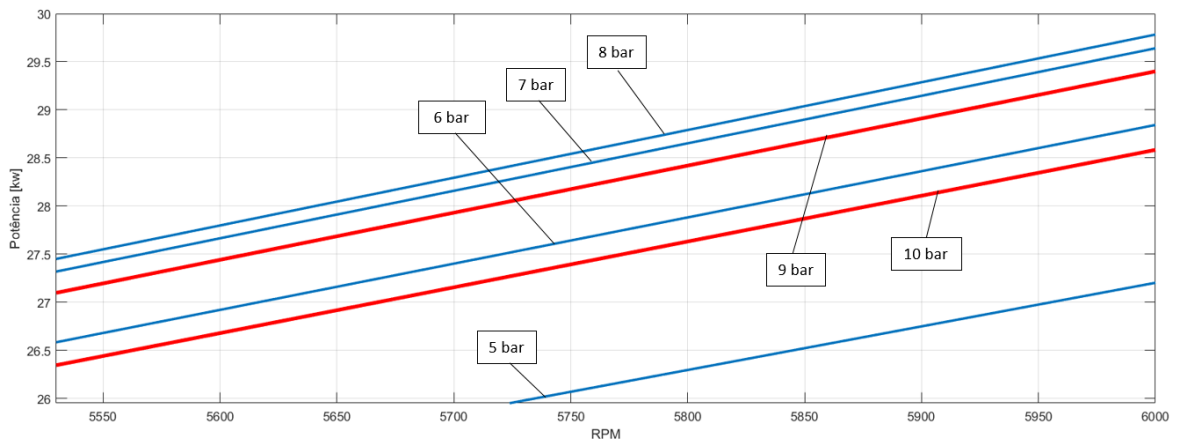


Figura 28 - Vista em pormenor do gráfico da potência consumida em função da rotação do motor, a diferentes pressões de saída.

Do ponto de vista matemático, o resultado da potência consumida assume um declive negativo a partir 8 bar de pressão, como se pode verificar na Figura 29. As duas incógnitas que reproduzem este resultado são a energia de compressão e o caudal mássico. A energia de compressão depende de fatores que se mantêm constantes com o aumento de pressão. Porém, o caudal mássico, que parte do caudal volumétrico, varia em função da eficiência volumétrica. Acontece que esta última, tem um declive negativo que varia em função da pressão à saída. Analisando a Figura 23, a pressão de 8 bar corresponde a uma eficiência volumétrica de 50%. Do ponto de vista termodinâmico, significa que acima desta pressão, o ar começa a comportar-se como uma mola contra o êmbolo. A expansão do ar comprimido preso no volume morto começa a ter um trabalho positivo notório sobre o êmbolo enquanto este recolhe. Ao se aumentar a pressão à saída, a eficiência volumétrica diminui, ou seja, menos ar comprimido escapa e mais se mantém preso no volume morto, consequentemente aumenta o trabalho da expansão realizado no êmbolo e o efeito de mola sobre o êmbolo.

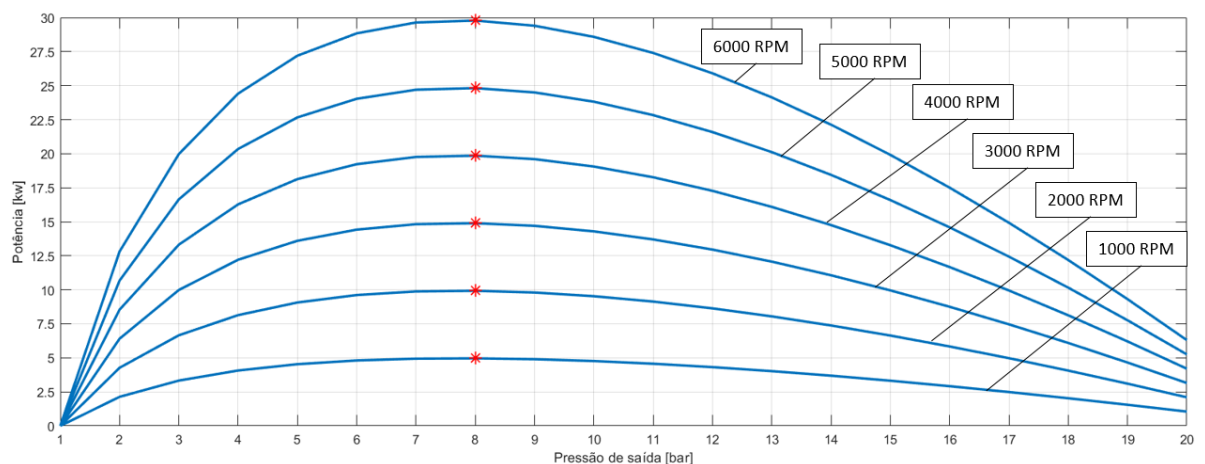


Figura 29 - Gráfico de potência em função da pressão de saída, para cada acréscimo de 1000 rpm do motor.

4.10.6 TEMPERATURA À SAÍDA

A temperatura do ar à saída é um dado que permite relacionar os efeitos que diferentes pressões têm na temperatura do motor, na junta da cabeça e nos vedantes. Porém tem maior relevância no caso da necessidade de instalar um segundo nível de compressão. Com o valor da temperatura, consegue-se escolher o modelo de permutador de calor mais apropriado para baixar os níveis de temperatura do ar até o máximo (temperatura ambiente). Partindo da Equação 4.12, tem-se:

$$T_2 = \left(\frac{p_2 \times V_2}{1 \times 4,4213 \times 10^{-4}} \right) \times 293,15 \quad (4.24)$$

Em que:

$$V_1 (\text{Volume no ponto 1}) = \text{Volume de curso} + \text{Volume morto} = 4,4213 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$T_1 (\text{Temperatura do ar no ponto 1}) = 293,15 \text{ K}$$

Constata-se que a temperatura tem uma relação direta com a pressão. O aumento de pressão provoca um aumento de temperatura como era de esperar. Porém, esta relação não é diretamente proporcional devido ao processo adiabático, tendo um declive variável ao longo da pressão à saída, como se pode verificar pela Figura 30.

