

# **Elaboração de uma instalação didática para estudo de um compressor de ar**

*Filipe José Martins dos Santos*

**Dissertação de Mestrado**

Orientador na FEUP: Prof. Dr. Paulo José da Silva Martins Coelho

Coorientador na FEUP: Dr. Mário Jorge Dias Guindeira



**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Junho 2020



*Dedicado à minha família*

## Resumo

A formação prática no percurso académico de um estudante é um fator deveras importante pelo que deve existir um elevado contacto com esta componente. Sendo os compressores máquinas bastante usadas e conhecidas, é de grande interesse conhecer o seu funcionamento e que conceitos estão predispostos numa máquina deste tipo.

Foi então desenvolvida uma instalação usando um compressor alternativo comum, para que se possam medir certos parâmetros como a pressão no tanque, a temperatura do ar comprimido, o caudal debitado e a potência elétrica. A aquisição destes parâmetros tanto pode ser realizada manualmente, isto é, com vários intervenientes a recolher sincronizadamente os diversos valores, como automaticamente. A instalação funcionará idealmente com uma recolha de dados computadorizada, através do programa desenvolvido no software de automação *LabVIEW*.

Através dos dados recolhidos é possível calcular o expoente politrópico real da compressão em causa, o rendimento politrópico e principalmente o rendimento volumétrico, que é um parâmetro de elevada importância neste tipo de equipamentos. Em relação a este último parâmetro, foi obtida uma equação que visa descrever a sua evolução real ao longo da pressão do ar à saída do compressor. Por último, criou-se também um possível protocolo e o procedimento experimental para ser utilizado aquando da realização da atividade experimental.

Concluindo, da instalação desenvolvida, é possível avaliar diversas variáveis no desempenho de um compressor de ar. É também possível avaliar facilmente o desempenho de outros compressores, pois o mesmo está separado do tanque.

## **Elaboration of a didactic installation for the study of an air compressor**

### **Abstract**

The practical training in the academic journey of a student is a very important factor so there must be a great contact with this component. Being compressors such well known machines there is a great motivation to know their behavior and concepts that are behind the workings of a machine of this type.

With this in mind, it was developed an installation using an ordinary reciprocating compressor to be able to measure certain parameters such as the pressure inside the tank, the compressed air temperature, the flow rate and the electric power. The acquisition of these parameters can be manually, this is, with several participants collecting the synchronized data but this acquisition can also be computerized. Ideally the installation will work with the computerized data acquisition through the developed program in the automation software *LabVIEW*.

Through the collected data it is possible to calculate the real polytropic index of the given compression, the polytropic efficiency and most importantly the volumetric efficiency, which is a very important parameter in this type of machines. Regarding this last parameter, it was obtained an equation which tries to describe its real evolution over the air pressure at the exit of the compressor. Lastly, it was created a possible protocol and experimental procedure to be used when carrying out the experimental activity.

Concluding, from the developed installation, it's possible to assess several parameters in the performance of an air compressor. It is also possible to easily assess the performance of other air compressors since the compressor is separated from the tank.

## Agradecimentos

Gostaria de expressar a minha gratidão ao Professor Doutor Paulo José da Silva Martins Coelho pela constante disponibilidade, pelo tempo despendido, pela orientação e pelas importantíssimas contribuições e correções realizadas ao longo deste trabalho. Agradeço humildemente também ao Doutor Mário Jorge Dias Guindeira por toda a ajuda e conhecimento precioso na construção da instalação.

Um especial obrigado à minha família, em particular aos meus pais por me terem dado a oportunidade de realizar os meus estudos e aos meus irmãos Anita e Francisco.

Aos meus amigos, em especial ao Xico e ao Zé, e à minha namorada Francisca, pelo encorajamento e que certamente tornaram esta jornada mais fácil.

## Índice de Conteúdos

1	Introdução .....	1
1.1	Enquadramento do projeto e motivação.....	1
1.2	Objetivos do projeto.....	1
1.3	Estrutura da dissertação .....	2
2	Teoria.....	3
2.1	Análise termodinâmica .....	3
2.1.1	Comportamento de gás perfeito.....	3
2.1.2	Determinação do trabalho de veio .....	5
2.2	Perdas de carga.....	5
2.2.1	Perdas de carga em linha .....	5
2.2.2	Perdas de carga localizadas .....	6
2.3	Tipos de compressores .....	7
2.4	Compressores alternativos .....	8
2.4.1	Ciclo de compressão ideal .....	10
2.4.2	Ciclo de compressão real/indicado .....	12
2.4.3	Trabalho e potência .....	14
2.4.4	Rendimento volumétrico .....	15
2.4.5	Outros parâmetros do compressor .....	18
3	Instalação .....	19
3.1.1	Instalação original.....	19
3.2	Conceção da instalação .....	22
3.2.1	Medição de temperatura .....	24
3.2.2	Medição de pressão .....	26
3.2.3	Controlo da pressão na instalação .....	26
3.2.4	Medição de potência.....	29
3.2.5	Medição de massa.....	31
3.2.6	Medição da velocidade de rotação.....	32
3.2.7	Placa de aquisição de dados.....	32
3.3	Equipamentos didáticos semelhantes no mercado .....	33
4	Resultados com aquisição de dados manual .....	36
4.1	Resultados em função da pressão .....	36
4.2	Resultados versus instalação original .....	39
4.3	Variação do caudal com a temperatura .....	40
4.4	Perdas de carga.....	41
4.5	Expoente politrópico.....	42
4.6	Potências e rendimentos.....	44
5	Resultados com aquisição de dados computadorizada .....	46
5.1	Resultados em função da pressão .....	46
5.2	Expoente politrópico.....	48
5.3	Potências e rendimentos.....	49
5.4	Comparação de erros com a aquisição de dados manual .....	50
6	Análise ao rendimento volumétrico .....	51
6.1	Pressupostos iniciais .....	51
6.2	Resultados .....	53
7	Protocolo e procedimento experimental .....	56

7.1	Introdução .....	56
7.2	Objetivos .....	56
7.3	Teoria .....	57
7.4	Instalação e procedimento.....	61
8	Conclusões .....	63
	Referências .....	65
	Anexo A: Análise de erros .....	67
	Anexo B: Método para o cálculo do caudal e conversão de potência .....	72
	Anexo C: Programa e circuito elétrico desenvolvido.....	77
	Anexo D: Resultados das medições em função do tempo.....	80
	Anexo E: Cálculo dos coeficientes de perda de carga.....	86
	Anexo F: Ficha de resultados .....	89

## Nomenclatura

$A$	Área da secção transversal ao escoamento em tubagens [m <sup>2</sup> ]
$B_X$	Erro sistemático de uma variável $X$
$D$	Diâmetro [m]
$f$	Fator de atrito
$h$	Entalpia específica [J/kg]
$K$	Coefficiente de perda de carga localizada
$l$	Curso [m]
$L$	Comprimento [m]
$\dot{m}_r$	Caudal mássico real [kg/s]
$\dot{m}_t$	Caudal mássico teórico [kg/s]
$n$	Expoente politrópico
$N$	Velocidade de rotação [rpm]
$P_X$	Erro aleatório de uma variável $X$
$P$	Pressão absoluta [bar]
$R$	Constante particular dos gases
$Re$	Número de Reynolds
$S_{\bar{X}}$	Desvio padrão da média da amostra
$s$	Entropia específica [J/kg.K]
$t$	Tempo [s]
$T$	Temperatura absoluta [K]
$u$	Velocidade [m/s]
$\dot{V}_t$	Caudal volúmico teórico [m <sup>3</sup> /s]
$V$	Volume [m <sup>3</sup> ]
$v$	Volume específico [m <sup>3</sup> /kg]
$\dot{W}$	Potência [W]
$W$	Trabalho [J]
$\bar{X}$	Média de uma variável $X$
$Z$	Fator de compressibilidade

## Letras gregas

$\varepsilon$	Razão de espaço morto
$\varepsilon_L$	Rugosidade equivalente [mm]
$\eta_{m,elé}$	Rendimento do motor elétrico
$\eta_{pol}$	Rendimento politrópico
$\eta_{pol,i}$	Rendimento indicado
$\eta_{mec}$	Rendimento mecânico
$\eta_V$	Rendimento volumétrico
$\eta_{V,t}$	Rendimento volumétrico teórico
$\Omega$	Parâmetro que contabiliza irreversibilidades
$\rho$	Massa volúmica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Desvio normalizado

## Abreviaturas

ADC	Aquisição de dados computadorizada
ADM	Aquisição de dados manual
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
rpm	Rotações por minuto

## Índice de Figuras

Figura 1- Comparação entre valores de temperatura no final de um processo politrópico usando as suposições de gás perfeito ou gás real para diferentes $n$ 's.....	4
Figura 2-Valores de K para diferentes geometrias (Munson 2006). ....	6
Figura 3-Tipos mais comuns de compressores (Pinho 2016).....	7
Figura 4-Compressor alternativo hermético. ....	8
Figura 5-Constituição de um compressor alternativo (Pinho 2016).....	9
Figura 6-Diferentes fases do ciclo de compressão de um compressor alternativo onde: I- expansão do volume morto ou residual; II- Admissão de ar, III- compressão do ar; IV- descarga. ....	9
Figura 7- Ciclo teórico de compressão com volume morto (Pinho 2016).....	10
Figura 8- Êmbolo no ponto morto inferior (Brown 2005).....	10
Figura 9- Diferentes tipos de processos de compressão (Pinho 2016).....	11
Figura 10- Escape isobárico (Brown 2005).....	11
Figura 11- Influência das válvulas e das condutas de admissão e escape no diagrama $P$ - $V$ (Pinho 2016). ....	12
Figura 12-Influência das trocas térmicas no ciclo de compressão real (Pinho 2016). ....	13
Figura 13- Trabalho no ciclo de compressão teórico com espaço morto (Pinho 2016). ....	14
Figura 14-Efeito do aumento da razão de pressão no rendimento volumétrico (Pinho 2016). ....	17
Figura 15- Compressor na sua instalação original, A-filtro de ar; B-corpo do compressor alternativo; C-motor elétrico; D-pressostato; E-válvula antirretorno; F-válvula redutora de pressão; G-tanque; H-ventoinha de arrefecimento. ....	19
Figura 16-Gráfico dos 6 ensaios do caudal, a $0^{\circ}\text{C}$ e 1 atm, em função do tempo. ....	20
Figura 17- Interior do compressor com o conjunto de válvulas montado onde: A-válvula de admissão; B-limitador de curso da válvula de escape. ....	21
Figura 18- Interior do compressor com o conjunto de válvulas separado onde: A-válvula de admissão; B-limitador de curso da válvula de escape e C-êmbolo. ....	21
Figura 19- Esquema da instalação didática desenvolvida, A-filtro de ar; B-termopar tipo T; C-compressor alternativo; D-motor elétrico; E-transdutor de pressão; F-manómetro digital; G1 e G2- válvula de alívio manual e válvula de drenagem, respetivamente; H-pressostato; I-válvula de segurança; J-tanque; K-válvula redutora de pressão; L-válvula antirretorno; M-conector para acessórios; N-balança. ....	23
Figura 20-Visão geral da instalação, A-conjunto motor e compressor com carcaça; B-computador para aquisição de dados; C-instalação elétrica construída com contador elétrico, placa de aquisição de dados e transformador para alimentação do transdutor de pressão; D-balança; E-transdutor de pressão; F-válvula de alívio manual; G-pressostato; H-reservatório. ....	23
Figura 21- Isolamento colocado na prateleira e s apoios do motor. ....	24
Figura 22- Canhão utilizado na instalação. ....	24
Figura 23- "T" de latão. ....	25

Figura 24- "T" instalado com mangueiras transparentes, à esquerda, e com mangueiras mais reforçadas e com isolamento, à direita. ....	25
Figura 25- Leitor USB universal de termopares (A) e display para leitura de temperaturas de termopares (B). ....	26
Figura 26-Transdutor de pressão (a) e manómetro (b) utilizados. ....	26
Figura 27-Pressostato com identificação dos seus componentes onde: a-membrana; b-mola de ajuste; c-contactos elétricos; d-tubo de ligação à válvula de alívio; e-válvula redutora de pressão. ....	27
Figura 28-Representação esquemática de um pressostato (GlobalSpec 2020). ....	27
Figura 29-Esquema de ligação como compressor desligado e a válvula de alívio aberta. ....	28
Figura 30-Esquema de ligação como compressor ligado e a válvula de alívio fechada. ....	28
Figura 31-Válvula de alívio manual. ....	29
Figura 32-Medidor de potência elétrica da Perel.....	29
Figura 33- Circuito elétrico desenvolvido, a- contador elétrico; b- led que acende a cada 1Wh de energia consumida; c-transformador de alimentação do transdutor de pressão; d- disjuntor; e-tomada de saída (para ligar o compressor). ....	30
Figura 34-Circuito elétrico de uma saída pulsada (Hudson 2017). ....	30
Figura 35-Balança integrada na mesa com os diferentes posicionamentos do tanque. ....	31
Figura 36-Leitor ótico utilizado com o acessório de medição por contacto (a) e sem este (b). ....	32
Figura 37- Placa de aquisição de dados. ....	33
Figura 38- Esquema da instalação didática de um compressor da Gunt onde: A-filtro de ar; B-compressor alternativo; C-motor elétrico; D-manómetro analógico; E-válvula antirretorno; F-pressostato; G-válvula de segurança; H-tanque; I-válvula de esfera para dreno; J- conector para acessórios ( <i>GmbH 2020</i> ). ....	33
Figura 39- Esquema da instalação didática da Tecquipment onde: A-motor elétrico; B-compressor alternativo; C-manómetro; D-válvula antirretorno; E-válvula de segurança; F1 e F2-válvulas de esfera para dreno do tanque e para tubagens de estudo respetivamente; G-tanque; H-placa orifício; I-válvula de alívio automática; J-pressostato; K-termopar tipo K; L1, L2, L3 e L4- transdutores de pressão para medição da pressão ambiente, à saída do compressor, do tanque e antes e depois da placa orifício ( <i>Tecquipment 2020</i> ). ....	34
Figura 40- Gráfico da rotação em função da pressão abs no interior do tanque. ....	37
Figura 41-Curva de ajuste “Rotação versus Pressão absoluta”. ....	37
Figura 42-Gráfico da potência elétrica em função da pressão absoluta no tanque. ....	38
Figura 43-Gráfico da temperatura do ar à saída do compressor em função da pressão absoluta no tanque. ....	38
Figura 44-Gráfico do caudal em função da pressão absoluta no tanque ....	39
Figura 45-Gráfico comparativo entre o caudal da instalação original e da instalação final com os valores a 0°C e 1 atm. ....	39
Figura 46-Gráfico comparativo das diferenças do caudal com ou sem correção de temperatura. ....	40
Figura 47-Variação da perda de carga em função do caudal. ....	42

Figura 48-Gráfico comparativo da diferença entre os valores reais e os valores ideais (usando as relações politrópicas).....	42
Figura 49-Gráfico representativo das diversas potências, tanto calculadas como medidas. ....	44
Figura 50-Gráfico do rendimento politrópico ( $n=1,18$ ) em função da pressão absoluta.....	45
Figura 51-Temperatura do ar à saída do compressor em função da pressão absoluta, aquisição computadorizada versus manual. ....	46
Figura 52-Potência consumida em função da pressão absoluta, aquisição computadorizada versus manual. ....	47
Figura 53-Gráfico do caudal em função da pressão absoluta no tanque (aquisição computadorizada). ....	47
Figura 54-Gráfico comparativo da diferença entre os valores reais e os valores ideais (usando as relações politrópicas) (aquisição computadorizada). ....	48
Figura 55-Gráfico representativo das diversas potências, tanto calculadas como medidas (aquisição computadorizada).....	49
Figura 56- Comparação entre o rendimento volumétrico experimental e resultados homólogos obtidos por abordagens teóricas, mas com alguns parâmetros experimentais. ....	54
Figura 57-Diferentes fases do ciclo de compressão de um compressor alternativo onde: I- expansão do volume morto ou residual; II- Admissão de ar, III- compressão do ar; IV- descarga (protocolo). ....	57
Figura 58-Ciclo teórico de compressão com volume morto (Pinho 2016) (protocolo).....	58
Figura 59-Diferentes tipos de processos de compressão (Pinho 2016) (protocolo). ....	58
Figura 60-Curva de ajuste “Rotação vs Pressão absoluta” (protocolo). ....	60
Figura 61-Esquema da instalação didática desenvolvida onde: A-filtro de ar; B-termopar tipo T; C-compressor alternativo; D-motor elétrico; E-transdutor de pressão; F-manómetro digital; G1 e G2- válvula de alívio manual e válvula de drenagem, respetivamente; H-pressostato; I- válvula de segurança; J-tanque; K-válvula redutora de pressão; L-válvula antirretorno; M- conector para acessórios; N-balança.....	61
Figura 62-Equipamentos a utilizar na aquisição de dados manual onde: A-manómetro digital; B-medidor de potência elétrica; C-software dedicado da balança; D-display e leitor de termopares. ....	62

## Índice de Tabelas

Tabela 1-Erro máximo para diferentes valores de $n$ e pressões relativas até 10 bar .....	4
Tabela 2-Características referentes ao compressor da Einhell fornecidos pelo fabricante (Einhell_Portugal_Lda 2020) .....	20
Tabela 3- Características medidas e calculadas com base em resultados experimentais do compressor para utilizar como referência.....	22
Tabela 4-Caudal original e final em diversas pressões no interior do tanque .....	40
Tabela 5-Erro aleatório do caudal com e sem correção de temperatura.....	41
Tabela 6- Valores dos coeficientes de perda de carga localizada e do coeficiente de atrito ....	41
Tabela 7- Valores do expoente politrópico experimental obtido e respetivos erros associados considerando as perdas de carga ao longo do escoamento .....	43
Tabela 8-Valores do expoente politrópico experimental obtido e respetivos erros associados desprezando as perdas de carga ao longo do escoamento .....	43
Tabela 9-Caudal com aquisição de dados manual e computadorizada para diferentes pressões .	48
Tabela 10-Valores do expoente politrópico experimental obtido e alguns erros associados considerando as perdas de carga ao longo do escoamento (aquisição computadorizada) e comparação com os valores médios da aquisição manual.....	49
Tabela 11-Erros aleatórios em cada método de aquisição de dados.....	50
Tabela 12-Erros associados à utilização da equação (6.5). .....	54
Tabela 13-Erros associados à utilização da equação (6.4). .....	54
Tabela 14-Valores dos coeficientes de perda de carga localizada e do coeficiente de atrito (protocolo). .....	59

# 1 Introdução

## 1.1 Enquadramento do projeto e motivação

A parte experimental da presente dissertação foi desenvolvida no laboratório de Fluidos e Calor do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, durante o segundo semestre do ano letivo 2019/2020 no âmbito da unidade curricular Dissertação.

Os compressores são máquinas bastante conhecidas, visto serem usados em variadas situações desde o uso doméstico, nos automóveis ou até mesmo em variadas indústrias. O facto de serem simples e fiáveis também contribui para esta popularidade, no entanto, o seu funcionamento, apesar de elementar, é desconhecido para bastantes pessoas.

Este trabalho visa melhorar esta compreensão com o estudo do princípio de funcionamento destas máquinas, dos seus componentes, de parâmetros que descrevem o seu desempenho tais como o rendimento volumétrico ou o rendimento politrópico global e também observar e representar graficamente o modo como variam certas grandezas ao longo do tempo de funcionamento como a temperatura, a pressão, o caudal mássico e a potência elétrica.

Para se apreender facilmente todos os conceitos necessários, foi construída uma instalação didática que irá funcionar como uma experiência laboratorial para alunos da Faculdade de Engenharia e que certamente irá contribuir para a sua formação como futuros engenheiros.

## 1.2 Objetivos do projeto

Os principais objetivos da presente dissertação são os seguintes: construção de uma instalação onde se consiga recolher em função do tempo, e preferencialmente de forma automática, dados como pressão no tanque, temperatura à saída do compressor, massa dentro do tanque e potência elétrica com o uso de uma placa de aquisição de dados, mas também, em caso de necessidade, ser possível realizar a experiência laboratorial com uma aquisição de dados manual; criação de um protocolo e procedimento experimental para ser utilizado por alunos em aulas laboratoriais.

Relativamente ao estudo feito à instalação em si, este tem como objetivo obter o expoente politrópico,  $n_{exp}$ , pois dessa forma é possível ter uma noção mais concreta do tipo de compressão que realmente acontece. É também um objetivo da presente dissertação, a obtenção do rendimento volumétrico experimental e a obtenção de uma equação geral para descrever a variação do mesmo, pois o rendimento volumétrico é um parâmetro de extrema importância neste tipo de compressores.