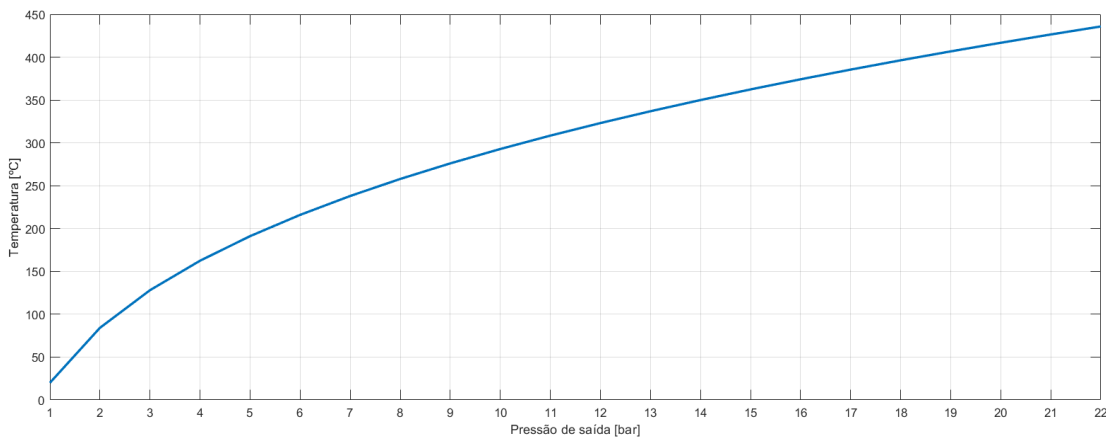


Figura 30 - Gráfico de temperatura do ar em função da pressão à saída.

4.10.7 APERFEIÇOAMENTO DE DESEMPENHO

O desempenho do motor convertido pode sofrer pequenas alterações que lhe garantem um maior desempenho. Como visto anteriormente, existem três eficiências do motor. Sendo a eficiência volumétrica a que tem um impacto maior no desempenho final. O melhoramento desta garante um caudal volumétrico maior e uma potência requerida inferior. A variável da equação da eficiência volumétrica que permite uma alteração mais notória é o rácio de folga. Diminuindo este rácio aumenta-se a eficiência volumétrica. O rácio de folga é o quociente do volume morto com o volume de curso. Portanto, deve-se diminuir o volume morto ou aumentar o volume de curso, ou seja, aumentar a taxa de compressão. A solução mais prática reside na diminuição do volume morto, e esta pode ser realizada de vários métodos:

- Junta da cabeça com menor espessura. A junta da cabeça desempenha um papel importante na vedação do cilindro, sistema de lubrificação e de refrigeração. Além disto, a sua espessura complementa a altura para o cálculo do volume do morto. A junta proveniente do fabricante tem uma espessura considerável. Substituindo por uma junta com menor espessura obtém-se um volume morto inferior.
- Rebaixamento da cabeça. O volume morto encontra-se na cabeça do motor. Por rebaixar a cabeça entende-se facejar a superfície da cabeça em contacto com o bloco do motor, reduzindo o volume morto.
- Preenchimento do topo do êmbolo ou da câmara de combustão. Nem todos os motores têm êmbolos com o topo plano. O preenchimento do topo do êmbolo ou da câmara de combustão com soldadura garante um menor volume morto quando o este se encontra no PMS.

Em todos os casos deve-se analisar a distância de folga entre as válvulas primárias e secundárias com o topo do êmbolo. Caso o rebaixamento seja exagerado, pode ocorrer dano nas válvulas ao embaterem no êmbolo. O aumento de temperatura do sistema também tem um impacto considerável nesta distância. Sendo os componentes constituídos por ligas metálicas, estes estão sujeitos a uma expansão térmica. Logo, a expansão das válvulas deve ser considerada na análise da distância de folga.

Para se medir o impacto que a redução do volume original tem no desempenho do compressor, analisam-se os parâmetros anteriores com novos valores de volume morto. Desta forma, é possível escolher o nível de redução necessário para se atingir o desempenho que se pretende.

Na Tabela 2 encontra-se demonstrado o aumento da taxa de compressão segundo cada redução de 10% do volume morto. Consta-se que a redução constante do volume morto tem um aumento exponencial na taxa de compressão. Pelo que, com uma redução de 50% atinge-se uma taxa de compressão próxima dos valores dos motores Diesel.

Tabela 2 - Taxa de compressão em função de cada acréscimo de 10% de redução do volume morto.

Redução do volume morto (%)	Taxa de compressão
0	10.3
10	11.33 (+10%)
20	12.6250 (+22,57%)
30	14.29 (+38,74%)
40	16.5 (+60,19%)
50	19.6 (+90,29%)

O primeiro parâmetro relevante é a eficiência volumétrica. Esta é demonstrada na Figura 31. Consta-se que a redução constante no volume morto contribui para um crescimento exponencial da curva relativamente à original. A redução de 50% no volume morto com uma eficiência volumétrica de 50% permite debitar ar à pressão de 18 bar. O que corresponde a um aumento de 125% relativamente à pressão de saída inicial. Permite concluir que quanto maior a redução, melhor será a eficiência volumétrica.

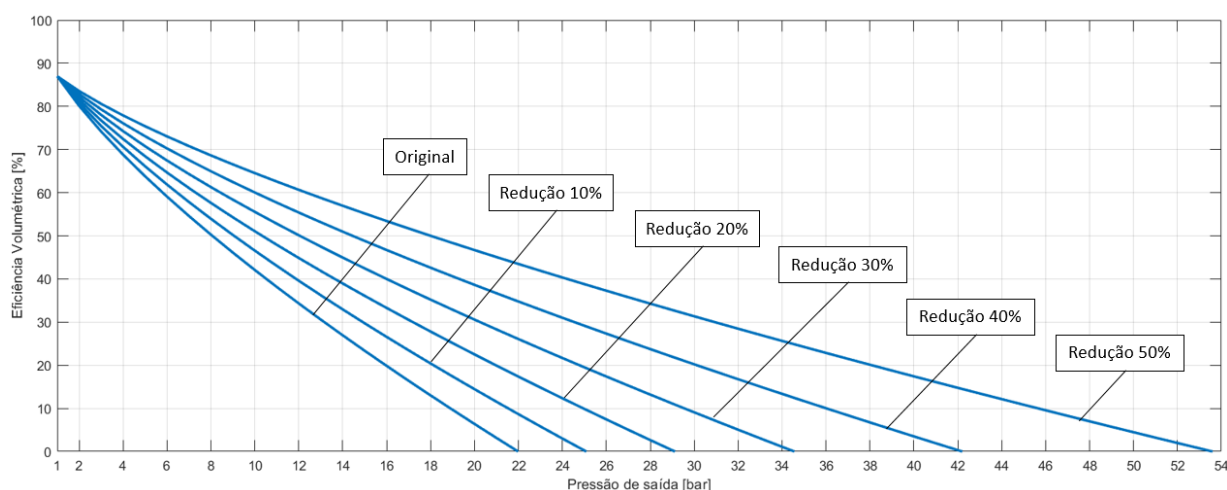


Figura 31 - Gráfico de eficiência volumétrica em função da pressão de saída, com cinco reduções acrescidas de 10% do volume morto original.

De seguida, analisa-se o caudal volumétrico para uma pressão de saída de 8 bar. Este é demonstrado em função da rotação do motor para diferentes reduções do volume morto na Figura 32.

Como era esperado, o caudal volumétrico aumenta com o aumento de percentagem de redução do volume morto. Isto porque o decréscimo de volume morto aumenta a eficiência volumétrica. Quanto maior a eficiência, mais ar novo é admitido para o cilindro, perfazendo um maior caudal volumétrico.

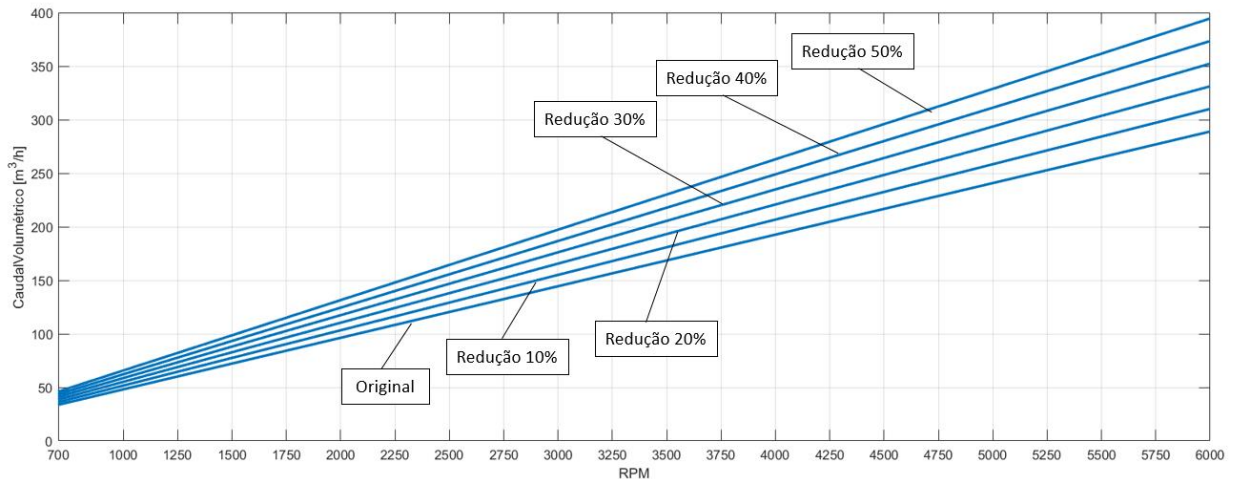


Figura 32 - Representação gráfica do caudal volumétrico em função da rotação do motor, para uma pressão de saída de 8 bar com cinco reduções acumulativas de 10% cada no volume morto.

Verifica-se que o comportamento do caudal se mantém linear com o aumento da redução do volume morto. Esta linearidade constante pode ser verificada através da Tabela 3, em que tomando os valores do caudal quando o motor se encontra a 6000 rpm, nota-se que existe um aumento de 7,3% relativamente ao caudal original a cada 10% de redução do volume morto. Isto permite calcular facilmente o caudal volumétrico correspondente a qualquer nível de redução.

Tabela 3 - Caudal volumétrico em função de cada acréscimo de 10% de redução do volume morto para 8 bar de pressão à saída.

Redução do volume morto (%)	Caudal Volumétrico (m^3/s)
0	289
10	310.1 (+7,3%)
20	331.2 (+14,6%)
30	352.3 (+21,9%)
40	373.4 (+29,2%)
50	394.5 (+36,5%)

Por fim, o último parâmetro a ser analisado é a potência necessária para o motor funcionar. É de esperar que a potência consumida aumente, visto que o caudal volumétrico aumenta com o incremento do nível de redução. Na Figura 33 pode-se verificar esta observação.

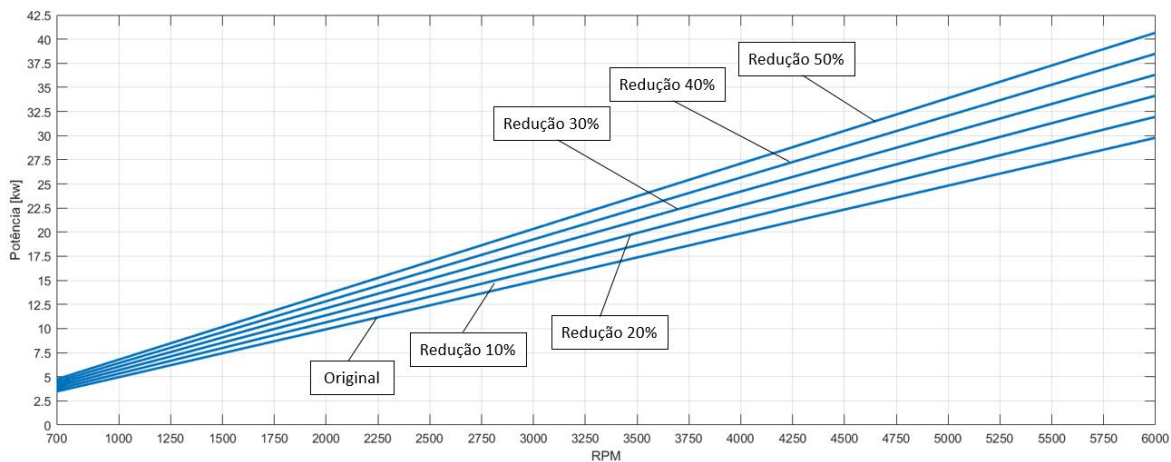


Figura 33 - Representação gráfica da potência consumida em função da rotação do motor, para uma pressão de saída de 8 bar com cinco reduções acumulativas de 10% cada no volume morto.

Como o trabalho de compressão não depende do volume morto, permanece igual para todos os casos. Portanto, a potência mantém um comportamento linear constante com diferentes reduções, como visto no caudal volumétrico. Porém, neste caso existe um pequeno incremento na percentagem dos valores como se pode ver na Tabela 4. Em que a percentagem de aumento sobe 0,02% (para 7,32%) relativamente à percentagem do caudal volumétrico. Isto deve-se à multiplicação do caudal volúmico pela massa específica do ar.

Tabela 4 - Potência consumida em função de cada acréscimo de 10% de redução do volume morto para 8 bar de pressão à saída.

Redução do volume morto (%)	Potência consumida (kW)
0	29.78
10	31.96 (+7,32%)
20	34.14 (+14,64%)
30	36.31 (+21,93%)
40	38.49 (+29,25%)
50	40.67 (+36,57%)

4.11 ESTIMATIVA DE CUSTOS E COMPARAÇÃO NO MERCADO

Os custos associados a este projeto variam segundo o nível de pressão que se pretende extrair do motor convertido. No entanto, o estudo dos custos é um fator que deve ser analisado quando se pretende comparar com um compressor recíproco da mesma categoria. A análise dos custos também permite decidir se o aperfeiçoamento do desempenho é benéfico. Veja-se o exemplo de despende determinada quantia para aperfeiçoar o desempenho de forma a usar um motor elétrico com menores potência e preço. Este custo deve ser estudado antecipadamente, para comparação com o do motor elétrico atual, de forma a averiguar se a modificação é rentável.