### **1.3 Estrutura da dissertação**

A presente dissertação apresenta no Capítulo 2 a teoria subjacente ao estudo de um compressor, ou seja, a sua análise termodinâmica, diferentes tipos de compressor, e por fim, os parâmetros característicos necessários para se efetuar uma análise quantitativa do desempenho da instalação.

No Capítulo 3 é apresentado o método seguido na construção da instalação, uma descrição dos componentes e do compressor utilizado.

Posteriormente, no Capítulo 4 são expostos os resultados referentes à aquisição de dados manual e concluindo com a respetiva análise.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados obtidos com a aquisição de dados computadorizada. É feita uma análise comparando os resultados dos dois métodos de aquisição e apresenta-se também o programa desenvolvido para a aquisição de dados computadorizada.

No que concerne ao Capítulo 6, é feita uma análise mais profunda ao rendimento volumétrico experimental, apresentando-se diferentes formas para a obtenção do mesmo, bem como os resultados obtidos deste rendimento.

No Capítulo 7 são descritos e apresentados o protocolo e o procedimento experimental que poderão ser utilizados futuramente no trabalho que venha a ser proposto aos alunos.

Por fim, o trabalho é concluído no Capítulo 8 com o resumo das principais conclusões retiradas durante a realização da presente dissertação e a apresentação de algumas sugestões para trabalhos futuros.

## 2 Teoria

### 2.1 Análise termodinâmica

#### 2.1.1 Comportamento de gás perfeito

Os compressores são dispositivos que fornecem energia a um fluido, neste caso um gás, com o objetivo de lhe aumentar a pressão e conseqüentemente a massa específica. Para analisar estas máquinas, podem utilizar-se considerações básicas sobre conservação de energia e quantidade de movimento (Munson 2006). Na equação (2.1) apresenta-se a equação dos gases perfeitos.

$$P v = R T \quad (2.1)$$

onde  $P$  é a pressão,  $v$  é o volume específico,  $R$  é a constante particular do ar e  $T$  é a temperatura absoluta, isto é, em kelvin, K.

Quando o fluido de trabalho é tratado como um gás real, não é possível utilizar a equação de estado dos gases perfeitos, equação (2.1), no entanto, esta pode ser usada sobre certas condições, para as quais os termos de temperatura crítica e pressão crítica vão ser relevantes (Brown 2005). Estes definem-se como a temperatura e pressão do ponto crítico, sendo este último o ponto onde coexistem os estados de líquido saturado e vapor saturado apresentando estes neste ponto singular, propriedades idênticas ou seja, acima deste ponto não existe um processo identificável de mudança de fase (Boles *et al* 2013).

Com uma temperatura muito superior à temperatura crítica e uma pressão muito menor que a pressão crítica, um gás real pode ser tratado como ideal. No entanto, haverá um erro, que é possível quantificar, por exemplo, com o uso das relações politrópicas aplicadas a um processo entre dois pontos, equação (2.2), válida para qualquer gás, e as equações (2.3) e (2.4), válidas para gases ideais. Com isto obtém-se a temperatura de saída ideal, e posteriormente pode-se comparar com a temperatura real, obtida por exemplo pelo software EES.

$$P v^n = P_0 v_0^n \quad (2.2)$$

$$T v^{n-1} = T_0 v_0^{n-1} \quad (2.3)$$

$$P T^{\frac{n}{1-n}} = P_0 T_0^{\frac{n}{1-n}} \quad (2.4)$$

Admitindo o ar a uma pressão inicial absoluta de 1 bar, uma gama comum de pressões, entre 5 e 45 bar e uma temperatura inicial de 20 °C, obtém-se o gráfico da Figura 1 que compara os valores de temperatura obtidos assumindo o ar como gás perfeito ou como gás real.

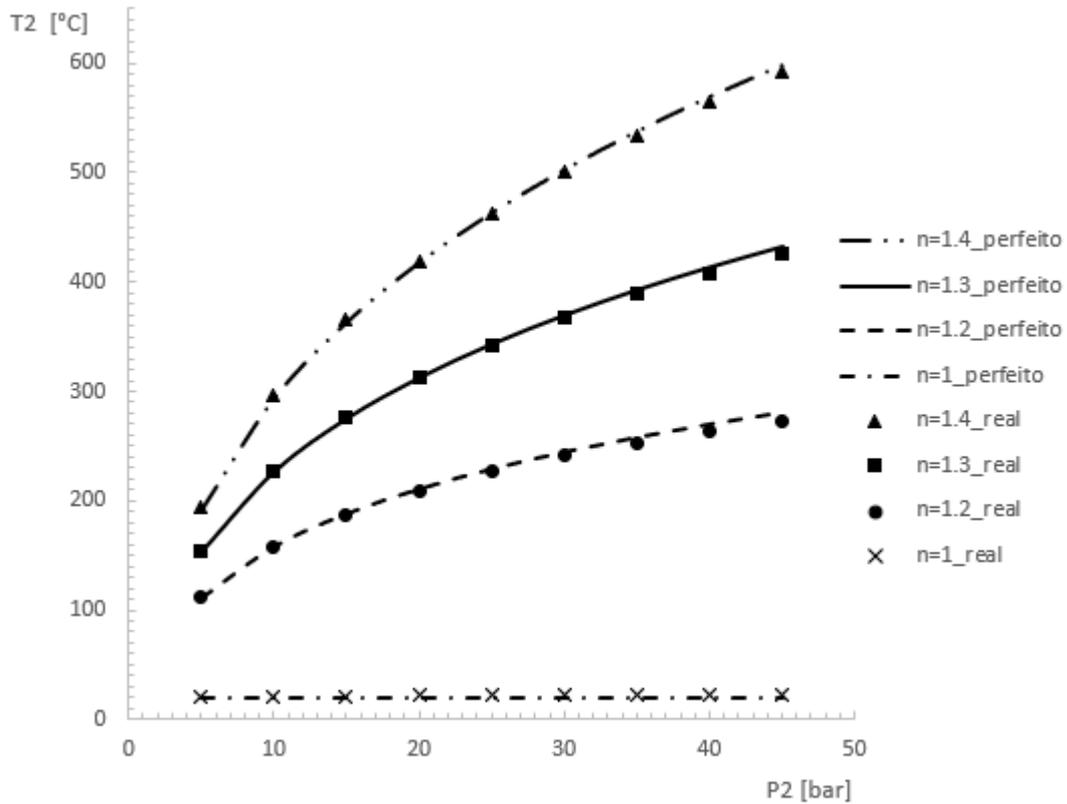


Figura 1- Comparação entre valores de temperatura no final de um processo politrópico usando as suposições de gás perfeito ou gás real para diferentes n's.

Verifica-se que a diferença entre os valores de temperatura obtidos utilizando um gás real ou a aproximação a um gás perfeito é mínima, comprovado pela Figura 1 e pela Tabela 1. Esta última representa o erro máximo obtido, na gama de pressões entre 1 e 45 bar e também entre 1 e 10 bar, situação idêntica à do presente trabalho, para diferentes expoentes politrópicos,  $n$ :

Tabela 1-Erro máximo para diferentes valores de  $n$  e pressões relativas até 10 bar

$n$	Erro máximo relativo entre 1 e 45 bar [%]	Erro absoluto máximo entre 1 e 45 bar [°C]	Erro máximo relativo entre 1 e 10 bar [%]	Erro máximo absoluto entre 1 e 10 bar [°C]
1	12,9	3,0	4,1	0,9
1,2	2,4	6,6	1,3	1,4
1,3	1,6	7,0	1,3	1,5
1,4	1,6	6,0	1,5	2,3

Também é possível observar da Tabela 1 que com o aumento do  $n$  o erro relativo diminui, isto porque, neste caso, o aumento da temperatura favorece o comportamento de gás perfeito, apesar do aumento da pressão causar um afastamento do comportamento do mesmo.

### 2.1.2 Determinação do trabalho de veio

Em relação ao trabalho de veio teórico, trabalho em regime permanente, este é dado pelo integral  $v \cdot dP$ , equação (2.5), sendo  $v$  o volume específico e  $P$  a pressão absoluta. Pode-se constatar que este só depende das condições iniciais e finais de pressão, do volume específico, e do expoente da politrópica. Pelo que se observou anteriormente na Tabela 1 e na Figura 1, o valor do trabalho não será significativamente diferente admitindo um comportamento de gás perfeito ou gás real.

$$w_{v,iso,t} = \int_{P_0}^P v \, dP \quad (2.5)$$

Como irá ser discutido na secção 2.4.1, é possível haver vários caminhos nos processos de compressão, e conseqüentemente, o trabalho de veio específico vai variar conforme os mesmos. Resolvendo o integral patente na equação (2.5), e atendendo igualmente às equações (2.2) a (2.4), para o caso mais geral com  $n \neq 1$ , a expressão para o trabalho de veio é representada pela equação (2.6). Para o caso com  $n = 1$ , a expressão do trabalho está presente na equação (2.7).

$$w_{v,iso,t,poli} = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.6)$$

$$w_{v,iso,t,iso} = P_1 v_1 \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (2.7)$$

## 2.2 Perdas de carga

Em qualquer instalação que utilize tubagens e um fluido em escoamento, existem perdas de carga, ou seja, existe perda de energia mecânica por atrito das moléculas de fluido com as paredes das tubagens. A perda de carga aumenta com o aumento da viscosidade, com a velocidade, com a rugosidade das paredes do tubo, com o comprimento da tubagem e com perdas localizadas. (Hidraulicart 2016).

### 2.2.1 Perdas de carga em linha

Para o cálculo destas perdas de carga, usa-se a equação de Darcy-Weisbach, equação (2.8), aplicável a fluidos viscosos quando os efeitos da compressibilidade são pouco relevantes:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{u^2}{2} \rho \quad (2.8)$$

onde  $\Delta P$ , é a perda de carga,  $f$  o fator de atrito,  $L$  o comprimento da tubagem,  $D$  o diâmetro da tubagem,  $u$  a velocidade do escoamento e  $\rho$  a massa volúmica do fluido.

O cálculo do fator de atrito pode ser realizado pela equação de Hagen-Poiseille, equação (2.9), para escoamento laminar:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.9)$$

Para o caso turbulento, com paredes rugosas, pode-se recorrer ao diagrama de Moody, ou à equação de Colebrook, equação (2.10):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left( \frac{\varepsilon_L}{3,7 D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.10)$$

onde  $\varepsilon_L$  é a rugosidade equivalente e  $D$ , é o diâmetro da tubagem.

### 2.2.2 Perdas de carga localizadas

Quanto ao cálculo das perdas de carga localizadas, existem diversos métodos, no entanto o mais simples parte da análise da equação de Darcy-Weisbach, com uma pequena modificação, resultando na equação (2.11):

$$\Delta p = K \frac{u^2}{2} \rho \quad (2.11)$$

onde  $K$ , é o coeficiente de perda de carga localizada.

O valor de  $K$  pode ser dado pelo fabricante do componente ou obtido da literatura, sendo que este varia conforme a geometria, ver exemplos na Figura 2:

Componente	$K_L$	
<b>a. Curvas</b>		
90° (raio normal), flangeada	0,3	
90° (raio normal), rosqueada	1,5	
90° (raio longo), flangeada	0,2	
90° (raio longo), rosqueada	0,7	
45° (raio longo), flangeada	0,2	
45° (raio normal)	0,4	
<b>b. Retornos (curvas com 180°)</b>		
flangeados	0,2	
rosqueados	1,5	
<b>c. Tês</b>		
Escoamento alinhado, flangeado	0,2	
Escoamento alinhado, rosqueado	0,9	
Escoamento derivado, flangeado	1,0	
Escoamento derivado, rosqueado	2,0	
<b>d. União rosqueada</b>		
	0,08	
<b>e. Válvulas*</b>		
Globo, totalmente aberta	10	
Gaveta, totalmente aberta	0,15	
Gaveta, 1/4 fechada	0,26	
Gaveta, 1/2 fechada	2,1	
Gaveta, 3/4 fechada	17	
Retenção, escoamento a favor	2	
Retenção, escoamento contrário	∞	
Esfera, totalmente aberta	0,05	
Esfera, 1/3 fechada	5,5	
Esfera, 2/3 fechada	210	

Figura 2-Valores de  $K$  para diferentes geometrias (Munson 2006).

## 2.3 Tipos de compressores

Existem diversos tipos de compressores, diferindo cada um entre si dependendo da aplicação. Para razões de comparação, estes podem ser divididos em dois amplos grupos conforme o seu princípio de operação/compressão, são eles os compressores de deslocamento positivo e os dinâmicos.

Nos compressores de deslocamento positivo, ou volumétricos, a compressão é cíclica, ou seja, o fluido de trabalho é admitido, e de seguida é comprimido através da redução do volume, que conseqüentemente aumenta a pressão do fluido. Por fim é descarregado através de uma válvula ou janela, antes que um novo ciclo de compressão comece. Neste tipo de máquina existem diferentes variantes: os compressores rotativos, de parafuso, de palhetas, de lóbulos e os alternativos (Hanlon 2001). A este último tipo vai ser dado maior ênfase na presente dissertação, já que é o tipo de compressor que irá ser utilizado.

Nos compressores dinâmicos, a compressão é contínua, isto é, a energia de rotação do veio é convertida em energia cinética do fluido que o atravessa e posteriormente a energia cinética é convertida em energia de pressão, isto é, trabalho de escoamento  $P \cdot v$ . Novamente, dentro deste grupo existem diferentes tipos de acordo com a forma como fluido é escoado através deles, nomeadamente, os compressores radiais, os axiais e os ejetores (Pinho 2016). A Figura 3 representa, esquematicamente, os diferentes tipos de compressores para uma melhor compreensão.

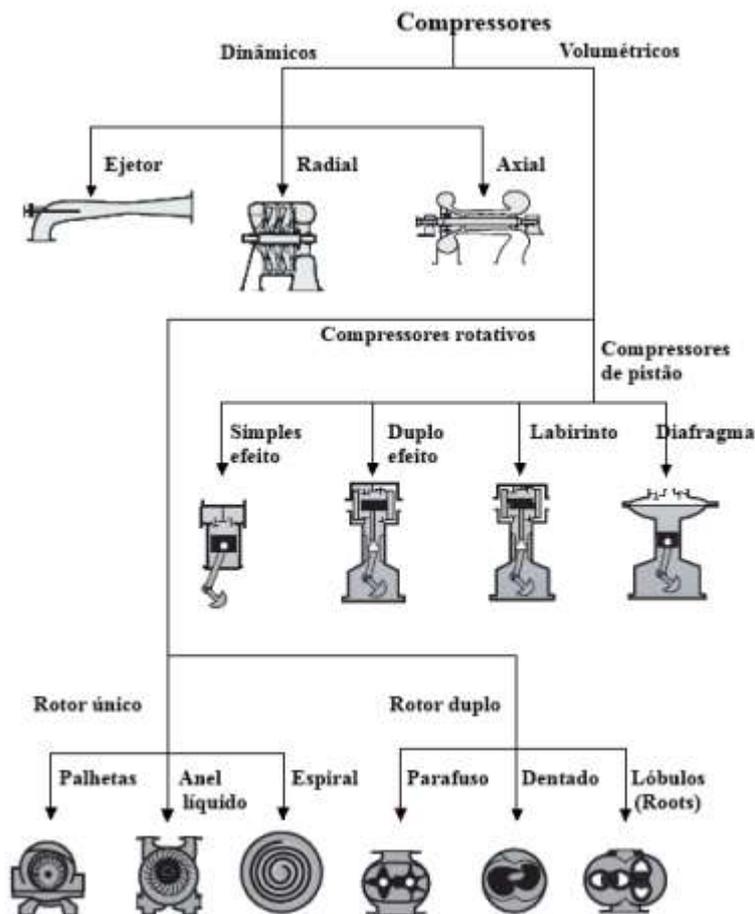


Figura 3-Tipos mais comuns de compressores (Pinho 2016).

## 2.4 Compressores alternativos

Os compressores alternativos são bastante usados em aplicações portáteis e são os mais comuns devido ao seu custo reduzido, simplicidade, flexibilidade de trabalhar numa vasta gama de condições e elevada razão de pressão devido a fronteiras físicas entre as zonas de baixa e alta pressão.

Como prova, este tipo de compressores está presente em variadas indústrias desde o seu uso para ferramentas de ar comprimido, como em oficinas automóveis, em refinarias de petróleo, no processamento e distribuição de gás natural ou até na indústria de químicos onde é necessário a compressão de diversos gases como o hidrogénio ou o oxigénio (Noria 2005).

Devido à sua ampla gama de trabalho, também é possível encontrar este tipo de compressores em eletrodomésticos, por exemplo nos frigoríficos, onde estão presentes compressores alternativos herméticos, pois o motor e o compressor estão dentro da mesma carcaça. Este tipo de compressor é apresentado esquematicamente na Figura 4, onde constam os seus principais componentes.

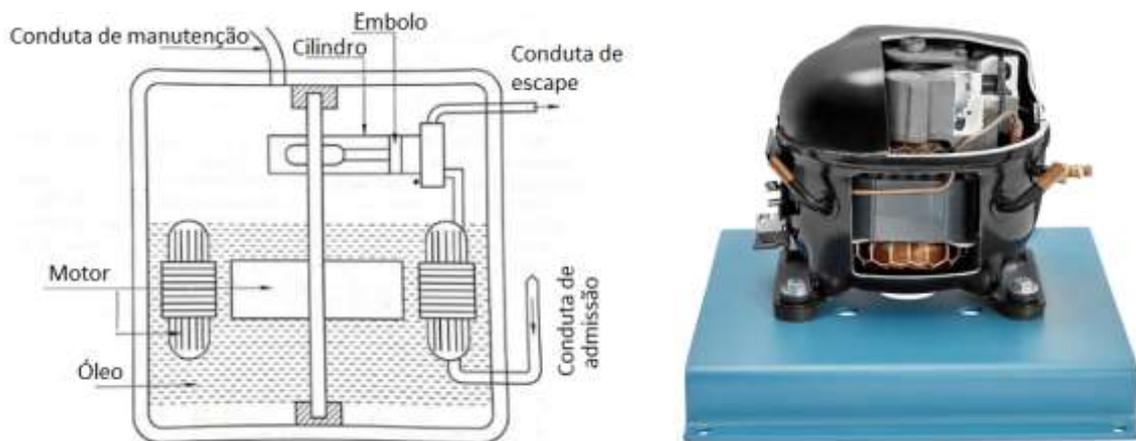


Figura 4-Compressor alternativo hermético.

Estes compressores, no entanto, têm algumas desvantagens como a necessidade, por vezes, de utilização de maciços e fundações especiais para contrabalançar as forças de inércia. Além disso, as válvulas são propícias a falhar e a pressurização cíclica do fluido de trabalho induz vibrações indesejadas (Pinho 2016).

Existem diferentes formas de construção e funcionamento destes compressores, mas essencialmente, estes são compostos por um cilindro e um êmbolo, sendo que o êmbolo está ligado ao veio rotativo do compressor pelo conjunto biela-manivela, tal como num motor de combustão interna, ver Figura 5.

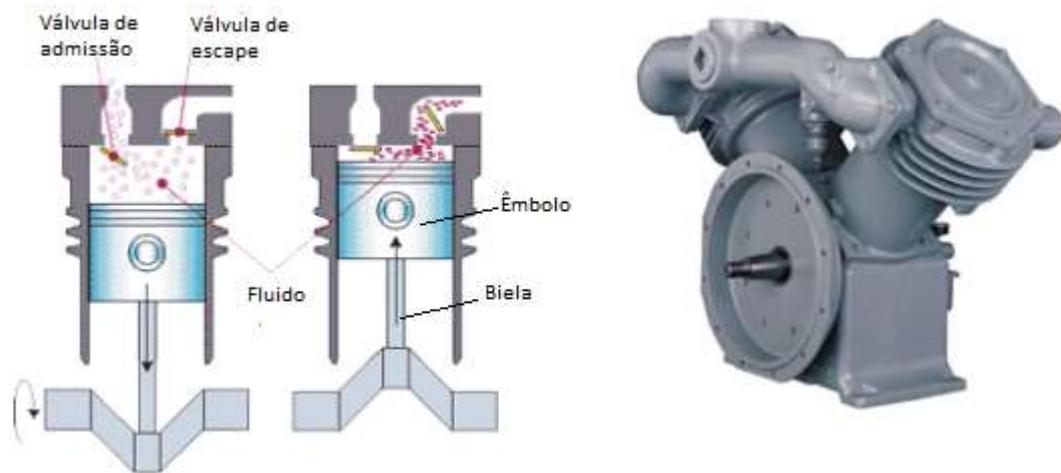


Figura 5-Constituição de um compressor alternativo (Pinho 2016).