Para uma aplicação em que se pretende uma pressão de 8 bar pode se encontrar uma estimativa dos custos na Tabela 5.

Tabela 5 - Componentes necessários para o projeto e custos associados.

Componente	Preço (€)
Motor trifásico 7,5kW 1500 RPM (modelo 7M0104P2403I1) ¹	342,31
4x Válvulas Aventics Pneumatic Regulator (Nº Peça 0821302400) ²	≈ 261,60
4x Adaptadores de rosca 1/4" para M14X1.25 ³	≈ 21,52
Total	625,43

A partir da Figura 27, a potência necessária para uma pressão de 8 bar a 1500 rpm é de 7,5 kW. Logo, é escolhido um motor elétrico capaz desta potência e de atingir a rotação desejada.

A válvula de escape necessita de abrir ao atingir a pressão desejada, mas ao mesmo tempo permitir o escoamento do caudal volumétrico. Consultando a Figura 24, para uma pressão de 8 bar a 1500 rpm, tem-se um caudal de $72,24 \text{ m}^3/\text{h}$ (ou 1204 L/min). A válvula escolhida, opera até pressões de 10 bar e permite um caudal volumétrico até 1500 L/min. Portanto, os dois valores são superiores ao necessário tornando a válvula recomendável para a operação.

¹ Obtido a partir de: <https://adajusa.pt/motores-eletricos-e-acionadores-de-partida/>

² Obtido a partir de: <https://uk.rs-online.com/web/p/pneumatic-regulators/7036104/>

³ Obtido a partir de: <https://www.fittings.space/gbm2p-04zm-m14x13m>

Contudo, a entrada da válvula tem uma rosca 1/4" é necessário o uso de um adaptador para a conectar à rosca exterior da vela de ignição. Sabendo a partir da Tabela 1, que a rosca exterior da vela de ignição é M14X1.25 usa-se um tubo conversor de M14X1.25 para 1/4".

Para a conversão de uma unidade, a estimativa de custos é de 625,43€. É de notar que o custo poderia ser reduzido na possibilidade de uma conversão de motores em massa. Os restantes materiais como o tubo de ligação ao reservatório e o próprio reservatório não foram considerados para a estimativa por se considerar que estes estejam disponíveis juntamente com o motor de combustão.

Para verificar a viabilidade da conversão, compara-se estes dados com um compressor recíproco à venda no mercado, capaz de debitar a mesma pressão de saída. Os dados técnicos do modelo escolhido encontram-se na Tabela 6.

Tabela 6 - Dados técnicos do compressor HCT AR 2080.

Compressor HCT AR 2080 – 24 Litros ⁴	
Pressão de trabalho	8 bar
Caudal Volumétrico	150 L/min
Velocidade	1400 rpm
Peso	19 kg
Dimensões	630 x 320 x 540 mm
Preço	149 €

Constata-se que os preços possuem uma considerável margem de diferença e que do ponto de vista económico a escolha é certa no compressor do mercado. No entanto, o compressor de mercado debita ar a um caudal de 150 L/min enquanto que o motor convertido debita 1204 L/min. O que diminui consideravelmente o tempo de enchimento do reservatório. Considerando a inexistência de outros compressores, são necessários oito compressores recíprocos para igualar o caudal volumétrico do motor convertido. Isto implica um custo de 1192 €, que é pouco menos do dobro do preço da conversão.

⁴ Obtido a partir de: <https://bernardinos.pt/produto/ferramentas/ar-comprimido/compressores-eletricos/compressor-hct-ar-2080/>

Comparando agora o motor convertido com um compressor no mercado que debite um caudal volumétrico semelhante, tem-se na Tabela 7 os dados técnicos do compressor Airpress HK 1000-500 de 2 cilindros.

Tabela 7 - Dados técnicos do compressor Airpress HK 1000-500 de 2 cilindros.

Compressor Airpress HK 1000-500 de 2 cilindros ⁵	
Pressão de trabalho	8 bar
Caudal Volumétrico	1000 L/min
Níveis de compressão	2
Peso	280 kg
Preço	2215 € (s/IVA)

Atendendo que o caudal volumétrico foi calculado com base em várias simplificações e que por isso o seu valor pode vir estimado por excesso, é conveniente comparar com um compressor com um caudal ligeiramente inferior. Como se pode notar, o compressor do mercado possui um custo associado consideravelmente superior ao da conversão. E é de notar, que o custo deste compressor parte de uma produção em massa, sendo que a estimativa de custo do projeto de conversão é para uma unidade.

Logo, a escolha para aplicações em que o caudal volumétrico é um fator importante, recai sobre o motor convertido perante um compressor do mercado.

⁵ Obtido a partir de <https://www.w-equipment.com/ads/compressors/compressor-electric/piston-compressor-1000-l-min/airpress-hk-1000-500-257345.html>

5

CONCLUSÃO

O estudo realizado nesta dissertação relaciona-se com a conversão de motores de combustão interna em fim de vida num compressor de ar de êmbolos. Atingiu-se o objetivo de obter uma primeira análise aproximada do desempenho que um motor convertido terá. Como tal, permitiu tirar várias conclusões segundo este tema. O motor convertido assume um processo adiabático isentrópico durante a compressão devido à sua elevada rotação.

As válvulas do motor podem ser reaproveitadas para o funcionamento da compressão, com a ligeira conversão das válvulas de escape para funcionamento de admissão através do atraso destas no *timing*. O escape do ar pode ser realizado aproveitando o furo referente às velas de ignição através de uma válvula de controlo de pressão. Dando também a possibilidade de escolher a pressão à saída.

O volume morto é um parâmetro que deve ser rigorosamente analisado para garantir que se obtenha o máximo desempenho da compressão. A redução deste contribui positivamente para os parâmetros da compressão e possibilita uma margem maior de compressão.

A eficiência volumétrica é um fator que determina não só o valor máximo de pressão do ar, mas também a pressão a partir da qual a potência começa a diminuir por ação da expansão do ar comprimido no volume morto.

O caudal volumétrico diminui com o aumento da pressão do ar, no entanto a potência tem um comportamento diferente. Quando a eficiência volumétrica é superior a 50% a potência aumenta com a pressão, mas quando a eficiência é inferior a 50% o aumento da pressão faz diminuir o valor da potência. A explicação para este acontecimento deve-se ao trabalho realizado no êmbolo pela expansão do ar comprimido aprisionado no volume morto começar a tomar valores relevantes e criar um efeito de mola sobre o êmbolo.

Na análise de custos, constatou-se que a conversão é cara demais relativamente a um compressor que debite a mesma pressão de saída. No entanto, o motor convertido permite um caudal volumétrico maior, diminuindo o tempo de preenchimento do reservatório. Logo é viável do ponto de vista do desempenho.



TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros recomenda-se o estudo experimental do projeto para melhorar os ajustamentos teóricos necessários na eficiência volumétrica. Analisar a eficiência volumétrica do motor através de um modelo numérico experimental. Usar dados a partir de sensores de pressão absoluta na admissão, de massa de ar, de temperatura do ar e de captação das ondas de pressão dinâmicas para realizar os ajustamentos na equação teórica. A massa de ar que entra no motor deverá ter valores diferentes conforme a rotação do motor. Usar cálculos computacionais com os tempos exatos de abertura e fecho das válvulas, para melhor estimativa. Analisar os efeitos que a compressão tem na temperatura do motor, e se ao atingir-se um “equilíbrio”, a temperatura do motor está dentro do intervalo admissível pelo fabricante. Temperaturas muito altas podem queimar juntas, causar danos em componentes mecânicos e deteriorar retentores e segmentos.

Estudar a hipótese de dois, quatro ou mais níveis de compressão, aproveitando o funcionamento síncrono das válvulas com a instalação de um permutador de calor para garantir máxima eficiência volumétrica.

REFERÊNCIAS

- [1] C. N. D. I. – CNI, “Indústria automobilística e o desenvolvimento sustentável,” p. 66, 2017.
- [2] H. V. de Medina and D. E. B. Gomes, *Reciclagem de automóveis: estratégias, práticas e perspectivas*. Rio de Janeiro, 2003.
- [3] J. Asseiceiro, “Sabia que? - Reciclagem de Automóveis,” 2014. [Online]. Available: <http://ensina.rtp.pt/artigo/sabia-que-reciclagem-de-automoveis/>.
- [4] Diário de Notícias, “Idade média dos veículos entregues para abate sobe para quase 21 anos,” 2017. [Online]. Available: <https://www.dnoticias.pt/pais/idade-media-dos-veiculos-entregues-para-abate-sobe-para-quase-21-anos-YM1097980>.
- [5] eco.nomia. (s.d.), “O que é a economia circular?” [Online]. Available: <http://eco.nomia.pt/pt/economia-circular/estrategias>. [Acesso em: 11-Feb-2019].
- [6] T. Ueno, “United States Patent : 7393664,” *Current*, vol. 2, no. 11, pp. 4683–4690, 2010.
- [7] R. K. Rajput, *Internal Combustion Engines*, First Edit. 2005.
- [8] Motorconsult.pt, “Grandes Componentes do Motor,” 2013. [Online]. Available: <http://www.motorconsult.pt/es/artigos/645-os-grandes-componentes-do-motor#.XW0GFy5Kipo>.
- [9] Hemus, Ed., *Curso Prático e Profissional para Mecânicos de Automóveis*, Abril de 1.
- [10] Canfield, C. A. et al. “Effects of diesel-water emulsion combustion on diesel engine NOx emissions”. Dissertação - University of Florida. 1999.
- [11] G. S.K., *A Textbook of Automobile Engineering*, First Edit. India, 2014.
- [12] D. S. Sarkar, “Lecture on Compressor,” Dhanbad. IIT (ISM). 2016.
- [13] M. Stewart, *Surface production operations. Volume IV, Pumps and compressors*. .
- [14] P. C. Hanlon, *Compressor Handbook*. USA: McGRAW-HILL.
- [15] M. Souza, José e Borba, Antônio e Cardoso, Márcio e Coelho, “Planta para compressão e tratamento de biometano.” 2012.
- [16] G. Phillippi, “Basic thermodynamics of reciprocating compression,” no. October, pp. 1–110, 2011.
- [17] E. S. Menon, *Transmission Pipeline Calculations and Simulations Manual*. Elsevier Inc., 2015.
- [18] E. H. Dorries e J. Erjavec, *TechOne. Automotive engine repair*. Thomson/Delmar Learning, 2005.
- [19] B. Guo, W. C. Lyons, and A. Ghalambor, *Petroleum Production Engineering, A Computer-Assisted Approach*. Elsevier Inc., 2007.
- [20] S. J. Ling, J. Sanny, W. Moebs, and Open Textbook Library, *University physics. Volume 2*. .
- [21] F.-W. Aktiengesellschaft, “Zetec Engine Technical Training.” Germany, p. 84, 1992.

ANEXOS

ANEXO 1 – Código de cálculo da eficiência volumétrica segundo a pressão à saída, para diferentes níveis de redução do volume morto.

```
function EfVolP2(TC,d,L,p1,Nredu,Pred)
% TC = Taxa de Compressão
% d = diâmetro do êmbolo [m]
% L = curso do êmbolo [m]
% c = racio de folga
% n = velocidade de rotação do motor [RPM]
% p1 = pressão do ar à entrada [bar]
% p2 = pressão do ar à saída [bar]
% T1 = temperatura do ar à entrada [°C]
% y = coeficiente politropico
% efmec = eficiência mecânica
% efad = eficiência adiabática
% z = número de cilindros do motor
% Nred = Número de reduções
% Pred = Percentagem de redução (fração)

%Dados
y=1.4; %Expoente adiabático do ar

Nred=Nredu+1;
Vd=[(pi*d^2)/4]*L; %Calcula volume de curso[m^3]
Vm=(Vd/(TC-1)); %Calcula volume morto[m^3]
c=Vm/Vd; %Calcula rácio de folga
v1=Vd+Vm; %Calcula volume total do cilindro no PMI
```

```

%Nred=10 ; %Número de reduções de teste
%Pred=0.1; %Porcentagem de redução de teste

MVm=zeros(Nred); %Matriz de valores do Volume Morto

for b=1:Nred

MVm(b)=Vm-Vm*Pred*(b-1); %Calcula o volume morto segundo a redução e guarda na Matriz

    if MVm(b)<0 %Se volume morto negativo então o ciclo termina
        break
    end
    TCn=(Vd+MVm(b))/MVm(b) %Devolve o valor da Taxa de compressão com o novo volume morto
    c=MVm(b)/Vd; %Calcula o rácio da folga

    V1=Vd+MVm(b); %Calcula o volume total do cilindro no PMI
    V2=MVm(b); %V2 passa a ser o volume morto

    Pmax2=p1*(V1/V2)^y; %Calcula a pressão máxima de saída

    X1 = zeros(1,ceil(Pmax2));
    Y1 = zeros(1,ceil(Pmax2));

    for p2 =1 : Pmax2

    EfVol=0.97+c-c*[((p2)/p1)^(1/y)]-0.1; %Calcula Eficiência Volumétrica

        X1(p2) = (p2); %Guarda o valor em x da pressão à saída
        Y1(p2) = EfVol; %Guarda o valor em y da Eficiência Volumétrica

    end

    EfVol=EfVol*100; %Passa EfVol a percentagem

    plot(X1,Y1*100,'LineWidth',2);
    Legend(b)=strcat('Redução', num2str(b-1));
    hold on
    end

grid on

    xlabel('Pressão de saída [bar]');
    ylabel('Eficiência Volumétrica [%]');
    legend(Legend)
    axis([0 Pmax2 0 100]);

end