Nestes dispositivos o ciclo de compressão é composto por dois cursos. O curso, define-se como a distância percorrida no movimento completo de ida ou volta do êmbolo, ou seja, a distância entre o ponto morto superior (PMS), e o ponto morto inferior (PMI). Outra característica inerente ao conceito do curso é a cilindrada, sendo esta definida como o volume varrido pelo êmbolo, ou seja, o volume compreendido entre o PMI e o PMS.

Analogamente a um motor de combustão interna, existem várias fases durante um ciclo, estando estas representadas na Figura 6.

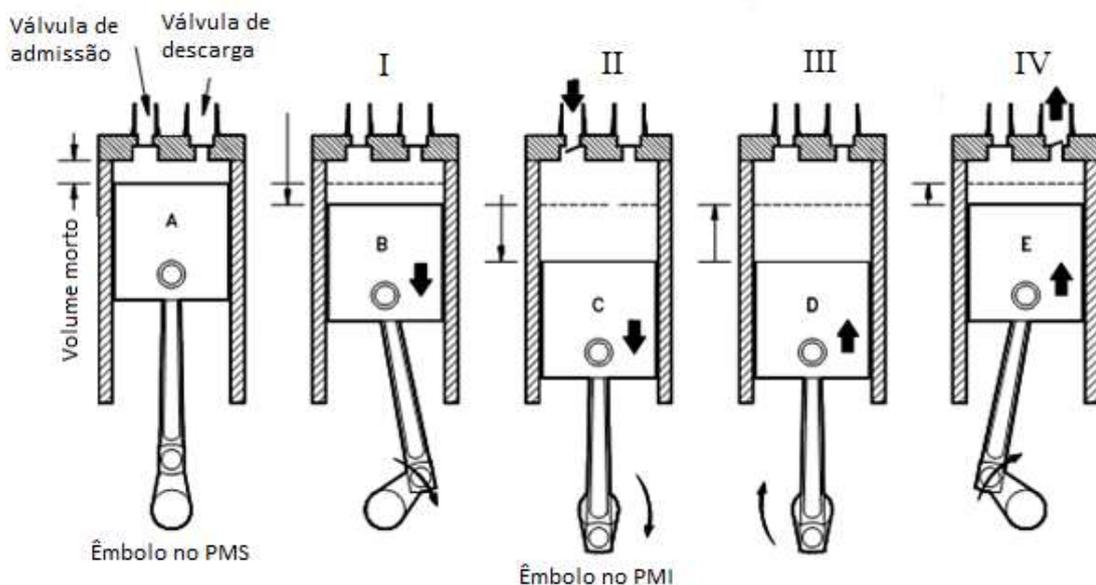


Figura 6-Diferentes fases do ciclo de compressão de um compressor alternativo onde: I-expansão do volume morto ou residual; II- Admissão de ar, III- compressão do ar; IV- descarga.

A admissão e a descarga do fluido de trabalho são feitas através de válvulas de retenção, visíveis na Figura 5 e na Figura 6, sendo que estas são acionadas por diferenças de pressão. É também necessário acomodar as mesmas na cabeça do cilindro e evitar o contacto entre estas e o êmbolo, portanto, o êmbolo nunca encostará à cabeça do cilindro. Isto implica que existirá sempre uma parte do fluido aspirado que permanecerá no interior do cilindro acima do ponto morto superior, onde o volume ocupado por este fluido residual é denominado de volume residual ou morto.

Por outro lado, o uso destas válvulas permite atingir pressões mais elevadas, podendo a pressão estar compreendida entre 10 e 700 bar para máquinas em aplicações especiais com vários andares de compressão. Existe também a possibilidade de estes compressores serem de simples ou de duplo efeito, indicando, respetivamente, se existe compressão do fluido de trabalho em apenas uma face do êmbolo ou em ambas as faces (Pinho 2016).

### 2.4.1 Ciclo de compressão ideal

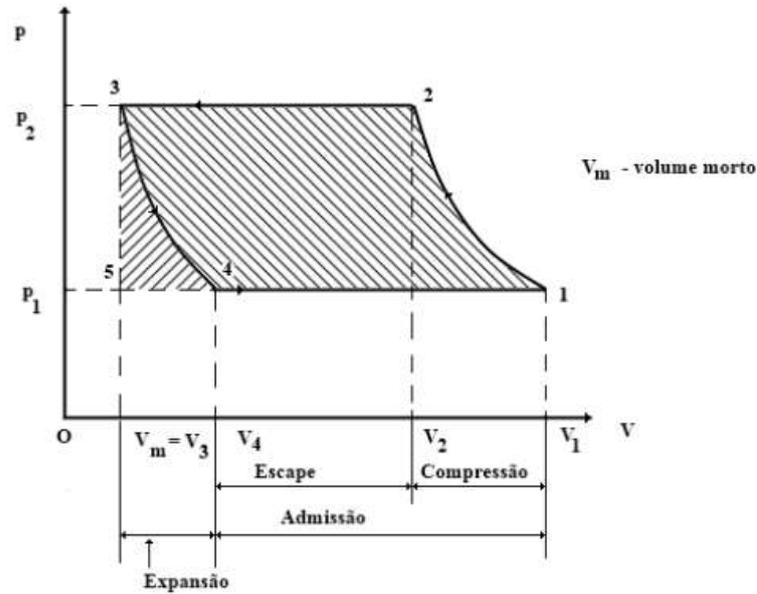


Figura 7- Ciclo teórico de compressão com volume morto (Pinho 2016).

No ciclo teórico de compressão, patente na Figura 7 onde está representado o digrama  $P$ - $V$ , as perdas de carga nas válvulas são inexistentes e os processos de compressão e expansão são reversíveis. Este pode ser analisado partindo do momento em que o êmbolo está no PMI, ponto 1, com o cilindro cheio de fluido de trabalho com pressão  $P_1$  e volume  $V_1$ , e ambas as válvulas fechadas, Figura 8.



Figura 8- Êmbolo no ponto morto inferior (Brown 2005).

De seguida o êmbolo começa a deslocar-se do PMI para PMS. A compressão é descrita pela linha 1-2 da Figura 7, e ao chegar à pressão  $P_2$ , a válvula de escape abre e o fluido de trabalho é descarregado para as condutas. A abertura da válvula é feita no ponto 2.

A evolução descrita pela linha 1-2, ou seja, a compressão propriamente dita, pode ser uma de três tipos, apresentadas no diagrama  $P$ - $V$  presente na Figura 9. Para uma compressão rápida em que não existe troca de calor com o exterior, assume-se uma evolução adiabática reversível (evolução politrópica com  $n=c_p/c_v$ , 1,4 no caso do ar). Se a compressão for muito lenta, existem trocas de calor com o exterior e será uma evolução isotérmica reversível. O caso intermédio, e mais realista, onde existem trocas de calor com o exterior, mas estas não são suficientes para manter a temperatura constante, será um processo politrópico reversível, onde o valor da constante politrópica,  $n$ , estará compreendido normalmente entre 1,3 e 1,4 (Pinho 2016).

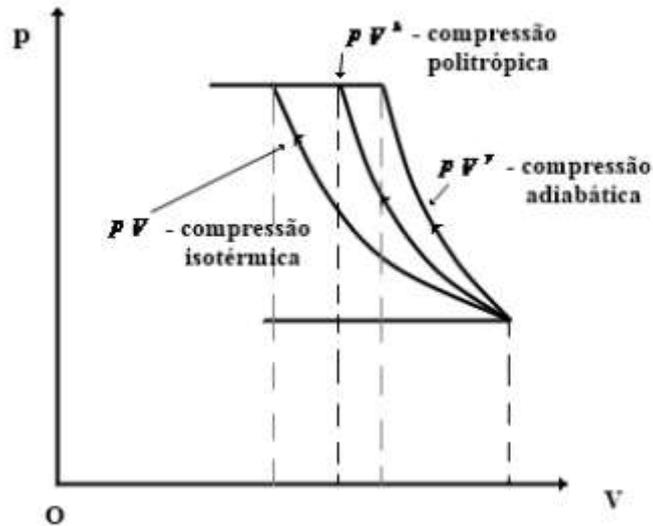


Figura 9- Diferentes tipos de processos de compressão (Pinho 2016).

De seguida, o êmbolo continua o seu movimento até atingir o PMS, ponto 3 da Figura 7, que serve para “empurrar” o fluido para fora do cilindro. Denomina-se o percurso 2-3 de descarga isobárica à pressão  $P_2$ , Figura 10.

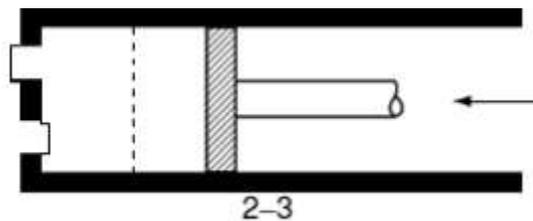


Figura 10- Escape isobárico (Brown 2005).

Ao chegar ao PMS, permanece sempre fluido de trabalho residual, como referido anteriormente, que se expande de 3-4. É devido a este volume residual, e à expansão do gás nele contido, que o ciclo ideal tem um rendimento volumétrico inferior a 100%.

Continuando o movimento em direção ao PMI, no ponto 4 da Figura 7 atinge-se a pressão  $P_1$ , conseqüentemente a válvula de admissão abre e ocorre uma admissão isobárica à pressão  $P_1$ , até se atingir o ponto 1, onde a válvula de admissão fecha e o ciclo repete-se.

Em relação à temperatura de escape do ar, ponto 2, e assumindo uma compressão politrópica, é possível obter a temperatura teórica a que o ar sai do compressor, manipulando a equação (2.4), obtendo assim a equação (2.12):

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.12)$$

De salientar que a temperatura usada nas equações de rendimento, de trabalho, de potência e nas relações politrópicas é a temperatura absoluta, ou seja, implica que deve ser usada com unidades em kelvin, K.

### 2.4.2 Ciclo de compressão real/indicado

Em relação ao ciclo real, também chamado de ciclo indicado por ser aquele que se obtém através de um gráfico da pressão dentro do cilindro ao longo do ciclo, existem diferenças importantes nos diagramas  $P-V$  em comparação com o diagrama correspondente do ciclo ideal. O principal fator destas diferenças é o facto de as válvulas de admissão e de escape demorarem a abrir e a fechar pois funcionam por uma diferença de pressão e estas só irão abrir ou fechar depois da diferença de pressão no interior e no exterior do cilindro ser suficiente para acionar a válvula, e também devido ao facto de estas causarem uma perda de carga no escoamento através delas. Existem igualmente irreversibilidades inerentes nos processos de compressão e expansão, pois existe dissipação de trabalho sobre a forma de calor (Pinho 2016).

A Figura 11, representa, no diagrama  $P-V$ , as diferenças entre o ciclo ideal e o indicado, representado pelos números com plica “'”, e onde está patente a influência das válvulas de admissão e de escape.

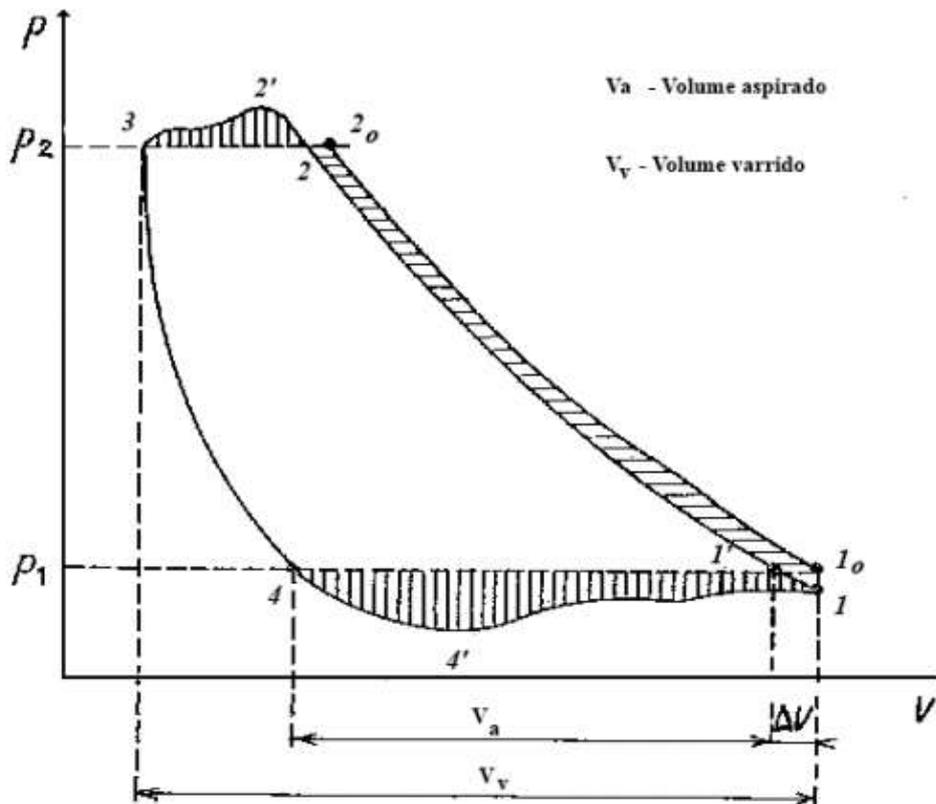


Figura 11- Influência das válvulas e das condutas de admissão e escape no diagrama  $P-V$  (Pinho 2016).

Começando uma análise pelo início do escape, ponto 2, é possível observar que a pressão tem de subir até ao ponto 2', instante em que a válvula de escape abre. De notar que durante o escape existe uma oscilação notável na pressão, quer devido a oscilações no escoamento dentro da conduta de escape quer da própria válvula. Para minimizar este efeito, deve-se minimizar o comprimento da conduta ou melhorar o funcionamento da válvula.

Em relação à admissão, processo 4-1', existirá uma maior perda de caudal aspirado para além da redução devido ao volume morto pois as perdas de carga nas válvulas são agora contabilizadas. Com isto, constata-se que a válvula de admissão fechará no PMI, situado no ponto 1. No entanto, é só no ponto 1' que começa efetivamente a compressão pois, de 1 para

1' a pressão sobe, mas apenas para compensar a perda de carga na admissão. De referir que  $P_1$  é considerada como a pressão atmosférica. Identicamente ao escape, também vão haver oscilações devido à própria válvula e devido à velocidade do pistão não ser constante, mas variar ao longo do curso. De notar que o trabalho de compressão, entre 1 e 2, no ciclo indicado será menor do que no ciclo ideal pois a compressão vai ter início no ponto 1' e não no ponto 1<sub>0</sub>, como seria no ciclo ideal, estando esta diferença representada pelo tracejado horizontal na Figura 11. No entanto, o trabalho do ciclo indicado vai ser maior que no ciclo ideal devido às perdas existentes na admissão e na descarga pelo que a massa de gás efetivamente processada diminui e existe uma redução do rendimento no processo de compressão (Pinho 2016).

Por outro lado, como já foi visto na secção 2.5.1, é possível analisar a fase de compressão e expansão tendo em conta a influência de trocas térmicas, isto é, assumindo um processo adiabático, isotérmico, ou politrópico, estando estas diferenças evidenciadas na Figura 12. No ciclo indicado, isto é algo de mais complexo, pois, começando por analisar a fase de compressão, linha 1-2 da Figura 12, por comparação com a linha de compressão isentrópica 1-2<sub>s</sub>, no início a temperatura média das paredes é maior que a temperatura média do fluido de trabalho e por esse motivo a evolução real está acima da isentrópica, logo este receberá calor das paredes (expoente da politrópica,  $n$ , maior que  $c_p/c_v$ ). Ao atingir o ponto  $n$ , a temperatura média do ar e da parede igualam-se e as trocas térmicas invertem-se, pois este é o ponto mais afastado da curva de compressão isentrópica. A partir deste ponto a curva real e isentrópica aproximam-se, pois, o gás começa a perder calor para a parede. No ponto  $k$  a curva real interseca a isentrópica e deste ponto em diante as curvas afastam-se em virtude da contínua perda de calor para a parede. Isto implica que, do ponto  $k$  em diante, a curva de compressão real ficará entre a linha correspondente à compressão isentrópica 1-2<sub>s</sub>, e a linha correspondente à compressão isotérmica 1-2<sub>k</sub> (com  $n < c_p/c_v$ ).

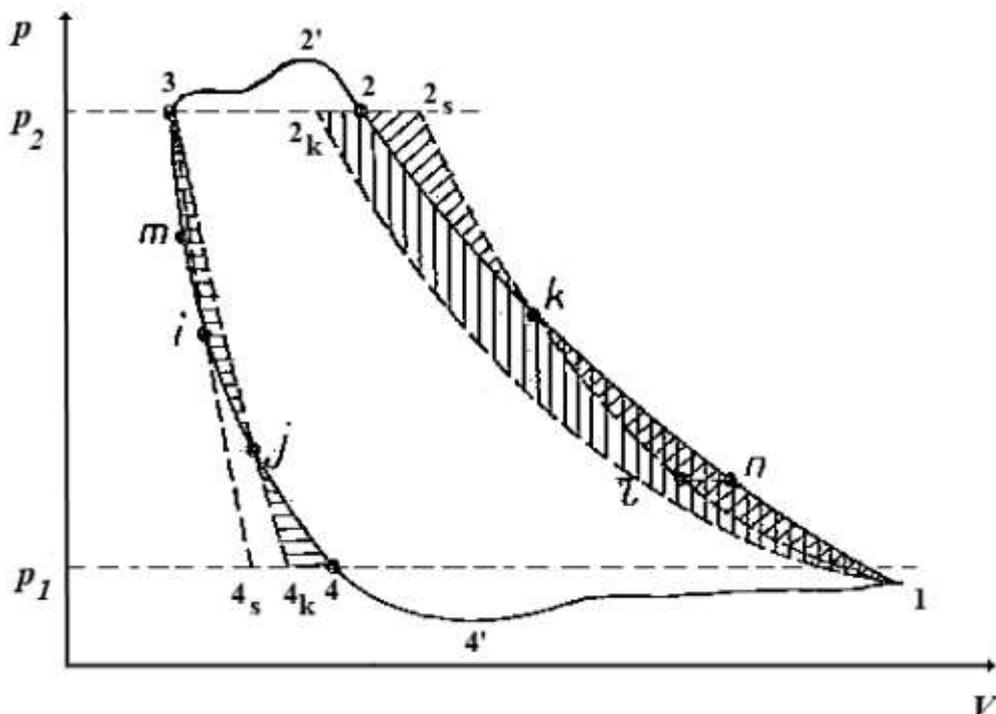


Figura 12-Influência das trocas térmicas no ciclo de compressão real (Pinho 2016).

Em relação à expansão, esta pode ser analisada de forma semelhante à compressão, isto é, 3-4 expansão real, 3-4<sub>s</sub> expansão isentrópica e 3-4<sub>k</sub> expansão isotérmica. Até ao ponto  $m$  o gás está mais quente que a parede e perde calor para esta, ficando assim a evolução à esquerda

da isentrópica, deste ponto em diante a parede está mais quente que o gás e aquece este sendo responsável pelo desvio da curva para a direita, em direção a um volume maior, fazendo com que a curva se aproxime da evolução isotérmica, que conseqüentemente leva a que o volume aspirado seja menor. De notar que ambas as áreas a tracejado horizontal têm aproximadamente a mesma área. Portanto, não haverá grande variação no valor do trabalho nesta parte do ciclo, relativamente a uma evolução isotérmica, devido a esta expansão dos gases residuais. De notar que o ponto *i*, é homólogo do *k*, sendo que em *i* o gás atinge a temperatura da evolução isentrópica pois, conforme referido, já está a receber calor desde o ponto *m*, enquanto que de 3 até ao ponto *m* perdeu calor para a parede. De *i* para 4 continua a receber calor da parede, sendo que no ponto *j*, que está sobre a linha de evolução isotérmica (3-4*k*), a temperatura do gás em expansão volta a atingir a temperatura a que estava no ponto 3. Este continua a receber calor da parede, e a temperatura no ponto 4 acaba por poder ficar superior à do ponto 3.

No geral, é possível afirmar que no processo de compressão o trabalho é próximo do trabalho isentrópico e no processo de expansão é próximo do trabalho isotérmico (Pinho 2016).

### 2.4.3 Trabalho e potência

Nesta secção vai-se referir de forma abreviada as expressões para o trabalho e para a potência do ciclo de compressão para os diferentes tipos de processos de compressão.

Num ciclo teórico com volume morto, o trabalho efetuado pelo mesmo pode ser calculado através de uma diferença de áreas,  $[A+B]-[B]$ , ver Figura 13, onde se representa no diagrama *P-V* o trabalho efetuado a tracejado, sendo  $[A]$  o trabalho do ciclo e  $[B]$  o trabalho efetuado pela expansão do volume morto.