```

ANEXO 2 – Código de cálculo do caudal volumétrico segundo a rotação do motor.

```
function CauVol(TC,d,L,p1,T1,z)
    % TC = Taxa de Compressão
    % d = diâmetro do êmbolo [m]
    % L = curso do êmbolo [m]
    % c = racio de folga
    % n = velocidade de rotação do motor [RPM]
    % p1 = pressão do ar à entrada [bar]
    % p2 = pressão do ar à saída [bar]
    % T1 = temperatura do ar à entrada [°C]
    % γ = coeficiente politropico
    % z = número de cilindros do motor

    %Dados
    γ=1.4; %Expoente adiabático do ar

    Vd=[(pi*d^2)/4]*L; %Calcula volume de curso[m^3]
    Vm=(Vd/(TC-1)); %Calcula volume morto[m^3]
    c=Vm/Vd; %Calcula rácio de folga
    v1=Vd+Vm; %Calcula volume total do cilindro no PMI

    N1=zeros(1,6000);
    N2=zeros(1,6000);
    i=2;
    b=10;

    for p2=i:2:b

        EfVol=0.97+c-c*((p2/p1)^(1/γ))-0.1; %Eficiência Volumétrica

        v2=((p1*v1^γ)/p2)^(1/γ); %Volume do cilindro ao atingir a pressão p2

        for n=700:6000

            Q=EfVol*Vd*(n/60)*z; %Caudal volumétrico [m^3/s]

            N1(n)=n;
            N2(n)=Q*3600;

        end

        plot(N1,N2,'LineWidth',2);

        hold on
    end

    grid on
    xlabel('RPM');
    ylabel('CaudalVolumétrico [m^3/h]');
    legend('2bar','4bar','6bar','8bar','10bar');
    axis([700 6000 0 1000]);

end
```

ANEXO 3 – Código de cálculo do caudal mássico segundo a rotação do motor.

```

function CauMass (TC,d,L,p1,T1,z)
    % TC = Taxa de Compressão
    % d = diâmetro do êmbolo [m]
    % L = curso do êmbolo [m]
    % c = rácio de folga
    % n = velocidade de rotação do motor [RPM]
    % p1 = pressão do ar à entrada [bar]
    % p2 = pressão do ar à saída [bar]
    % T1 = temperatura do ar à entrada [°C]
    % y = coeficiente politropico
    % efmec = eficiência mecânica
    % efad = eficiência adiabática
    % z = número de cilindros do motor
    % R = constante específica do gás para o ar seco
    % MassEsp = Massa específica do ar [kg/m^3]

    %Dados
    y=1.4; %Expoente adiabático do ar
    R=287.05; %Constante específica do gás para o ar seco (J/kg.K)

    MassEsp=(p1*10^5)/(R*(T1+273.15)) %Calcula a massa específica do ar à temperatura T1
    Vd=[(pi*d^2)/4]*L; %Calcula volume de curso[m^3]
    Vm=(Vd/(TC-1)); %Calcula volume morto[m^3]
    c=Vm/Vd; %Calcula rácio de folga
    v1=Vd+Vm; %Calcula volume total do cilindro no PMI

    N1=zeros(1,6000);
    N2=zeros(1,6000);
    b=10; %Pressão de saída

    for p2=2:2:b

        EfVol=0.97+c-c*[(p2/p1)^(1/y)]-0.1; %Eficiência Volumétrica

        v2=((p1*v1^y)/p2)^(1/y); %Volume do cilindro ao atingir a pressão p2

        for n=1:6000

            Q=EfVol*Vd*(n/60)*z; %Caudal volumétrico [m^3/s]
            G=Q*MassEsp; %Caudal mássico [kg/s]

            N1(n)=n;
            N2(n)=G*3600;

        end

    end

    plot(N1,N2,'LineWidth',2);
    hold on
    end
    grid on
    xlabel('RPM');
    ylabel('Caudal Mássico [kg/h]');
    legend('2bar','4bar','6bar','8bar','10bar');
    axis([700 6000 0 1000]);

end

```

ANEXO 4 – Código de cálculo do trabalho realizado segundo a pressão de saída do ar, para diferentes níveis de redução do volume morto.

```

function TrabR(IC,d,L,p1,T1,Nredu,Pred)
% IC = Taxa de Compressão
% d = diâmetro do êmbolo [m]
% L = curso do êmbolo [m]
% c = racio de folga
% n = velocidade de rotação do motor [RPM]
% p1 = pressão do ar à entrada [bar]
% p2 = pressão do ar à saída [bar]
% T1 = temperatura do ar à entrada [°C]
% y = coeficiente politropico
% efmec = eficiência mecânica
% efad = eficiência adiabática
% z = número de cilindros do motor
% Nred = Número de reduções
% Pred = Percentagem de redução (fração)

%Dados
y=1.4; %Expoente adiabático do ar
efmec=0.90;
efad=0.85;
R=287.05; %Constante específica do gás para o ar seco (J/kg.K)

Nred=Nredu+1;
Vd=[(pi*d^2)/4]*L; %Calcula volume de curso[m^3]
Vm=(Vd/(IC-1)); %Calcula volume morto[m^3]
c=Vm/Vd; %Calcula rácio de folga
v1=Vd+Vm; %Calcula volume total do cilindro no PMI

%Nred=10 ; %Número de reduções de teste
%Pred=0.1; %Percentagem de redução de teste

MVm=zeros(Nred); %Matriz de valores do Volume Morto

for b=1:Nred

MVm(b)=Vm-Vm*Pred*(b-1); %Calcula o volume morto segundo a redução e guarda na Matriz

    if MVm(b)<0 %Se volume morto negativo então o ciclo passa ao seguinte
        break
    end

    c=MVm(b)/Vd; %Calcula o rácio da folga

    V1=Vd+MVm(b); %Calcula o volume total do cilindro no PMI
    V2=MVm(b); %V2 passa a ser o volume morto

    Fmax2=p1*(V1/V2)^y; %Calcula a pressão máxima de saída

for p2=1: Fmax2

    EfVol=0.97+c-c*[((p2)/p1)^(1/y)]-0.1;
        if EfVol<0
            Fmax2=p2;
            break
        end
end