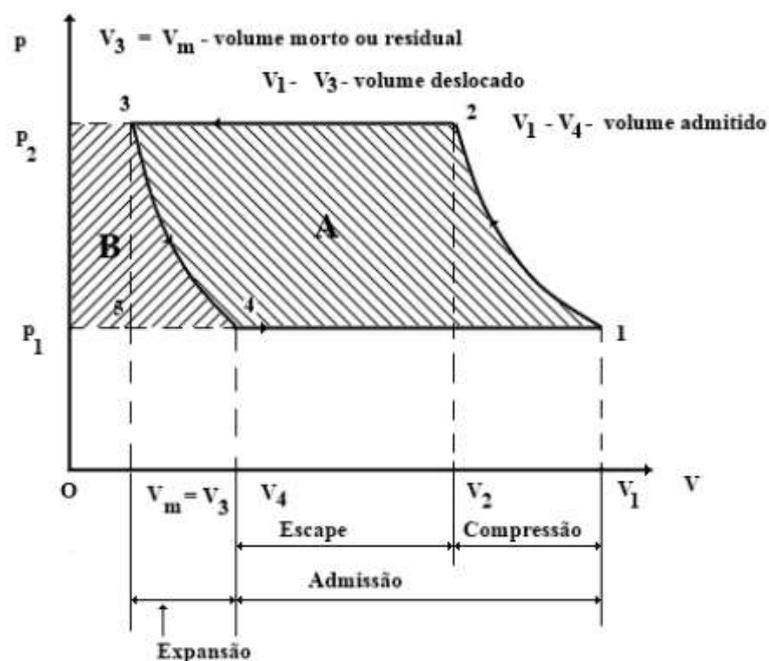


Figura 13- Trabalho no ciclo de compressão teórico com espaço morto (Pinho 2016).

Na sequência do que foi referido na secção 2.1, da integração da equação (2.5) é possível obter as expressões para o trabalho de veio de compressão para o caso genérico,  $n \neq 1$ , equação (2.6), e  $n=1$ , equação (2.7), que adaptadas ao caso retratado na Figura 13 em que a massa de ar admitida é dada pela diferença  $m_1 - m_4$ , origina as seguintes expressões para o

trabalho do ciclo, dadas pela equação (2.13), para  $n \neq 1$ , e equação (2.14), para  $n=1$ . Nestas últimas equações já se admitiu implicitamente que o comportamento do ar pode ser aproximando de um gás perfeito como se referiu anteriormente e que o expoente da politrópica é o mesmo na compressão e na expansão.

$$\begin{aligned} W_{ciclo,politrópico} &= \frac{n}{n-1} P_1 (V_1 - V_4) \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \\ &= \frac{n}{n-1} R T_1 (m_1 - m_4) \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} W_{ciclo,isotérmico} &= P_1 (V_1 - V_4) \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \\ &= R T_1 (m_1 - m_4) \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \end{aligned} \quad (2.14)$$

Se nas equações (2.13) e (2.14) a massa de ar admitida, for substituída pelo caudal de ar admitido, obtêm-se as expressões para a potência mínima teórica de acionamento do compressor para o ciclo teórico com espaço morto para um valor de  $n \neq 1$ , equação (2.15), e para um valor de  $n = 1$ , equação (2.16).

$$\dot{W}_{ciclo,politropico} = \frac{n}{n-1} \dot{m}_{ad} R T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.15)$$

$$\dot{W}_{ciclo,isotérmico} = \dot{m}_{ad} R T_1 \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (2.16)$$

#### 2.4.4 Rendimento volumétrico

O rendimento volumétrico relaciona o caudal volúmico efetivamente debitado pelo compressor à temperatura e pressão de admissão, denominado de débito de ar livre, e o caudal admitido teoricamente pelo compressor, isto é, se toda a cilindrada fosse cheia com ar admitido do exterior.

O rendimento volumétrico quantifica, pois, a capacidade de aspiração do compressor, e é função do espaço morto ou residual, da pressão de descarga, da depressão na aspiração, do aquecimento do ar e das fugas.

Para um cilindro de simples efeito pode definir-se o caudal volúmico teórico por:

$$\dot{V}_t = \frac{\pi D^2}{4} l \frac{N}{60} i \quad (2.17)$$

onde  $D$  é o diâmetro do cilindro,  $l$  é o curso do êmbolo,  $i$  é o número de cilindros e  $N$  é a rotação em  $[rpm]$ .

Consequentemente, o rendimento volumétrico é definido como:

$$\eta_v = \frac{\text{Débito de ar livre}}{\dot{V}_t} \quad (2.18)$$

Mediante as mesmas condições de pressão,  $P$ , e de temperatura,  $T$ , a equação (2.18) pode ser reescrita como o quociente entre o caudal mássico real,  $\dot{m}_r$ , e o caudal mássico teórico,  $\dot{m}_t$ :

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t} \quad (2.19)$$

Uma abordagem possível para relacionar o rendimento volumétrico teórico com volume morto,  $\eta_{v,t}$ , pode ser feita analisando a Figura 13, onde está patente uma diferença entre o volume varrido pelo embolo ( $V_1-V_3$ ) e o volume de ar realmente aspirado ( $V_1-V_4$ ). Tendo o conceito de rendimento volumétrico uma relação entre caudais volúmicos, é possível fazer uma igualdade para volumes conforme apresentado na equação (2.20):

$$\eta_{v,t} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \quad (2.20)$$

Assumindo uma compressão/expansão politrópica e sabendo que  $P_3=P_2$  e  $P_4=P_1$ , a equação (2.20) pode ser escrita conforme a equação (2.21):

$$\begin{aligned} \eta_{v,t} &= \frac{V_1 - P_3^{\frac{1}{n}} V_3 P_4^{-\frac{1}{n}}}{V_1 - V_3} \\ &= \frac{V_1 - V_3 + V_3 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}} V_3}{V_1 - V_3} \\ &= 1 - \varepsilon \left[ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \end{aligned} \quad (2.21)$$

onde  $\varepsilon = \frac{V_3}{V_1 - V_3}$  é denominada de razão de espaço morto.

De notar que o valor da razão de espaço morto é diferente de zero pois, como mencionado na secção 2.5.1, existe sempre uma porção de fluido residual presente no interior do cilindro no final da fase de descarga. Teoricamente, quando  $P_2=P_1$ , será, pois, de esperar um rendimento volumétrico igual a 100%, equação (2.21), algo que, como se verá, não se sucede na prática.

Um parâmetro que pode ser importante conhecer, caso se efetue uma análise mais profunda ao rendimento volumétrico é a taxa de compressão. Esta define-se como o quociente

de  $V_1/V_3$ , e, embora não esteja evidente na equação (2.21), esta pode ser incluída na equação do rendimento volumétrico, como irá ser demonstrado posteriormente no capítulo 5.

Em relação ao ciclo indicado ou real, a expressão para o rendimento volumétrico tem de contabilizar todas as irreversibilidades e outros fatores presentes como o comportamento real das válvulas, a perda de carga do escoamento através das mesmas, a presença do filtro de ar na entrada do compressor e a temperatura de escape do ar. Desta forma, é corrente utilizar a equação (2.22) em vez da equação (2.21) para o cálculo do rendimento volumétrico. Esta equação irá ser referida com mais detalhe no capítulo 5, aquando da discussão sobre o rendimento volumétrico real (Pinho 2016).

$$\eta_V = \Omega \left\{ 1 - \varepsilon \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} \quad (2.22)$$

onde  $\Omega$ , é um parâmetro empírico função da pressão  $P_2$  que contabiliza todas as irreversibilidades e outros fatores que afetam o rendimento.

Normalmente, os valores máximos deste rendimento andam entre  $60\% \leq \eta_V \leq 90\%$ .

De notar que um aumento de temperatura de admissão leva a uma diminuição da massa volúmica média do ar no interior do cilindro na fase de aspiração, e conseqüentemente uma menor massa de ar aspirada. Este aquecimento faz aumentar também a viscosidade do fluido de trabalho, ou seja, ainda aumenta mais as perdas de carga nas condutas e através das válvulas.

Como já foi mencionado, o rendimento volumétrico depende do espaço morto, mais concretamente, o rendimento volumétrico diminui com o aumento deste, conforme a equação (2.21). Utilizando a mesma equação verifica-se que um aumento da razão de pressão também implica uma diminuição do rendimento volumétrico, patente na Figura 14 onde se mostra o diagrama  $P$ - $V$  com as diferentes razões de pressão e o respetivo impacto no volume residual.

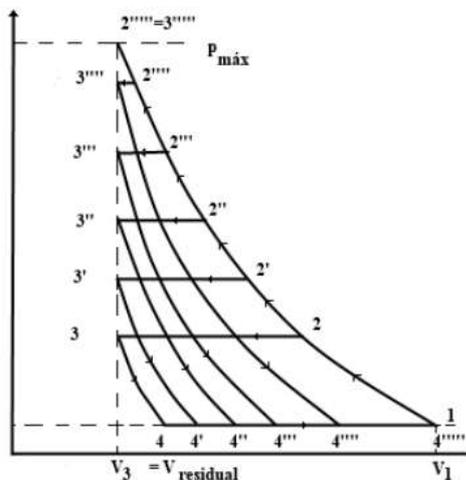


Figura 14-Efeito do aumento da razão de pressão no rendimento volumétrico (Pinho 2016).

Naturalmente, é possível definir a razão de pressão máxima como sendo aquela que anula o rendimento volumétrico. Assim, utilizando a equação (2.21) e anulando o termo do rendimento, obtém-se a equação (2.23):

$$\left( \frac{P_2}{P_1} \right)_{\text{máx}} = \left( \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right)^n \quad (2.23)$$

### 2.4.5 Outros parâmetros do compressor

Apesar do rendimento volumétrico ser bastante importante na avaliação do desempenho de um compressor alternativo, existem variados rendimentos que se podem definir como por exemplo, perante o tipo de compressão num ciclo teórico, ou tendo em conta a potência indicada,  $\dot{W}_i$  (Pinho 2016).

Dado que no presente trabalho apenas se tem acesso à potência elétrica do motor, o termo da potência de veio pode ser escrita de acordo com a equação (2.24):

$$\dot{W}_{veio} = \eta_{m,el\acute{e}} \dot{W}_{el\acute{e}} \quad (2.24)$$

onde  $\eta_{m,el\acute{e}}$  é o rendimento do motor elétrico e  $\dot{W}_{el\acute{e}}$  é a potência elétrica do motor.

Existe assim o rendimento politrónico, equação (2.25)

$$\eta_{pol} = \frac{\dot{W}_{ciclo,politropico}}{\dot{W}_{veio}} \quad (2.25)$$

Este é definido pela razão entre a potência mínima necessária, segundo um ciclo de compressão ideal por um processo politrónico, sobre a potência de veio realmente utilizada para efetuar o ciclo de compressão. Este rendimento pode ser denominado como o rendimento hidráulico e evidencia todas as perdas existentes num dado compressor (Hanlon 2001).

Existe ainda o rendimento politrónico indicado, equação (2.26),

$$\eta_{pol,i} = \frac{\dot{W}_{ciclo,politropico}}{\dot{W}_{indicado}} \quad (2.26)$$

Este é definido pelo quociente entre a potência do ciclo teórico com uma compressão politrónica e a potência utilizada pelo ciclo indicado ou real e põe em evidência as perdas devidas às imperfeições do ciclo real, ou indicado.

Por último, existe o rendimento mecânico, equação (2.27).

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{indicado}}{\dot{W}_{veio}} \quad (2.27)$$

Este permite avaliar a eficiência do processo de conversão, no nosso caso, de energia elétrica em energia sobre a forma de pressão do fluido de trabalho. Este rendimento põe em evidência as perdas mecânicas por atrito, e, caso seja utilizada a potência elétrica em vez da potência no veio, engloba também as perdas no motor elétrico.

### 3 Instalação

#### 3.1.1 Instalação original

A base da instalação experimental é o compressor TE-AC 270/50/10 da Einhell (versão Nº 11038), apresentado na Figura 15, onde se podem observar os vários componentes. De notar que na Figura 15 está em falta a carcaça que cobre o motor elétrico e o compressor, tendo como função a de direccionar o fluxo de ar da ventoinha para o correto arrefecimento de ambos os componentes.

Este compressor é essencialmente composto por um motor elétrico monofásico 230V e 1.8kW, um tanque de 50L que é pressurizado durante o funcionamento até uma pressão máxima de 10 bar (rel.) e o compressor em si cujas características fornecidas pelo fabricante estão presentes na Tabela 2.

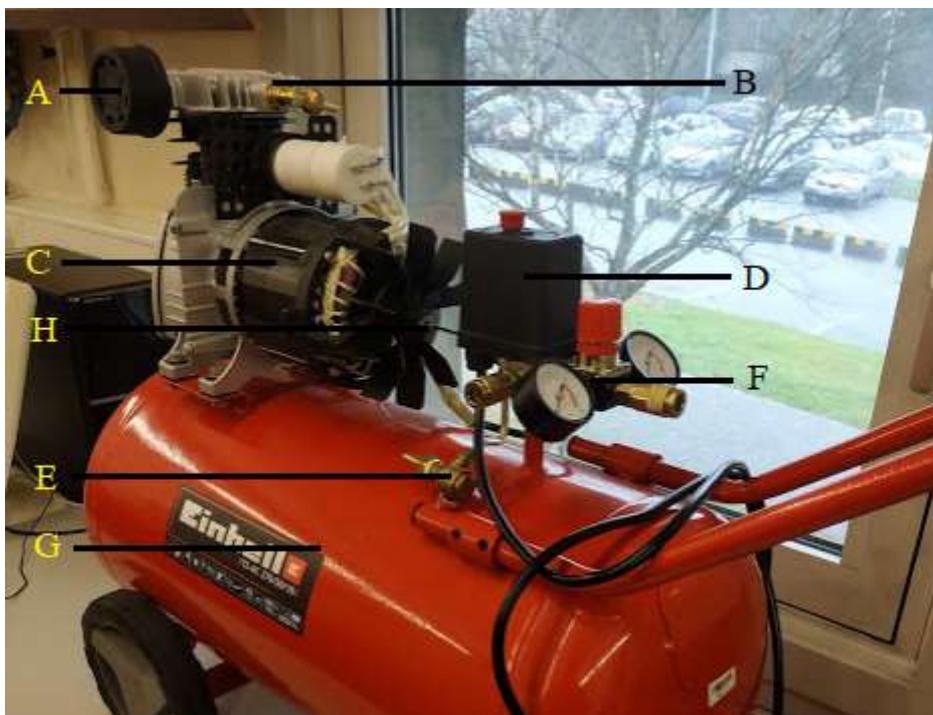


Figura 15- Compressor na sua instalação original, A-filtro de ar; B-corpo do compressor alternativo; C-motor elétrico; D-pessostato; E-válvula antirretorno; F-válvula redutora de pressão; G-tanque; H-ventoinha de arrefecimento.

Tabela 2- Características referentes ao compressor da Einhell fornecidos pelo fabricante (Einhell\_Portugal\_Lda 2020)

Rotação em vazio [rpm]	Caudal teórico Eq. (2.17) [L/min]	Caudal a 0 bar [L/min]	Caudal a 4 bar [L/min]	Caudal a 7 bar [L/min]
2850	270	140	127	100

A fim de se poder verificar os valores da Tabela 2 e também conhecer as características geométricas do compressor, mediu-se o diâmetro do cilindro, o curso do êmbolo e o espaço morto, as dimensões das válvulas, bem como se determinou o caudal de ar comprimido em função da pressão no depósito. No entanto, a válvula de alívio, a apresentar na secção 3.2.3, estava com um funcionamento irregular, sendo que o caudal de referência a ser usado nesta comparação vai ser o caudal médio obtido de 6 ensaios efetuados com a aquisição de dados manual (ADM) e já com a instalação na sua configuração final, isto é, com a válvula de alívio original desativada e substituída por uma válvula manual de macho esférico. Na Figura 16, apresentam-se os valores obtidos do caudal volúmico calculado para 0°C de cada ensaio, em função do tempo.

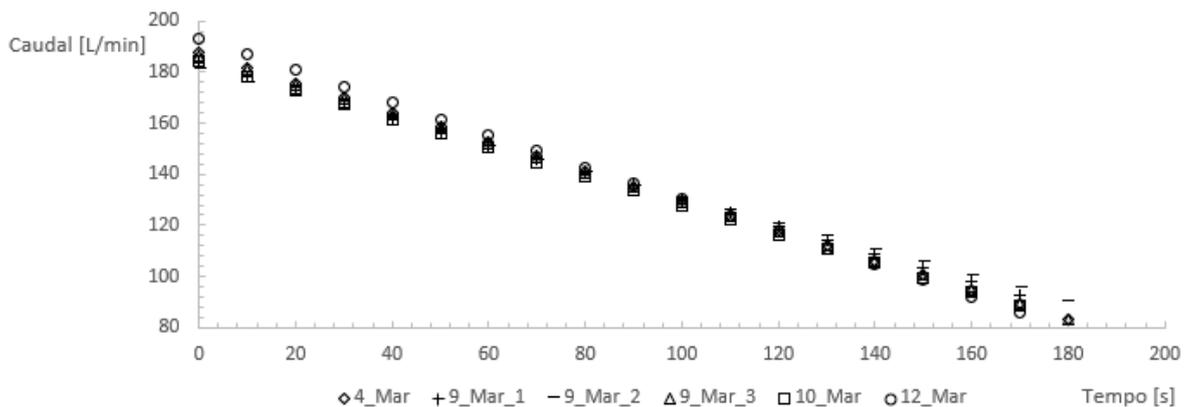


Figura 16-Gráfico dos 6 ensaios do caudal, a 0°C e 1 atm, em função do tempo.

De notar que os resultados obtidos são bastante semelhantes pelo que os valores relativos ao caudal médio, usados como referência, estão apresentados na Tabela 3. Quanto à incerteza aleatória relativa associada a estes valores de caudal médio,  $P_{\bar{c}}$ , tem como valor mínimo 0,8%, como valor médio 1,8% e como valor máximo 4,5%. Os cálculos e resultados relativos a esta incerteza estão apresentados e explicados no Anexo A.

Em relação à constituição do compressor, a Figura 17 mostra o interior do compressor com o conjunto de válvulas montado, sendo que a válvula de escape se encontra debaixo do componente B. Na Figura 18 mostra-se o interior sem este conjunto, sendo assim visível o êmbolo.

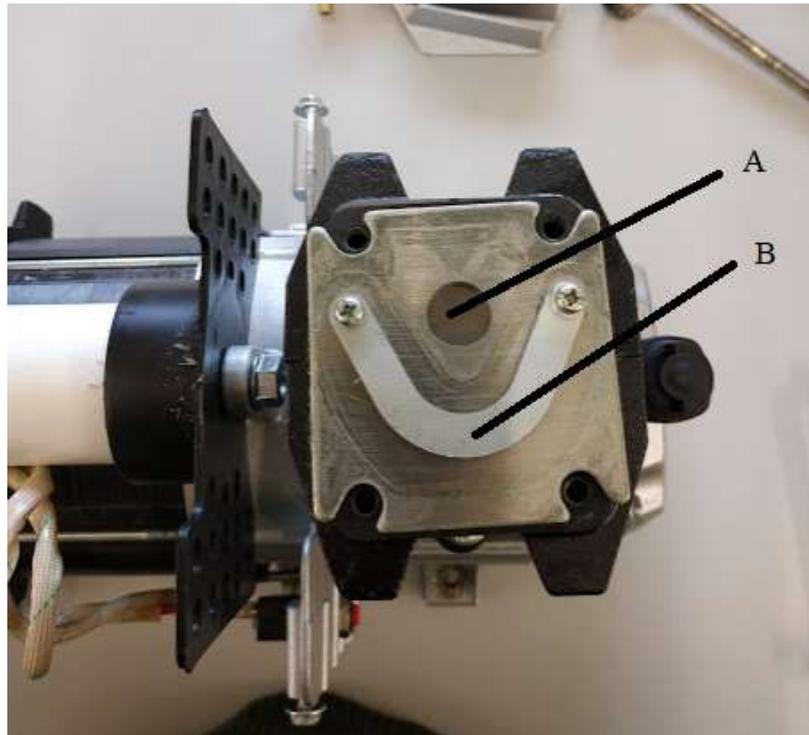


Figura 17- Interior do compressor com o conjunto de válvulas montado onde: A-válvula de admissão; B-limitador de curso da válvula de escape.

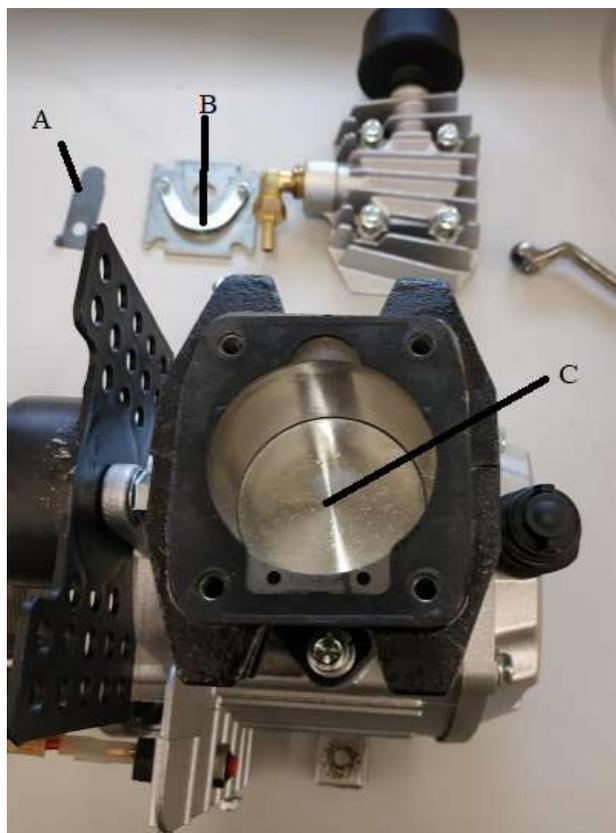


Figura 18- Interior do compressor com o conjunto de válvulas separado onde: A-válvula de admissão; B-limitador de curso da válvula de escape e C-êmbolo.

De seguida, calculou-se a cilindrada e a taxa de compressão. Como já foi referido, calculou-se também o caudal real, sendo que este foi obtido através da variação de massa, método apresentado no Anexo B. Na Tabela 3 estão apresentadas algumas características referidas anteriormente.

Tabela 3- Características medidas e calculadas com base em resultados experimentais do compressor para utilizar como referência

Diâmetro [mm]	Curso [mm]	Cilindrada [L]	Volume morto [L]	Taxa de compressão	Caudal teórico Eq. (2.17) [L/min]	Caudal a 0bar* [L/min]	Caudal a $\cong$ 4 bar* [L/min]	Caudal a $\cong$ 7bar* [L/min]
54,8	37,6	0,08862	0,005125	18,3	253	185	152	120

\* a 0°C e 1 atm

É possível notar diferenças entre a Tabela 2 e a Tabela 3 nos valores relativos ao caudal. Isto deve-se ao facto de agora se apresentarem os valores da instalação na sua configuração final. Por outro lado, o aumento significativo pode também ser derivado ao facto de o fabricante optar por colocar um coeficiente de “segurança” nos respetivos valores dos caudais reais.

Em relação à Figura 15, existe também um pressostato que controla as pressões às quais o compressor desliga, quando a pressão no tanque atinge os 10 bar (real.) de pressão máxima, e liga quando a pressão no tanque atinge os 7,5 bar (real.), pressão mínima de funcionamento em contínuo. Acoplada a este pressostato está uma válvula de segurança e uma válvula redutora de pressão, componente (F) na Figura 15, usada para se poder usar ferramentas a uma pressão de funcionamento mais baixa que os 10 bar de pressão máxima de funcionamento.

### 3.2 Conceção da instalação

Na presente secção irá falar-se das etapas seguidas durante o projeto e que levaram à instalação esquematizada apresentada na Figura 19, onde se encontram os seus diversos componentes.

Todos os componentes presentes na instalação serão tratados e explicados com detalhe e na Figura 20 apresenta-se uma foto real da instalação desenvolvida.

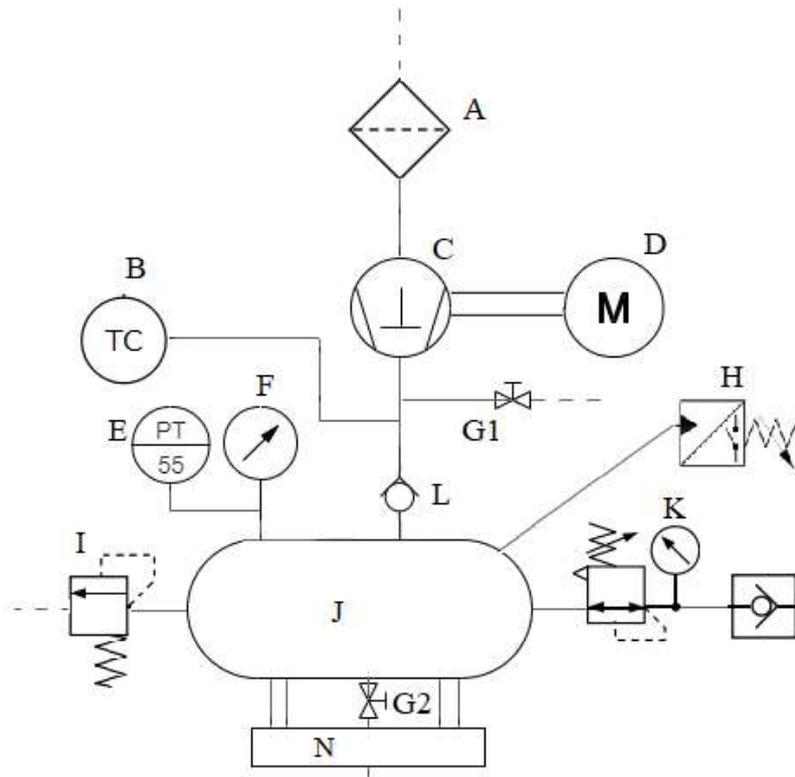


Figura 19- Esquema da instalação didática desenvolvida, A-filtro de ar; B-termopar tipo T; C-compressor alternativo; D-motor elétrico; E-transdutor de pressão; F-manômetro digital; G1 e G2- válvula de alívio manual e válvula de drenagem, respectivamente; H-pressostato; I-válvula de segurança; J-tanque; K-válvula redutora de pressão; L-válvula antirretorno; M-conector para acessórios; N-balança.

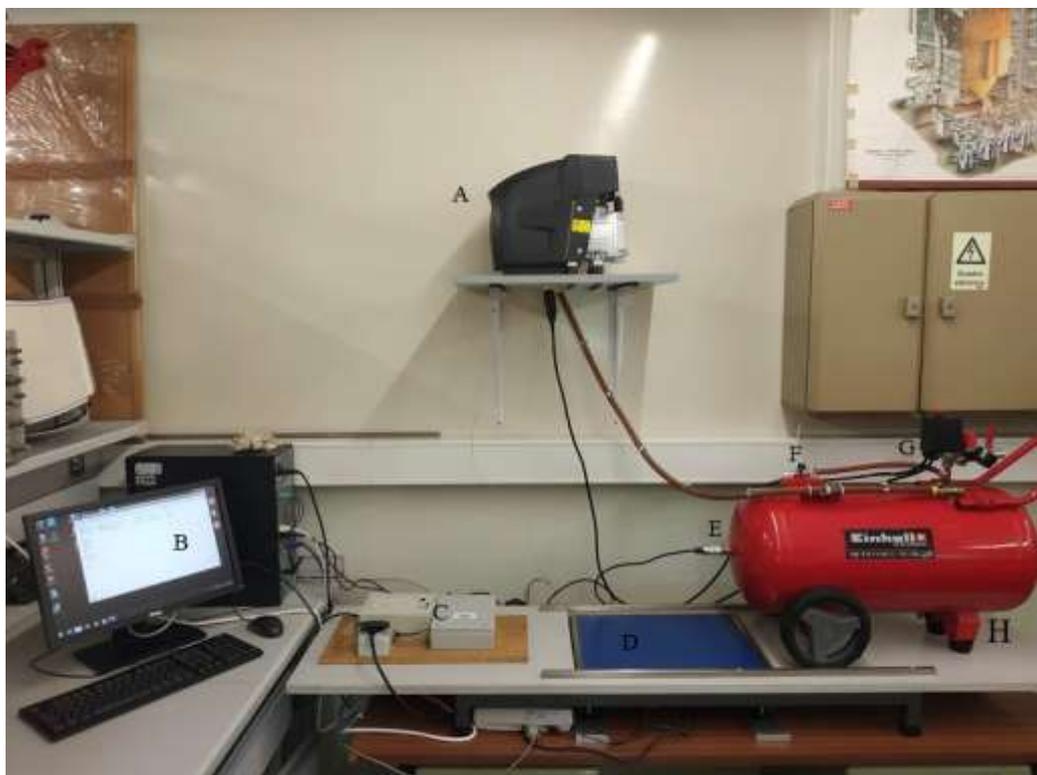


Figura 20-Visão geral da instalação, A-conjunto motor e compressor com carcaça; B-computador para aquisição de dados; C-instalação elétrica construída com contador elétrico, placa de aquisição de dados e transformador para alimentação do transdutor de pressão; D-balança; E-transdutor de pressão; F-válvula de alívio manual; G-pressostato; H-reservatório.

A criação da instalação começou com a separação do compressor do tanque para não haver vibrações a perturbar a medição de massa. O compressor ficou montado numa prateleira com tiras de borracha a isolar esta dos apoios e o compressor em si colocado sobre casquilhos de borracha, ver Figura 21. Surgiram assim novos desafios, nomeadamente aumentar o comprimento do cabo elétrico, colocar uma mangueira flexível que aguentasse a pressão e a temperatura, pois o tanque é um elemento móvel da instalação e também colocar canhões, semelhantes ao da Figura 22, na união à saída do compressor e à entrada do tanque, para se poder fazer uma ligação estanque. No entanto, foi necessário encontrar canhões com rosca inglesa 3/8" fêmea NPT para ligar a uma rosca inglesa 3/8" NPS.



Figura 21- Isolamento colocado na prateleira e nos apoios do motor.



Figura 22- Canhão utilizado na instalação.

### 3.2.1 Medição de temperatura

Para a medição da temperatura do ar à saída do compressor, colocou-se um termopar do tipo T envolto em isolamento térmico, componente (B) na Figura 19, no interior de um “T” de latão, conforme a Figura 23. Este foi colado com araldite, uma cola epóxi de dois componentes, para aguentar a pressão e temperatura necessárias e o isolamento foi colocado numa tentativa de diminuir ao máximo as perdas sobre a forma de calor para o exterior e assim obter uma leitura mais exata da temperatura de saída do ar.



Figura 23- "T" de latão.

Na Figura 24, é possível observar o "T" já com o termopar e com as mangueiras acopladas. A parte da esquerda é uma primeira iteração com mangueiras transparentes, no entanto, estas não aguentavam os ciclos de alta temperatura e pressão. Na parte direita da Figura 24 está presente a solução final que conta com mangueiras mais robustas e com o isolamento colocado, como já foi mencionado, para reduzir o efeito da radiação na medição da temperatura do ar.



Figura 24- "T" instalado com mangueiras transparentes, à esquerda, e com mangueiras mais reforçadas e com isolamento, à direita.

Para a aquisição de dados manual, o valor da temperatura foi lido através do display e leitor de termopar DP116 da Ómega, componente (B) presente na Figura 25, tendo este uma resolução de 0,1 °C. Para a aquisição de dados computadorizada (ADC) foi utilizado o leitor USB universal de termopares da Ómega, componente (A) da Figura 25. No entanto, a resolução deste equipamento é mais fraca, mais concretamente de 1 °C.



Figura 25- Leitor USB universal de termopares (A) e display para leitura de temperaturas de termopares (B).

### 3.2.2 Medição de pressão

Em relação à medição de pressão no interior do tanque para a AQUISIÇÃO DE DADOS MANUAL, esta foi conseguida através de um manómetro digital, componente (F) da Figura 19 e apresentado na Figura 26, componente (b). Para a aquisição de dados computadorizada, foi usado o transdutor de pressão PXM309 da Ómega, componente (E) da Figura 19 e representado com pormenor na Figura 26 componente (a). De notar que a resolução do manómetro digital do é de 0,01 bar e a do transdutor é de 0,1 bar.



Figura 26-Transdutor de pressão (a) e manómetro (b) utilizados.

### 3.2.3 Controlo da pressão na instalação

Como referido anteriormente na secção 3.1, o bom funcionamento de todo o sistema é controlado pelo pressostato, componente (H) da Figura 19 e apresentado com detalhe na Figura 27. Este é constituído por um elemento sensor, normalmente um diafragma, (a), que está em contacto com o ar presente no tanque e ligado a um mecanismo de regulação de pressão, geralmente uma ou várias molas (b), a unidade interruptora, constituída pelos contactos elétricos (c) e o elemento de regulação de pressão (e) também presente esquematicamente na Figura 28 (Tameson 2020).

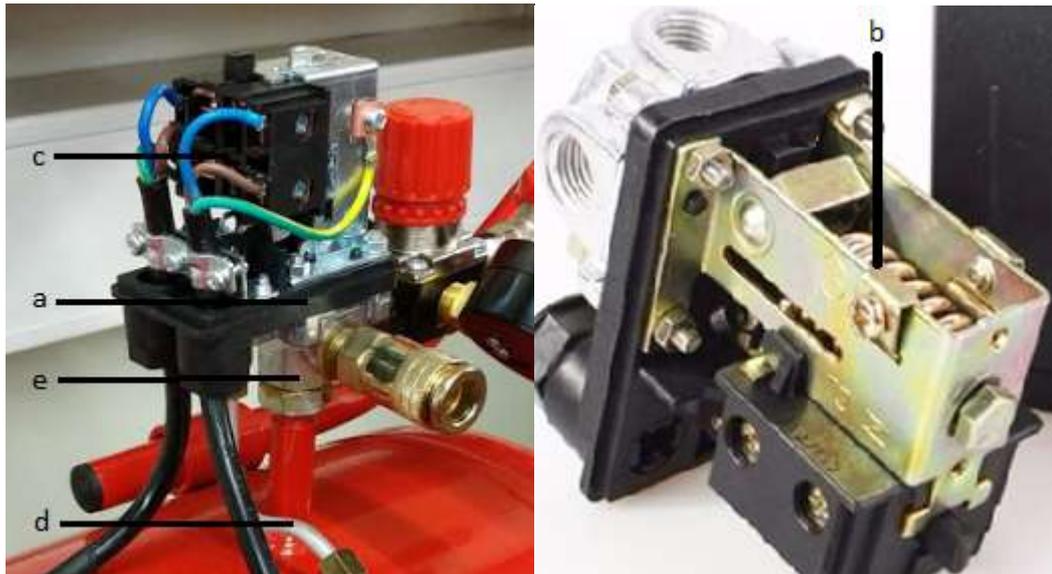


Figura 27-Pressostato com identificação dos seus componentes onde: a-membrana; b-mola de ajuste; c-contactos elétricos; d-tubo de ligação à válvula de alívio; e-válvula redutora de pressão.

O seu princípio de funcionamento é simplesmente um equilíbrio de forças entre a pressão no interior do tanque e a força conjunta exercida pelo diafragma e pela mola de ajuste. Para uma melhor compreensão, a Figura 28 representa esquematicamente a componente pneumática de um pressostato com os seus diversos componentes.

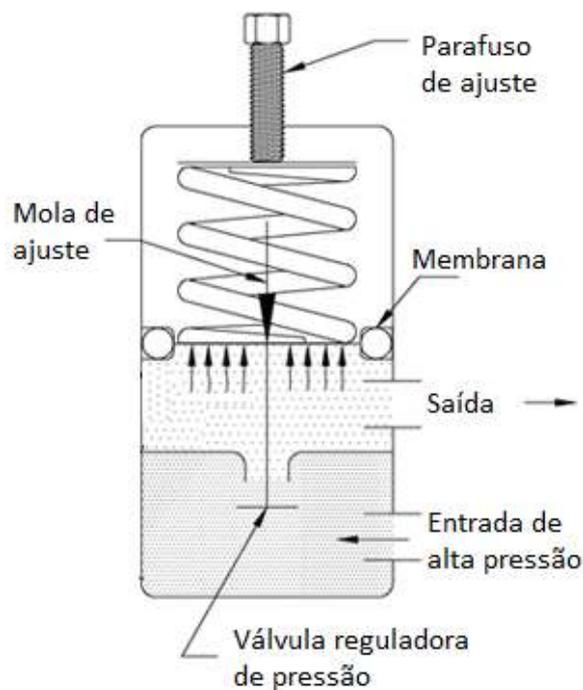


Figura 28-Representação esquemática de um pressostato (GlobalSpec 2020).

Fazendo uma análise dinâmica e começando no ponto em que o tanque está vazio, o compressor começa a funcionar, a pressão no tanque vai aumentar até chegar à pressão de corte. Nesse instante, a força exercida pela pressão no tanque supera a do diafragma e da mola de ajuste, fazendo com que os contactos elétricos abram e o compressor se desligue. Simultaneamente, a válvula de alívio abre e liberta a pressão residual nas tubagens, conforme a Figura 29, que apresenta o esquema de ligação quando a válvula de alívio abre. Esta

descarga é feita através do componente (d) da Figura 27, sendo este o tubo que liga a válvula de alívio ao circuito de ar principal.

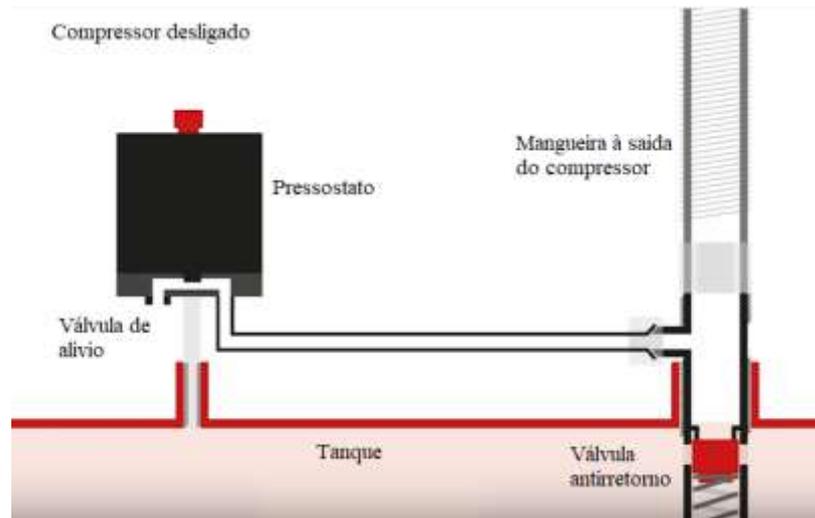


Figura 29-Esquema de ligação como compressor desligado e a válvula de alívio aberta.

Havendo consumo de ar, a pressão no tanque diminui e ao chegar ao ponto de reinício, normalmente abaixo da pressão máxima de funcionamento, o compressor volta a ligar e a válvula de alívio fecha, até atingir a pressão máxima e assim sucessivamente. Na Figura 30, apresenta-se esquematicamente o circuito de ar quando o compressor está ligado e a válvula de alívio fechada.

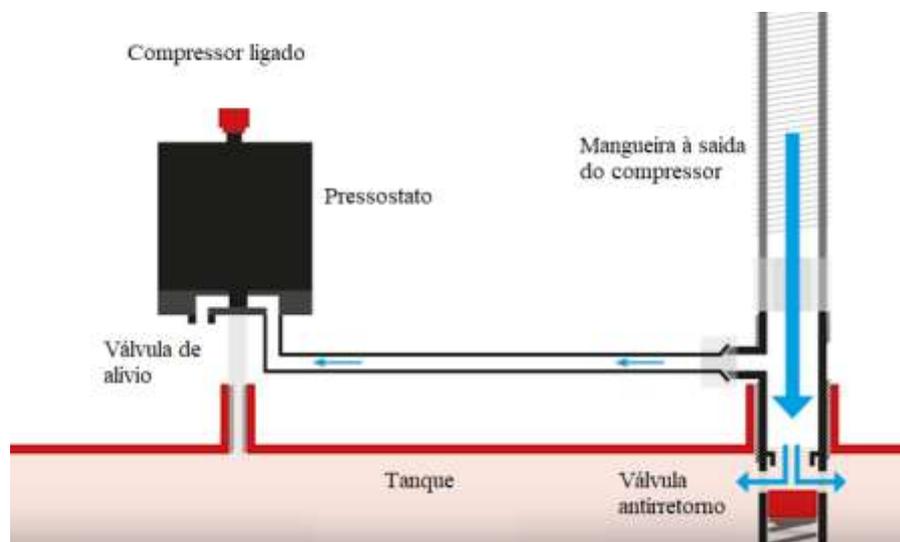


Figura 30-Esquema de ligação como compressor ligado e a válvula de alívio fechada.