```

```

end

X1 = zeros(1,floor(Fmax2));
Y1 = zeros(1,floor(Fmax2));

for p2 =1 : Fmax2

EfVol=0.97+c-c*[((p2)/p1)^(1/y)]-0.1;

W=(y/(y-1))*R*(T1+273)*[(p2/p1)^((y-1)/y)-1]; %Trabalho realizado durante um ciclo por kg de ar [J/kg];

    X1(p2) = (p2); %Guarda o valor em x da pressão à saída
    Y1(p2) = W; %Guarda o valor em y do trabalho consumido

end

j=plot(X1,Y1,'LineWidth',2,'Color',[0,.4,.8]);
hold on
plot(p2,W,'r*','LineWidth',0.75,'MarkerSize',5,'MarkerFaceColor',[1 0 0]);
uistack(j,'bottom');
pause(0.5);
hold on
end

grid on

    xlabel('Pressão de saída [bar]');
    ylabel('Trabalho consumido [J/kg]');

end

```

ANEXO 5 – Código de cálculo da potência segundo a rotação do motor.

```

function rmpot(TC,d,L,p1,T1,z)
% TC = Taxa de Compressão
% d = diâmetro do êmbolo [m]
% L = curso do êmbolo [m]
% c = racio de folga
% n = velocidade de rotação do motor [RPM]
% p1 = pressão do ar à entrada [bar]
% p2 = pressão do ar à saída [bar]
% T1 = temperatura do ar à entrada [°C]
% y = coeficiente politropico
% efmec = eficiência mecânica
% efad = eficiência adiabática
% z = número de cilindros do motor
% R = constante específica do gás para o ar seco
% MassEsp = Massa específica do ar [kg/m^3]

y=1.4; %Expoente adiabático do ar
R=287.05; %Constante específica do gás para o ar seco (J/kg.K)
efmec=0.90;
efad=0.85;

MassEsp=(p1*10^5)/(R*(T1+273.15)); %Calcula a massa específica do ar à temperatura T1

Vd=((pi*d^2)/4)*L; %volume de curso[m^3]
Vm=(Vd/(TC-1)); %Volume morto[m^3]
c=Vm/Vd; %rácio de folga
v1=Vd+Vm; %Volume total do cilindro no PMI

N1=zeros(1,6000);
N2=zeros(1,6000);
b=10;

for p2=1:b

EfVol=0.97+c-c*((p2/p1)^(1/y))-0.1; %Eficiência Volumétrica

if EfVol<0
break
end

v2=((p1*v1^y)/p2)^(1/y); %Volume do cilindro ao atingir a pressão p2

W=(y/(y-1))*R*(T1+273)*((p2/p1)^((y-1)/y)-1); %Trabalho realizado durante um ciclo por kg de ar [J/kg];

for n=1:6000
Q=EfVol*Vd*(n/60)*z; %Caudal volumétrico [m^3/s]
G=MassEsp*Q; %Caudal mássico [kg/s]
PC=(W*G)/(efmec*efad*1000); %Potência requerida ao compressor

N1(n)=n;
N2(n)=PC;

end

plot(N1,N2,'LineWidth',1);
hold on
pause(1);
end

grid on
xlabel('RPM');
ylabel('Potência [kw]');
legend('1bar','2bar','3bar','4bar','5bar','6bar','7bar','8bar','9bar','10bar');
axis([700 6000 0 30]);
end

```

ANEXO 6 – Código de cálculo da potência segundo a pressão de saída do ar.

```

function potpr(TC,d,L,p1,T1,z)
    % TC = Taxa de Compressão
    % d = diâmetro do êmbolo [m]
    % L = curso do êmbolo [m]
    % c = racio de folga
    % n = velocidade de rotação do motor [RPM]
    % p1 = pressão do ar à entrada [bar]
    % p2 = pressão do ar à saída [bar]
    % T1 = temperatura do ar à entrada [°C]
    % y = coeficiente politropico
    % efmec = eficiência mecânica
    % efad = eficiência adiabática
    % z = número de cilindros do motor
    % R = constante específica do gás para o ar seco
    % MassEsp = Massa específica do ar [kg/m^3]

    y=1.4; %Expoente adiabático do ar
    R=287.05; %Constante específica do gás para o ar seco (J/kg.K)
    efmec=0.90;
    efad=0.85;

    MassEsp=(p1*10^5)/(R*(T1+273.15)); %Calcula a massa especifica do ar à temperatura T1

    Vd=(pi*d^2)/4]*L; %volume de curso[m^3]
    Vm=(Vd/(TC-1)); %Volume morto[m^3]
    c=Vm/Vd; %rácio de folga
    v1=Vd+Vm; %Volume total do cilindro no PMI

    b=20;
    N1=zeros(1,b);
    N2=zeros(1,b);

    for n=1000:1000:6000

        for p2=1:b

            EfVol=0.97+c-c*[(p2/p1)^(1/y)]-0.1; %Eficiência Volumétrica

            if EfVol<0
                break
            end

            v2=((p1*(v1)^y)/p2)^(1/y); %Volume do cilindro ao atingir a pressão p2

            W=(y/(y-1))*R*(T1+273)*[(p2/p1)^((y-1)/y)-1]; %Trabalho realizado durante um ciclo por kg de ar [J/kg];

            Q=EfVol*Vd*(n/60)*z; %Caudal volumétrico [m^3/s]
            G=MassEsp*Q; %Caudal mássico [kg/s]
            PC=(W*G)/(efmec*efad*1000); %Potência requerida ao compressor

            N1(p2)=p2;
            N2(p2)=PC;

        end
    end