A válvula de alívio tem como função remover pressão residual existente na tubagem que liga o compressor ao tanque, para que o próximo arranque do motor seja possível, porque de outra forma, o motor não teria binário suficiente para começar a funcionar se essa tubagem se mantivesse pressurizada. Esta válvula, normalmente, é acionada automaticamente por uma diferença de pressão. No entanto, na presente instalação, ao final de algum tempo de utilização a válvula de alívio só parecia fechar após uma pressão no interior do tanque de 1,8 bar. Contudo, esta podia continuar com um funcionamento anormal apesar de a fuga já não ser audível. Para resolver esta situação, que afetava o normal funcionamento da instalação, a

válvula de alívio automática foi substituída por uma válvula manual de macho esférico, presente na Figura 31, sendo esta aberta manualmente após o compressor desligar.



Figura 31-Válvula de alívio manual.

### 3.2.4 Medição de potência

Em relação à medição da potência elétrica do motor, para a aquisição de dados manual, foi usado um medidor de consumo elétrico da Perel, presente na Figura 32, onde se mediu diretamente em Watts a potência do motor elétrico. Este tem uma resolução de 0,1W e uma incerteza de  $\pm 2\%$  do valor máximo, o que equivale a uma incerteza de  $\pm 72$  W.



Figura 32-Medidor de potência elétrica da Perel.

Para a medição de potência no caso da aquisição de dados computadorizada, foi desenvolvida uma instalação elétrica, presente na Figura 33, onde foi utilizado um contador de energia elétrica comum com um interruptor ON/OFF incorporado, saída pulsada, que fechava de cada vez que era consumido 1 Wh. A este contador está também acoplado um disjuntor que, para além de facilitar o ligar e desligar do contador, também serve para proteger o circuito elétrico contra sobrecargas e curto-circuitos. Nesta instalação elétrica está também presente o transformador usado para alimentar o transdutor de pressão, no entanto este foi

ligado a jusante do disjuntor e a montante do contador, portanto não irá interferir nas medições de energia do contador.

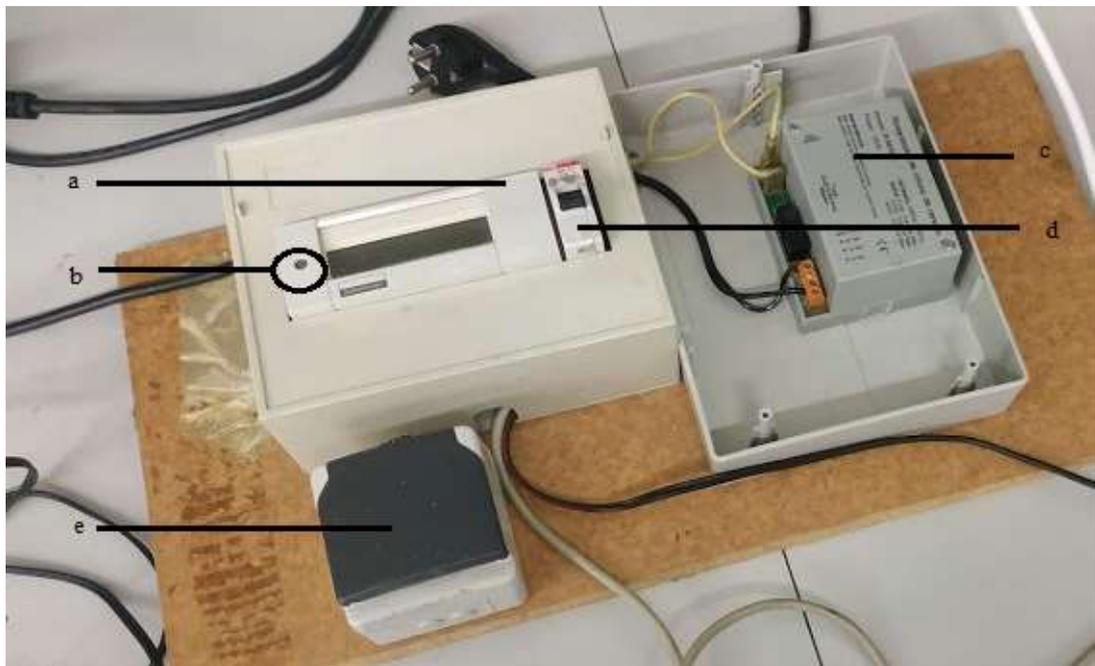


Figura 33- Circuito elétrico desenvolvido, a- contador elétrico; b- led que acende a cada 1Wh de energia consumida; c-transformador de alimentação do transdutor de pressão; d- disjuntor; e-tomada de saída (para ligar o compressor).

Para se obter o valor do consumo de energia elétrica, recorreu-se à saída pulsada presente no contador, sendo que, cada vez que o consumo de energia perfazia 1 Wh este interruptor fechava, ver Figura 34, numa ação simultânea com o acendimento do LED indicado na Figura 33. Com isto, é possível contar, com uso da placa de aquisição de dados, o número de vezes que o circuito fecha e saber o consumo acumulado de energia do compressor. Para se obter os valores da potência, foi feita uma conversão dos valores de energia elétrica acumulados ao longo do tempo, em Wh, para potência elétrica em W. Esta alteração está exemplificada e explicada no Anexo B.

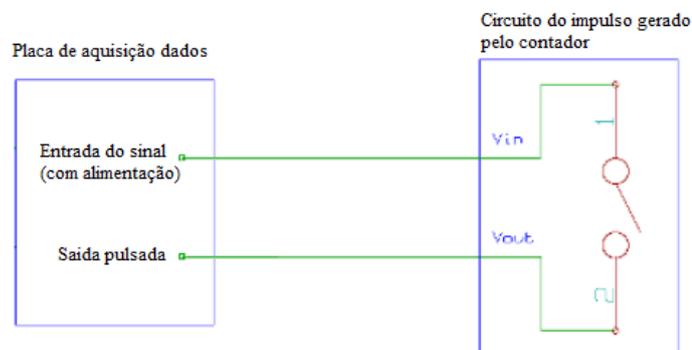


Figura 34-Circuito elétrico de uma saída pulsada (Hudson 2017).

### 3.2.5 Medição de massa

Para se obter o caudal foi necessário obter a variação de massa de ar presente no tanque durante o funcionamento do compressor. Para isso, na bancada onde está situado o tanque, foi aberto um orifício para a balança e ficando ambos nivelados, ilustrado na Figura 35. Dessa forma consegue-se facilmente transportar o tanque para cima e para fora da balança, sendo evidenciadas na Figura 35 as duas posições do tanque. A balança industrial usada na instalação é a Kern DS 60K0.2 com uma incerteza de leitura de 0,2 g, nivelção ajustável, indispensável para o presente caso devido ao apresentado anteriormente e uma área de pesagem (430mm x 350mm) suficientemente grande para o tanque assentar na sua totalidade em cima da balança.

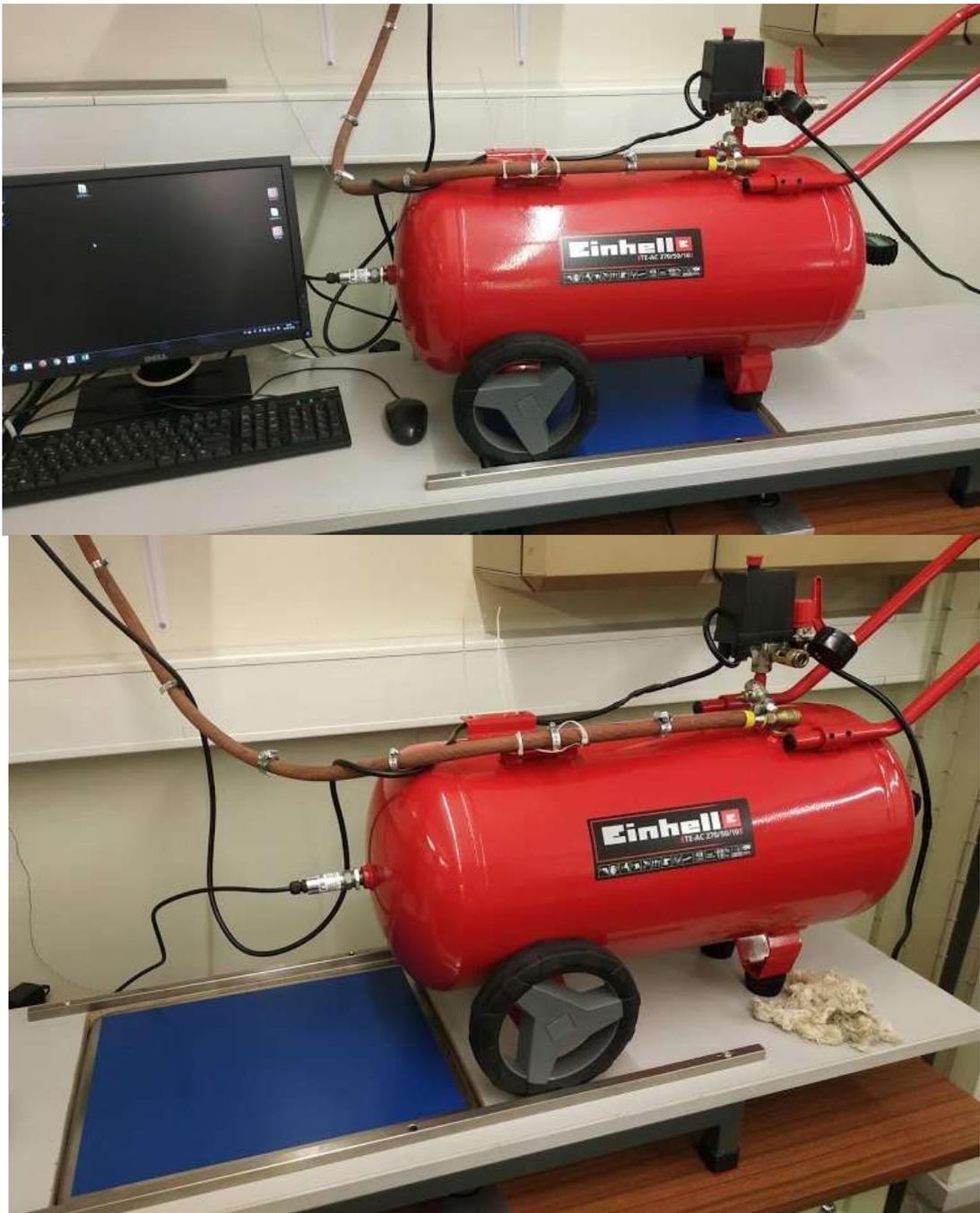


Figura 35-Balança integrada na mesa com os diferentes posicionamentos do tanque.

Em relação à aquisição de dados, no caso manual foi utilizado o software dedicado da balança pois permite registar facilmente os dados da massa em função do tempo num ficheiro *Excel*. Na aquisição de dados computadorizada, os valores da massa foram recolhidos através do programa desenvolvido em *LabVIEW*, apresentado em detalhe no Anexo C, para simplificar o processo de aquisição. No entanto, existe sempre a possibilidade de utilizar o software dedicado da balança. De notar que a resolução da aquisição da massa é de 0,1g no caso da aquisição de dados manual e de 1g no caso da aquisição de dados computadorizada.

Como já foi mencionado na secção 3.1, o processo para a obtenção do caudal através da massa de ar no tanque em função do tempo está explicado no Anexo B.

### 3.2.6 Medição da velocidade de rotação

Em relação à medição da velocidade de rotação, esta foi medida com um conta rotações ótico. Para isto foi preciso colar fita refletora numa pá da ventoinha de arrefecimento. Também foi utilizado um acessório do referido conta rotações, que é encostado no centro do eixo da ventoinha, medição por contacto. No entanto este segundo método interfere com própria rotação do motor, pelo que foi abandonado.

A Figura 36 apresenta o leitor ótico usado, com e sem o acessório usado como alternativa.



Figura 36-Leitor ótico utilizado com o acessório de medição por contacto (a) e sem este (b).

De notar que a velocidade de rotação se correlaciona com a pressão no tanque, de forma que não é necessário medir esta variável em todos os ensaios, até porque o processo de medição não é fácil de implementar e requer alguma experiência.

### 3.2.7 Placa de aquisição de dados

Para a aquisição da dados computadorizada utilizou-se a placa de aquisição da National Instruments, modelo USB-6009, ver Figura 37. Esta conta com oito entradas de sinal analógico, doze entradas de sinal digital, uma entrada para contar impulsos e ainda uma saída auxiliar de tensão de 5V (Instruments 2015).



Figura 37- Placa de aquisição de dados.

Nesta placa foi utilizada uma entrada analógica para se recolher os valores vindos do transdutor de pressão, e foi utilizada a entrada de impulsos para contar o número de impulsos enviados pelo contador de energia elétrica, como explicado anteriormente na secção 3.2.4.

Para o tratamento e apresentação dos dados recolhidos computadorizadamente, foi utilizado o software da National Instruments *LabVIEW*. O programa criado apresenta-se em detalhe no Anexo C.

### 3.3 Equipamentos didáticos semelhantes no mercado

Como já foi referido, a presente dissertação trata da elaboração de uma instalação didática para o estudo de um compressor. Apesar de no presente caso se ir modificar um compressor “comum”, ou seja, para o uso doméstico ou esporádico, existem outras soluções “chave na mão”.

Uma das opções do mercado é a instalação ET512 da Gunt, ver esquema na Figura 38, onde estão presentes os seguintes componentes.

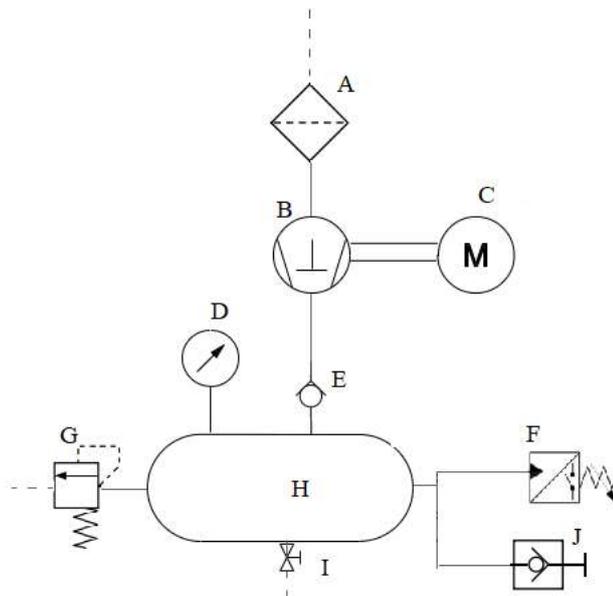


Figura 38- Esquema da instalação didática de um compressor da Gunt, A-filtro de ar; B-compressor alternativo; C-motor eléctrico; D-manómetro analógico; E-válvula antirretorno; F-pressostato; G-válvula de segurança; H-tanque; I-válvula de esfera para dreno; J- conector para acessórios (*GmbH 2020*).

Esta instalação é bastante compacta, constituída por um tanque de 10 L, um motor elétrico de 0,25 kW, um caudal em vazio de cerca de 115 L/min e uma pressão máxima de 10 bar.

Apresenta um painel digital e um manómetro para se poder medir, respetivamente, a energia consumida e a pressão, ambas ao longo do tempo. Apesar de só haver a medição destas duas variáveis, pode-se efetuar o estudo do aumento de pressão ao longo do tempo e da energia elétrica consumida em função da pressão.

Contudo, a aquisição de dados é feita manualmente, o que é menos prático. O facto de não haver medição de temperatura à saída do compressor limita o estudo, por exemplo, da temperatura em função da pressão, que conseqüentemente leva à obtenção do valor experimental do expoente politrópico,  $n$ .

Outra alternativa é a instalação MFP104 proposta pela Tecquipment que se mostra esquematicamente na Figura 39, onde se apresentam os seus diversos componentes.

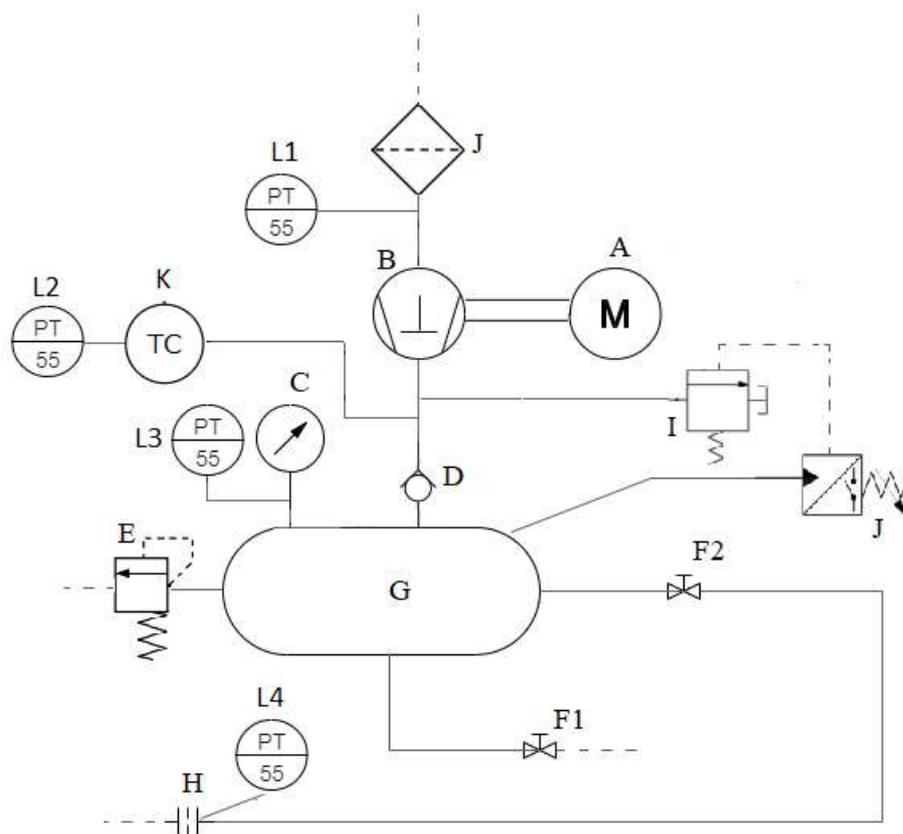


Figura 39- Esquema da instalação didática da Tecquipment, A-motor elétrico; B-compressor alternativo; C-manómetro; D-válvula antirretorno; E-válvula de segurança; F1 e F2-válvulas de esfera para dreno do tanque e para tubagens de estudo respetivamente; G-tanque; H-placa orifício; I-válvula de alívio automática; J-pressostato; K-termopar tipo K; L1, L2, L3 e L4- transdutores de pressão para medição da pressão ambiente, à saída do compressor, do tanque e antes e depois da placa orifício (Tecquipment 2020).

Esta é uma instalação maior que a anterior, cerca de 5 vezes mais pesada, tem um caudal em vazio de cerca de 200 L/min, um motor elétrico de 1,5 kW e uma pressão máxima de 6 bar. Esta pressão máxima mais moderada pode ser vantajosa pois a temperatura do ar à saída do compressor não vai ser tão elevada, o que não exige tanto das tubagens flexíveis.

Esta instalação conta com bastantes mais componentes que a referida anteriormente. Para a medição de pressão tem diversos transdutores de pressão digital com incerteza de 0,01 bar para além de um manómetro analógico. Em relação à medição de temperatura na saída do

compressor possui um termopar do tipo K com uma incerteza de  $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Para se obter o caudal existe uma placa orifício e um transdutor de pressão diferencial. É também possível a medição da potência elétrica bem como a potência de veio com o uso de um dinamômetro. De notar que o valor de todas as variáveis é apresentado em displays digitais e com a possibilidade de realizar a aquisição de dados com o software fornecido pelo fabricante. Com a medição destas variáveis é possível estudar a variação do desempenho do compressor em função da pressão, os rendimentos volumétrico, mecânico e isotérmico, bem como estudar a termodinâmica presente nestes aparelhos (Tecquipment 2020). Como já é possível medir a temperatura do ar à saída do compressor, já se pode efetuar o estudo do tipo de compressão presente, nomeadamente obter o valor experimental do expoente politrópico,  $n$ , ao contrário da instalação anterior.

No geral é uma instalação bastante mais completa em relação à da Gunt, porém o seu preço é cerca de 4,5 vezes superior.

## 4 Resultados com aquisição de dados manual

Como já foi referido anteriormente, inicialmente foi feita uma aquisição de dados manual, abreviada para ADM, onde se usou um cronómetro para se conseguir medir sincronizadamente a potência eléctrica, a temperatura, a rotação e a pressão no interior do reservatório em função do tempo. Estes resultados estão apresentados no Anexo D da presente dissertação. Por sua vez, na pesagem da massa de ar no tanque, embora os dados tenham sido adquiridos de forma automática, estavam também eles sincronizados com os resultados anteriores. No presente capítulo apresentam-se os resultados obtidos nos diversos ensaios de acordo com este modo de aquisição de dados. Sendo a presente dissertação de natureza experimental, foi também feita uma análise aos erros presentes nas medições, constando estes no Anexo A. Naturalmente, foram repetidos os ensaios para se poder avaliar a repetibilidade das diferentes medições. Assim, foram realizados com sucesso seis ensaios, denominados através das datas em que foram realizados como “12\_Mar”, “10\_Mar”, “9\_Mar\_a”, “9\_Mar\_b”, “9\_Mar\_c” e “4\_Mar. Neste último apenas foi medida a massa, portanto cinco dos seis ensaios são completos, isto é, mediram-se todas as variáveis sincronizadamente.

### 4.1 Resultados em função da pressão

Apesar da aquisição de dados ser realizada em função do tempo, não é este parâmetro que influencia as variáveis como a temperatura, a potência e o caudal. É, contudo, a pressão no interior do tanque que vai “controlar” o comportamento das restantes variáveis. Portanto, na presente secção, vão ser apresentados os gráficos representativos desta relação.

Na Figura 40 está presente a rotação do motor eléctrico em função da pressão no tanque, sendo que a variação máxima entre valores medidos para a mesma pressão é inferior a 1%. A diminuição da rotação que se consegue observar é característica do motor eléctrico utilizado e é também devido ao aumento da pressão no reservatório.

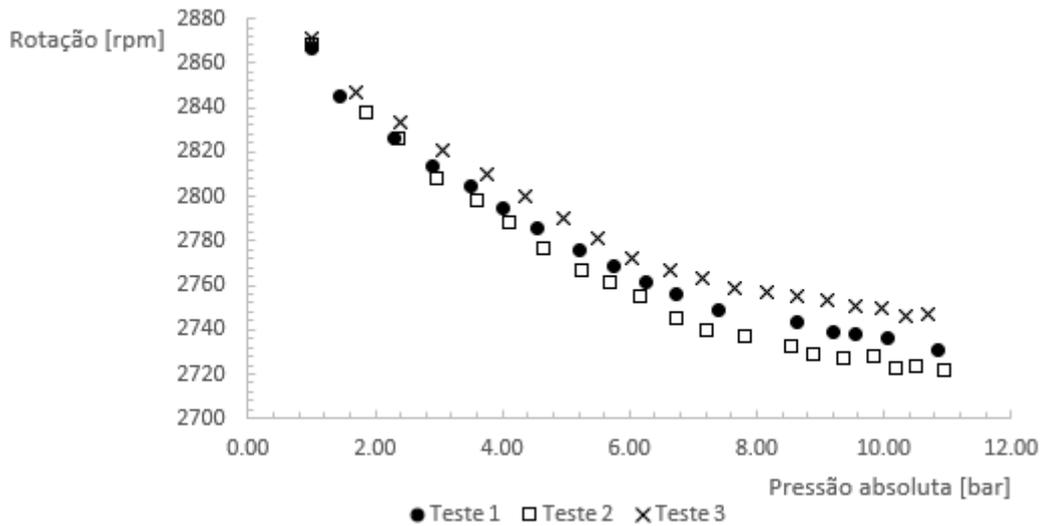


Figura 40- Gráfico da rotação em função da pressão abs no interior do tanque.

Em relação à curva de ajuste a ser utilizada para outros ensaios e para os cálculos efetuados, por exemplo, da potência politrópica apresenta-se na Figura 41. Na mesma, foi utilizada a rotação média de três ensaios realizados em função da pressão absoluta no interior do tanque e apresenta-se a função polinomial de grau 2 usada no ajuste dos valores obtidos.

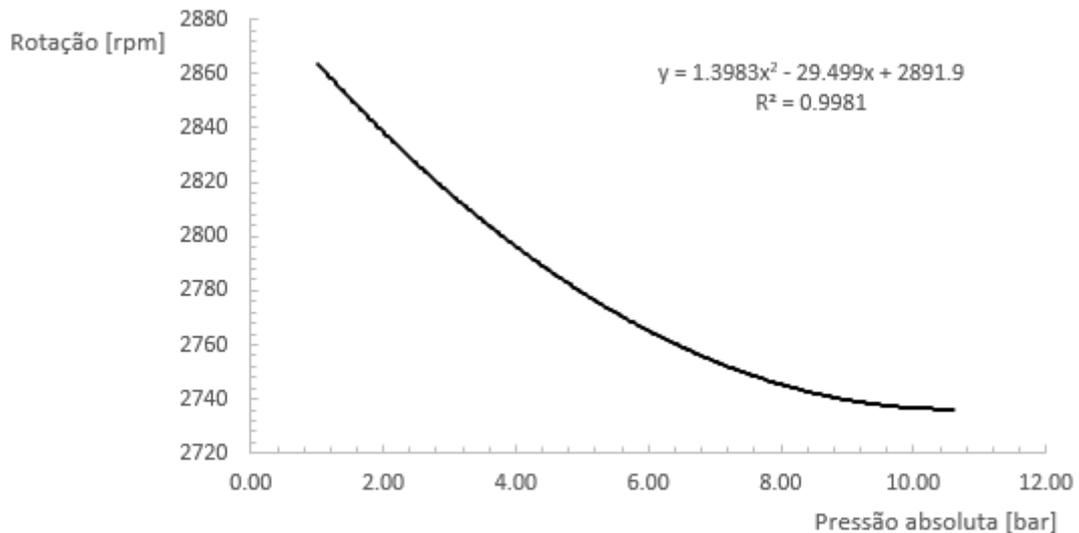


Figura 41-Curva de ajuste “Rotação versus Pressão absoluta”.

A potência elétrica consumida aumenta com o aumento da pressão, como se pode verificar na Figura 42, onde se apresenta a mesma em função da pressão no interior do tanque. A sua gama de funcionamento não é ampla, pois varia entre os 1300 W e os 1700 W, sendo que em pressões mais elevadas o valor da potência quase não tem variações.

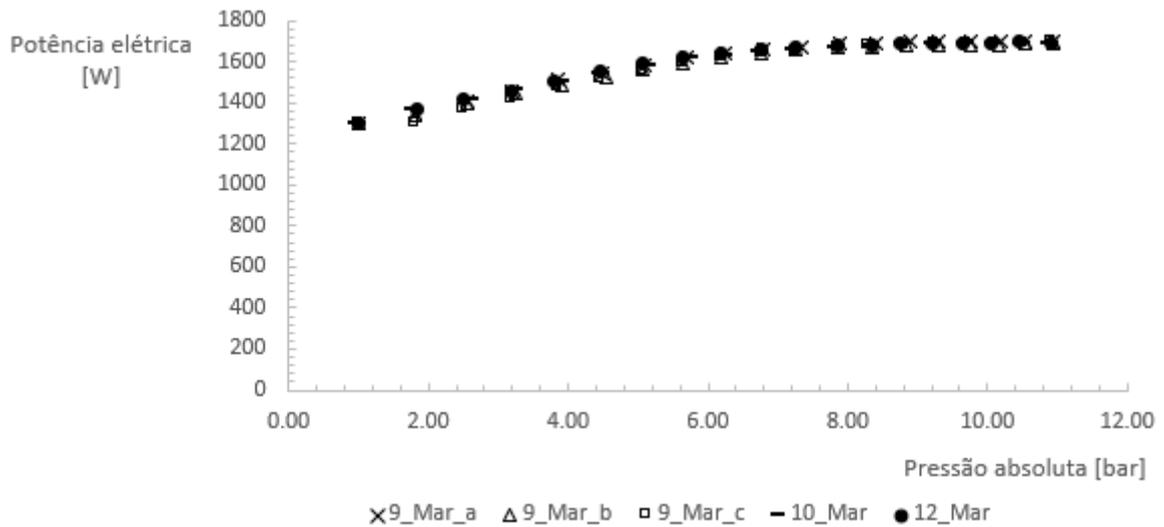


Figura 42-Gráfico da potência elétrica em função da pressão absoluta no tanque.

Em relação à temperatura, também é espectável que esta aumente com o aumento da pressão no interior do tanque conforme a relação politrópica presente na equação (2.4). Esta variação está patente na Figura 43, onde se representa a temperatura à saída do compressor em função da pressão no tanque para diversos ensaios.

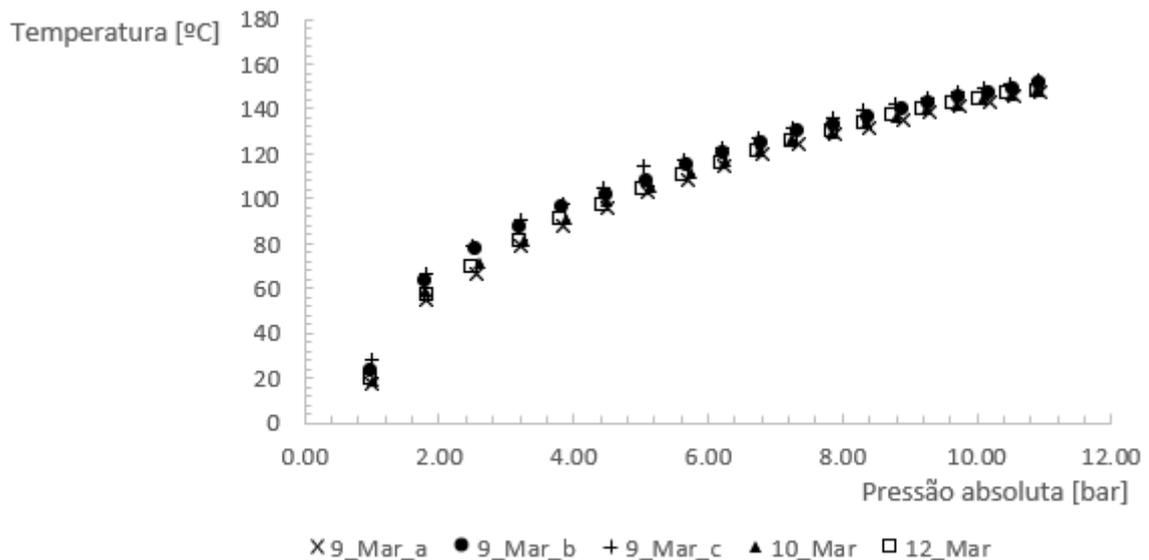


Figura 43-Gráfico da temperatura do ar à saída do compressor em função da pressão absoluta no tanque.

No que diz respeito ao caudal, este vai diminuir à medida que a pressão do tanque aumenta, consequência do aumento da pressão no interior do tanque. Por sua vez, faz não só diminuir a rotação do motor como baixar o rendimento volumétrico. Na Figura 44 apresenta-se o caudal em função da pressão no interior do tanque.

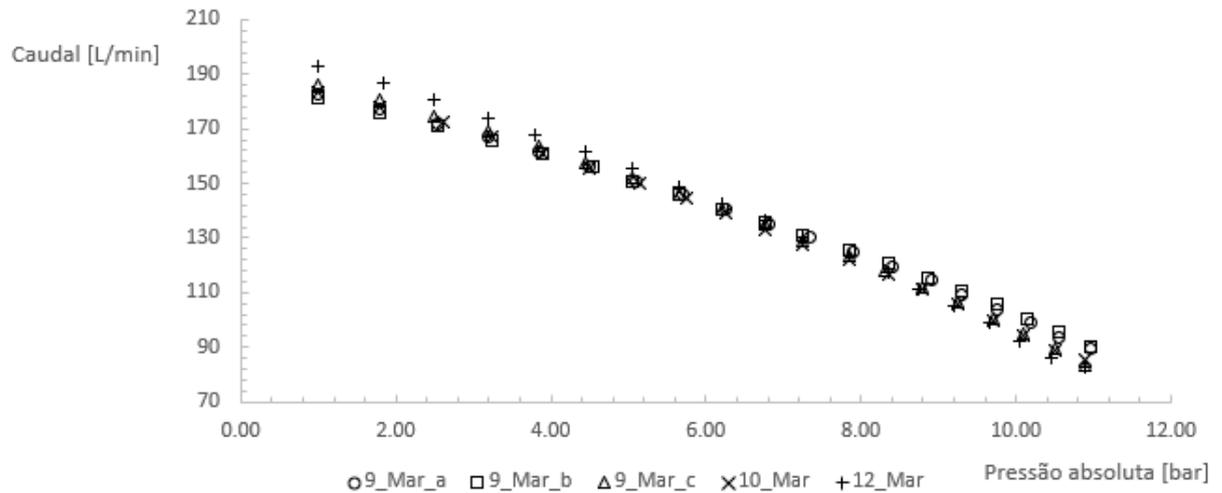


Figura 44-Gráfico do caudal em função da pressão absoluta no tanque

## 4.2 Resultados versus instalação original

Para se averiguar se a instalação construída tinha fugas impercetíveis ou se as modificações feitas causariam uma elevada perda de carga no sistema, apresenta-se de seguida uma comparação entre o caudal de dois ensaios realizados com a instalação original e entre o caudal médio dos seis ensaios realizados com a instalação na sua configuração final. Na Figura 45, estão presentes os valores do caudal obtido nos diferentes testes em função da pressão no interior do tanque. É possível observar que o caudal é superior nas primeiras pressões de funcionamento, mas tende a igualar o caudal original nas pressões de funcionamento mais elevadas. Esta diferença deve-se ao facto de se ter eliminado a válvula de alívio automática, conforme explicado na secção 3.2.3, pois esta tinha uma “fuga” bastante significativa nas primeiras pressões de funcionamento perceptível mesmo com o compressor a funcionar. Apesar de a fuga parecer terminar aos 1,8 bar, observando o gráfico da Figura 45, pode-se constatar que isto não acontece, sendo que o caudal só começa a igualar o da instalação original apenas aos 7 bar. O facto de a instalação original ter o compressor acoplado ao depósito, o que aumenta significativamente a vibração na balança aquando da pesagem, pode também ter tido uma influência adversa nos resultados.

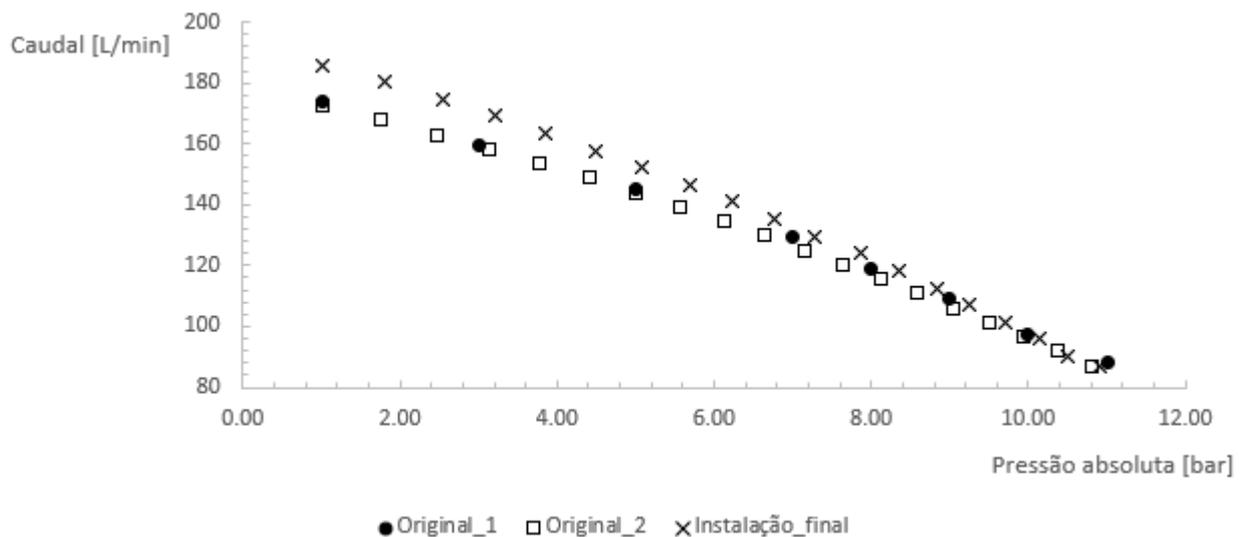


Figura 45-Gráfico comparativo entre o caudal da instalação original e da instalação final com os valores a 0°C e 1 atm.

Na Tabela 4 apresenta-se novamente o caudal inicial, a meio e no fim do funcionamento do compressor para cada ensaio, instalação original e instalação alterada. Desta análise, verifica-se um aumento significativo do caudal nas primeiras pressões de funcionamento, pelo menos de 10 L/min em média.

Tabela 4-Caudal original e final em diversas pressões no interior do tanque

	Original_1* [L/min]	Original_2* [L/min]	Instalação final* [L/min]
Caudal inicial	174	173	185
Caudal $\cong$ 4 bar rel.	134	131	152
Caudal final	88	85	86

\* a 0°C e 1 atm

### 4.3 Variação do caudal com a temperatura

Um possível problema que pode levar a variações do caudal é o facto da temperatura inicial ser diferente de ensaio para ensaio. Numa tentativa de resolver este aspeto foi feita uma correção de temperatura no caudal mássico obtido, isto é, usou-se a equação (4.1) para converter o caudal mássico para 0°C e 1atm. Desta forma é possível comparar estes dois caudais através do erro associado e ver se, realmente, a temperatura inicial influencia significativamente o caudal mássico obtido, uma vez que o que se está a afirmar através da equação (4.1) é que o caudal volúmico é suposto manter-se constante, para cada pressão do tanque, e as variações do caudal mássico são causadas pela temperatura ambiente. Em relação ao efeito da pressão atmosférica, este foi desprezado.

$$\dot{m}_{0^{\circ}\text{C}} = \frac{\dot{m} * T_{amb}}{273,15} \quad (4.1)$$

Na Figura 46, apresenta-se o caudal mássico médio dos seis ensaios efetuados com e sem correção de temperatura em função do tempo. É possível observar uma diferença distinta entre os dois casos, sendo que o caudal com correção de temperatura é superior, visto que se optou por uma correção para 0°C e 1atm o que, conseqüentemente, aumenta a massa específica do ar.

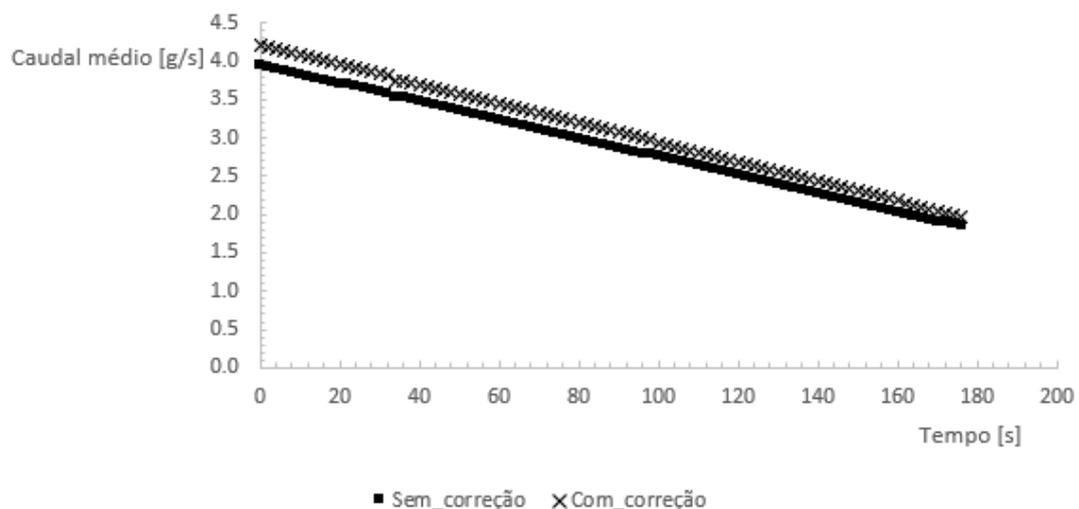


Figura 46-Gráfico comparativo das diferenças do caudal com ou sem correção de temperatura.

Em relação ao erro aleatório presente em cada caso, este está patente na Tabela 5, que apresenta o erro aleatório individual com intervalo de confiança de 95% para os valores extremos, isto é, para  $t=0s$ , para  $t=176s$ , o erro mínimo e o erro médio. É possível também concluir que o erro vai-se manter bastante semelhante em ambos os casos, portanto as variações na temperatura ambiente não vão afetar significativamente o erro aleatório do caudal.

Tabela 5-Erro aleatório do caudal com e sem correção de temperatura

	Erro aleatório para $t=0$ s [%]	Erro aleatório para $t=176$ s [%]	Erro aleatório mínimo [%]	Erro aleatório médio [%]
Sem_correção	5,9	10,9	1,9	4,5
Com_correção	6,9	10,2	2,1	4,7

#### 4.4 Perdas de carga

Em relação às perdas de carga localizadas existentes na instalação, estas estão presentes na válvula de descarga do compressor,  $K_{v\_escp}$ , no canhão à saída do compressor,  $K_{exp}$ , no “T” de latão que aloja o termopar,  $K_T$ , no canhão adjacente à válvula de antirretorno,  $K_{est}$ , na mesma válvula presente à entrada do tanque,  $K_{ant\_ret}$ , e por fim na expansão do ar ao entrar no tanque,  $K_{exp\_t}$ . Existe ainda a perda de carga em linha devido à mangueira utilizada,  $f_{mangueira}$ . Os cálculos e o método usado para obter o coeficiente de atrito para a perda de carga em linha e os coeficientes de perda de carga localizada estão presentes no Anexo E, sendo apresentados na Tabela 6 os valores obtidos.