```

ANEXO 7 – Código de cálculo da temperatura do ar à saída segundo a pressão de saída.

```

function TempPre (TC, d, L, p1, T1, z)
    % TC = Taxa de Compressão
    % d = diâmetro do êmbolo [m]
    % L = curso do êmbolo [m]
    % c = racio de folga
    % n = velocidade de rotação do motor [RPM]
    % p1 = pressão do ar à entrada [bar]
    % p2 = pressão do ar à saída [bar]
    % T1 = temperatura do ar à entrada [°C]
    % y = coeficiente politropico
    % efmec = eficiência mecânica
    % efad = eficiência adiabática
    % z = número de cilindros do motor
    % R = constante específica do gás para o ar seco
    % MassEsp = Massa específica do ar [kg/m^3]

    y=1.4; %Expoente adiabático do ar
    Vd=[(pi*d^2)/4]*L; %volume de curso[m^3]
    Vm=(Vd/(TC-1)); %Volume morto[m^3]
    c=Vm/Vd; %rácio de folga
    v1=Vd+Vm %Volume total do cilindro no PMI

    Pmax2=p1*(v1/Vm)^y; %Calcula a pressão máxima de saída
    Pmax2=floor(Pmax2);
    for p2=1: Pmax2
        EfVol=0.97+c-c*[((p2)/p1)^(1/y)]-0.1;
        if EfVol<0
            Pmax2=p2;
            break
        end
    end
    N1=zeros(1,floor(Pmax2));
    N2=zeros(1,floor(Pmax2));
    for p2=1:Pmax2

        v2=((p1*v1^y)/p2)^(1/y); %Volume do cilindro ao atingir a pressão p2

        t2=[(p2*v2)/(p1*v1)]*(T1+273.15);
        T2=t2-273.15;
        N1(p2)=p2;
        N2(p2)=T2;
    end

    plot(N1,N2,'LineWidth',2);
    hold on
    grid on
    xlabel('Pressão de saída [bar]');
    ylabel('Temperatura [°C]');

end

```

ANEXO 8 – Código de cálculo do caudal volumétrico segundo a rotação do motor, para diferentes níveis de redução do volume morto.

```
function CauVolR(IC,d,L,p1,T1,z,Nredu,Pred,Pi,Pd)
    % IC = Taxa de Compressão
    % d = diâmetro do êmbolo [m]
    % L = curso do êmbolo [m]
    % c = racio de folga
    % n = velocidade de rotação do motor [RPM]
    % p1 = pressão do ar à entrada [bar]
    % p2 = pressão do ar à saída [bar]
    % T1 = temperatura do ar à entrada [°C]
    % y = coeficiente politropico
    % z = número de cilindros do motor
    % Pi = primeira pressão de saída
    % Pd = última pressão de saída

    %Dados
    y=1.4; %Expoente adiabático do ar

    Nred=Nredu+1;
    Vd=[(pi*d^2)/4]*L %Calcula volume de curso[m^3]
    Vm=(Vd/(IC-1)); %Calcula volume morto[m^3]
    c=Vm/Vd; %Calcula rácio de folga
    v1=Vd+Vm; %Calcula volume total do cilindro no PMI
    MVm=zeros(Nred); %Matriz de valores do Volume Morto
    N1=zeros(1,6000);
    N2=zeros(1,6000);

    for b=1:Nred
        MVm(b)=Vm-Vm*Pred*(b-1); %Calcula o volume morto segundo a redução e guarda na Matriz
        if MVm(b)<0 %Se volume morto negativo então o ciclo termina
            break
        end
        c=MVm(b)/Vd; %Calcula o rácio da folga
        V1=Vd+MVm(b); %Calcula o volume total do cilindro no PMI
        V2=MVm(b); %V2 passa a ser o volume morto
        Pmax2=p1*(V1/V2)^y; %Calcula a pressão máxima de saída
        for p2=Pi:Pd
            EfVol=0.97+c-c*[(p2/p1)^(1/y)]-0.1; %Eficiência Volumétrica
            v2=((p1*v1^y)/p2)^(1/y); %Volume do cilindro ao atingir a pressão p2
            for n=700:6000
                Q=EfVol*Vd*(n/60)*z; %Caudal volumétrico [m^3/s]
                N1(n)=n;
                N2(n)=Q*3600;
            end
            plot(N1,N2,'LineWidth',2);
            hold on
        end
        Legend{b}=strcat('Redução', num2str(b-1));
    end
    grid on
    xlabel('RPM');
    ylabel('CaudalVolumétrico [m^3/h]');
    legend(Legend);
end
```

ANEXO 9 – Código de cálculo da potência segundo a rotação do motor para diferentes níveis de redução do volume morto.

```

function PotRFMR(TC,d,L,p1,T1,z,Nredu,Pred,Pi,Pd)
    % TC = Taxa de Compressão
    % d = diâmetro do êmbolo [m]
    % L = curso do êmbolo [m]
    % c = racio de folga
    % n = velocidade de rotação do motor [RPM]
    % p1 = pressão do ar à entrada [bar]
    % p2 = pressão do ar à saída [bar]
    % T1 = temperatura do ar à entrada [°C]
    % y = coeficiente politropico
    % z = número de cilindros do motor
    % Pi = primeira pressão de saída
    % Pd = última pressão de saída
    % R = constante específica do gás para o ar seco
    % MassEsp = Massa específica do ar [kg/m^3]

    %Dados
    y=1.4; %Expoente adiabático do ar
    R=287.05; %Constante específica do gás para o ar seco (J/kg.K)
    efmec=0.90;
    efad=0.85;

    MassEsp=(p1*10^5)/(R*(T1+273.15)); %Calcula a massa específica do ar à temperatura T1
    Nred=Nredu+1;
    Vd=(pi*d^2)/4*L; %Calcula volume de curso[m^3]
    Vm=(Vd/(TC-1)); %Calcula volume morto[m^3]
    c=Vm/Vd; %Calcula rácio de folga
    v1=Vd+Vm; %Calcula volume total do cilindro no PMI
    MVm=zeros(Nred); %Matriz de valores do Volume Morto
    N1=zeros(1,6000);
    N2=zeros(1,6000);
    for b=1:Nred
        MVm(b)=Vm-Vm*Pred*(b-1); %Calcula o volume morto segundo a redução e guarda na Matriz
        if MVm(b)<0 %Se volume morto negativo então o ciclo termina
            break
        end
        c=MVm(b)/Vd; %Calcula o rácio da folga
        V1=Vd+MVm(b); %Calcula o volume total do cilindro no PMI
        V2=MVm(b); %V2 passa a ser o volume morto

        for p2=Pi:Pd
            EfVol=0.97+c-c*[(p2/p1)^(1/y)]-0.1; %Eficiência Volumétrica
            %v2=((p1*v1^y)/p2)^(1/y); %Volume do cilindro ao atingir a pressão p2
            W=(y/(y-1))*R*(T1+273)*[(p2/p1)^((y-1)/y)-1]; %Trabalho realizado durante um ciclo por kg de ar [J/kg];
            for n=700:6000
                Q=EfVol*Vd*(n/60)*z; %Caudal volumétrico [m^3/s]
                G=MassEsp*Q; %Caudal mássico [kg/s]
                PC=(W*G)/(efmec*efad*1000); %Potência requerida ao compressor [kW]
                N1(n)=n;
                N2(n)=PC;
            end
            plot(N1,N2,'LineWidth',2);
        end
        hold on
        pause(1)
    end

    Legend{b}=strcat('Redução', num2str(b-1));
end
grid on
xlabel('RPM');
ylabel('Potência [kw]');
legend(Legend);
%axis([700 6000 0 50]);
end

```