Tabela 6- Valores dos coeficientes de perda de carga localizada e do coeficiente de atrito

$K_{v\_escp}$	$K_{exp}$	$K_T$	$f_{mangueira}$	$K_{est}$	$K_{ant\_ret}$	$K_{exp\_t}$
11,89	0,18	0,2	0,012	0,18	1,0	1,0

Com uso dos coeficientes presentes na Tabela 6 é possível obter os valores de perda de carga para cada caudal, e conseqüentemente estimar a pressão à saída do compressor. Por sua vez, com base nesta pressão, é possível obter o valor do expoente politrópico experimental,  $n_{exp}$ , como se verá na secção 4.5. Na Figura 47, apresentam-se graficamente os valores de perda de carga total em função do caudal para o ensaio “12\_Mar”. É também possível observar que inicialmente, começando a leitura no lado direito, a perda de carga vai aumentando e atinge o seu valor máximo para um caudal de cerca de 150 L/min. A partir desse ponto, a perda de carga vai diminuindo embora mais lentamente do que o aumento inicial da perda de carga.

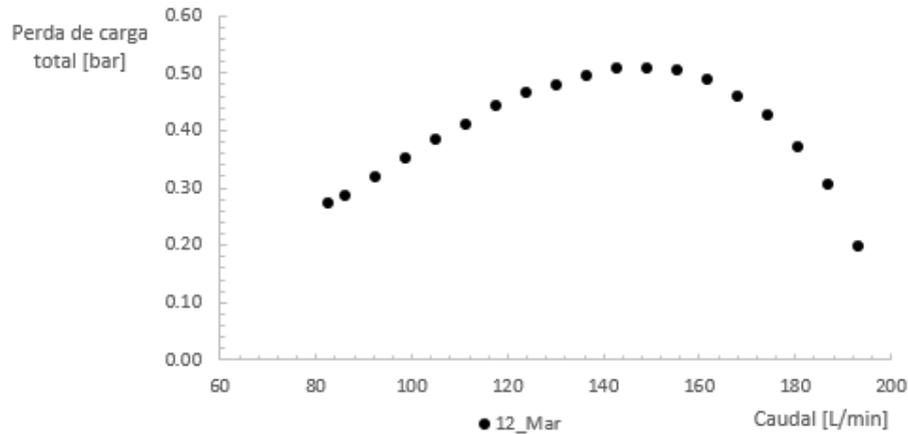


Figura 47-Variação da perda de carga em função do caudal.

#### 4.5 Expoente politrópico

Uma desvantagem da presente instalação é o facto de a leitura da pressão ser feita no tanque. Idealmente seria melhor uma leitura à saída do compressor, pois, dessa forma é possível obter diretamente o expoente politrópico,  $n$ , usando a equação (2.4). No entanto, é possível estimar a pressão à saída do compressor, somando à pressão no tanque as perdas de carga existentes desde o tanque até à saída do compressor.

Na Figura 48 apresentam-se os valores de pressão e temperatura obtidos experimentalmente no ensaio “12\_Mar” e usando as relações politrópicas, equação (2.4), ambos para o mesmo valor do expoente politrópico.

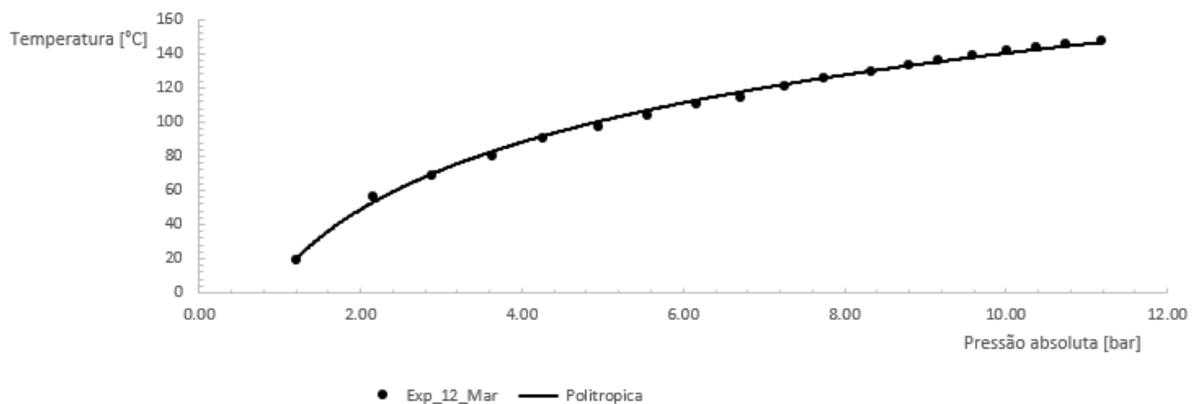


Figura 48-Gráfico comparativo da diferença entre os valores reais e os valores ideais (usando as relações politrópicas).

O valor do expoente politrópico experimental foi otimizado através do uso de uma funcionalidade presente no software *MSExcel*<sup>®</sup> denominada de “Goal Seek”. Esta funcionalidade permitiu minimizar o somatório do erro associado à temperatura obtida experimentalmente e a temperatura que se deveria obter idealmente pelas relações politrópicas, equação (2.4).

Em relação ao erro associado às diferenças entre os dois casos, estes foram calculados segundo a equação (4.2) para o erro relativo e segundo a equação (4.3) para o erro absoluto.

$$Erro_{rel} = \frac{|T_{poli} - T_{real}|}{T_{real}} \times 100\% \quad (4.2)$$

$$Erro_{rel} = |T_{poli} - T_{real}| \quad (4.3)$$

Diferentes erros obtidos para os diversos ensaios apresentam-se, de forma resumida, na Tabela 7. É possível verificar que os erros são bastante semelhantes e relativamente baixos e o expoente politrópico é praticamente constante.

Tabela 7- Valores do expoente politrópico experimental obtido e respetivos erros associados considerando as perdas de carga ao longo do escoamento

	Expoente politrópico experimental, $n_{exp}$	Soma erro relativo %	Soma erro absoluto [°C]	Erro relativo máximo %	Erro absoluto máximo [°C]
12_Mar	1,18	17,9	17,5	2,4	2,1
10_Mar	1,18	14,1	12,2	3,8	2,1
9_Mar_1	1,18	22,6	18,6	6,5	3,6
9_Mar_2	1,17	22,3	17,8	9,9	6,2
9_Mar_3	1,17	17,7	16,3	7,7	5,1

Outro aspeto que pode ser interessante conhecer é, se de facto, ao considerar as perdas de carga na instalação existe uma grande diferença nos valores de pressão obtidos o que conseqüentemente leva a um maior ou menor erro no que respeita ao cálculo do expoente politrópico experimental,  $n_{exp}$ . A Tabela 8 é semelhante à Tabela 7 na sua estrutura, no entanto, os valores apresentados foram obtidos desprezando as perdas de carga na instalação. Em relação ao expoente politrópico experimental, este foi igualmente obtido pelo método usado anteriormente.

Tabela 8-Valores do expoente politrópico experimental obtido e respetivos erros associados desprezando as perdas de carga ao longo do escoamento

	Expoente politrópico experimental, $n_{exp}$	Soma erro relativo %	Soma erro absoluto [°C]	Erro relativo máximo %	Erro absoluto máximo [°C]
12_Mar	1,18	39,9	32,5	14,0	8,0
10_Mar	1,18	45,4	40,7	14,5	7,9
9_Mar_1	1,19	39,4	30,1	17,5	9,6
9_Mar_2	1,18	57,3	51,3	18,9	11,9
9_Mar_3	1,17	50,3	46,7	16,7	11,1

Comparando estas duas tabelas, consegue-se notar que os valores dos diversos erros desprezando as perdas de carga são bastante superiores em relação aos valores contabilizando as perdas de carga, algo espectável pois, como já foi referido, a equação (2.4) relaciona a pressão à saída do compressor e não no interior do tanque, contudo, o valor do  $n$  não é afetado de forma significativa.

## 4.6 Potências e rendimentos

Nas secções 2.4.3 e 2.4.5, foram apresentados parâmetros referentes ao ciclo de compressão e ao funcionamento de uma instalação de compressão de ar tais como: a potência politrópica, a potência isotérmica e o rendimento politrópico. Na presente secção apresentam-se os resultados obtidos destes parâmetros, onde se utilizaram os valores médios dos cinco ensaios efetuados. De referir que os resultados do rendimento volumétrico irão ser apresentados no Capítulo 5.

No que diz respeito à potência indicada do ciclo e conseqüentemente ao rendimento politrópico indicado e ao rendimento mecânico estes não podem ser calculados, pois para obter a potência indicada é necessário medir a pressão dentro do cilindro ao longo de um ciclo, pelo que não se irão apresentar valores relativos a estes parâmetros. Em relação à potência de veio, esta também não se consegue calcular. Esta, só se consegue obter com recurso a um dinamómetro, pelo que se utilizou a potência elétrica em vez da potência de veio. Isto significa que, no rendimento politrópico, também estão inerentes as perdas existentes no motor elétrico.

Na Figura 49, apresenta-se a potência elétrica, a potência politrópica e a potência isotérmica calculadas pelas equações (2.15) e (2.16) respetivamente, em função da pressão absoluta.

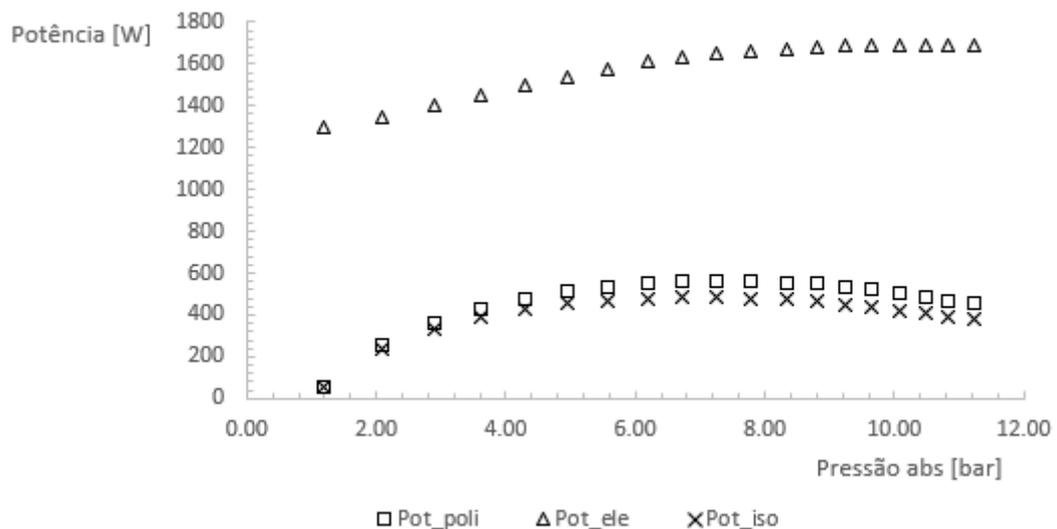


Figura 49-Gráfico representativo das diversas potências, tanto calculadas como medidas.

Da análise à Figura 49 pode-se constatar que a potência politrópica e a potência isotérmica têm valores semelhantes para uma pressão de até cerca de 5 bar, sendo que a potência isotérmica se mantém inferior até ao final do funcionamento. Esta diferença é previsível pois, sendo o trabalho dado pelo integral  $v \cdot dP$ , equação (2.5), quanto menor a temperatura menor será o volume específico e conseqüentemente menor será o trabalho.

Na Figura 50, representa-se o rendimento politrópico, equação (2.25), em função da pressão absoluta. De notar que na gama intermédia e de alta pressão o rendimento tem uma menor variação e o seu valor é elevado. Isto é uma boa característica pois, no seu funcionamento normal, o compressor vai trabalhar nesta zona de pressões. A única exceção é aquando do “primeiro” funcionamento, isto é, quando se está a encher o tanque vazio.

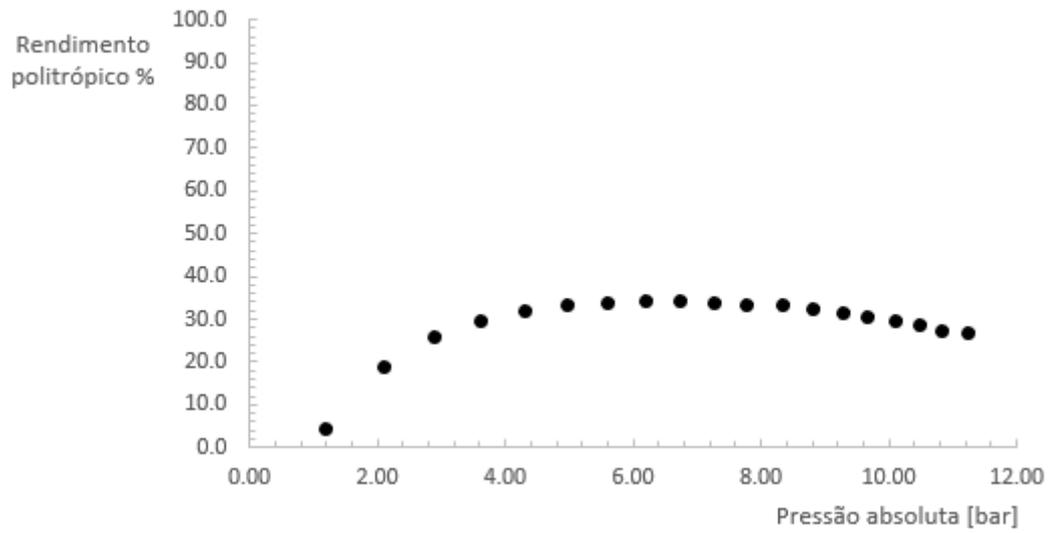


Figura 50-Gráfico do rendimento politrópico ( $n=1,18$ ) em função da pressão absoluta.

## 5 Resultados com aquisição de dados computadorizada

Na presente secção apresentam-se os resultados obtidos com a aquisição de dados computadorizada, abreviada para aquisição de dados computadorizada. À medida que se vão apresentando os resultados, nas diferentes secções, também se irão comparar estes com os resultados médios dos seis ensaios realizados com a aquisição de dados manual, denominado de “Aq\_manual”, a fim de se poder concluir e avaliar sobre os dois métodos. Na aquisição computadorizada foram realizados e serão apresentados três ensaios denominados de “16\_Jun”, “17\_Jun” e “18\_Jun”. De notar que o intervalo de recolha foi de 1s, no entanto, para uma visualização mais fácil os gráficos apresentados apenas mostram os resultados de 10 em 10s.

Em relação aos valores obtidos em função do tempo, isto é, os valores obtidos diretamente do programa *LabVIEW*, estes encontram-se no Anexo D.

### 5.1 Resultados em função da pressão

Conforme já foi mencionado na secção 4.1.1, a variável independente na instalação é a pressão, pelo que as relações entre esta e as restantes variáveis vão ser apresentadas de seguida. Simultaneamente, também se irá comparar os resultados obtidos com os resultados médios da aquisição manual, para averiguar a semelhança ou diferença entre os dois métodos.

Em relação à variação da temperatura em função da pressão no interior do tanque, patente na Figura 51, esta aumenta de uma forma espectacular e com resultados entre os ensaios bastante semelhantes. Comparando com a média dos cinco ensaios da aquisição de dados manual, ensaio “Aq\_manual”, não se notam diferenças significativas.

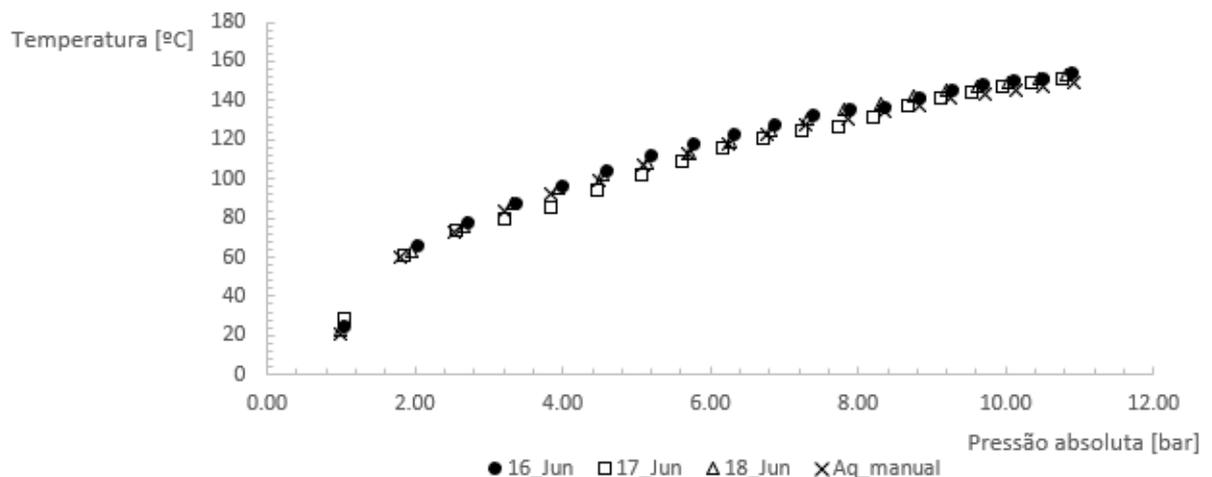


Figura 51-Temperatura do ar à saída do compressor em função da pressão absoluta, aquisição computadorizada versus manual.

No que diz respeito à potência, esta apresenta-se no gráfico da Figura 52, que relaciona a mesma em função da pressão no interior do tanque. Esta também mostra uma evolução esperada, e numa gama de valores entre 1200 e 1700 W. No entanto, foi necessário modificar a energia consumida em Wh para potência em W, através do método explicado no Anexo B. Comparando com a média dos 5 ensaios da aquisição de dados manual, apenas se nota uma ligeira queda no consumo no caso computadorizado, pois agora a variação da potência está entre 1230 e 1630 W, em contraste com a potência na aquisição manual entre 1300 e 1700W. No entanto, a incerteza do medidor usado na aquisição de dados manual é de  $\pm 72$  W. Isto significa que os resultados na aquisição de dados computadorizada são, na verdade, semelhantes e não ligeiramente inferiores.

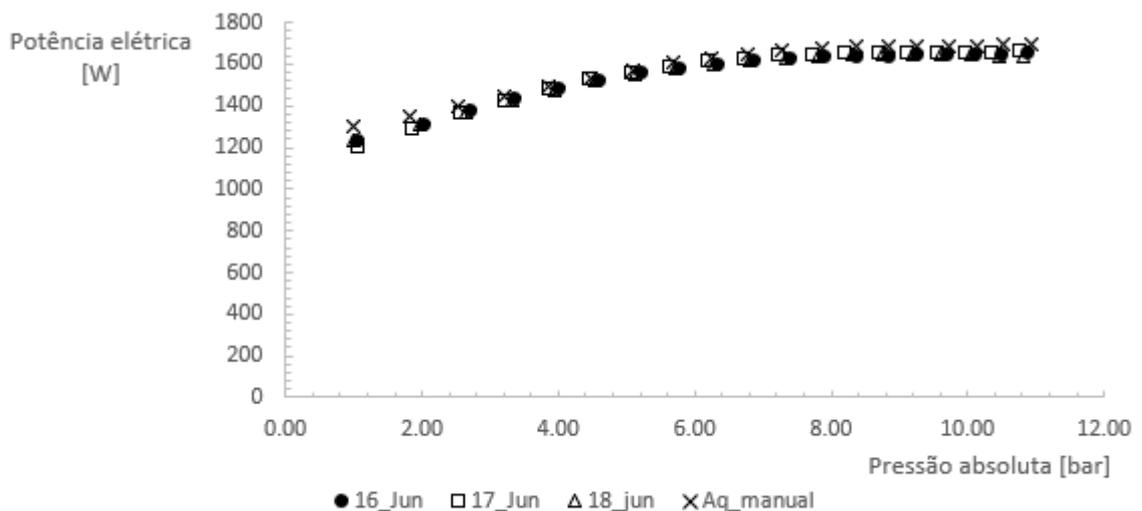


Figura 52-Potência elétrica em função da pressão absoluta, aquisição computadorizada versus manual.

Relativamente ao caudal, este diminui com o aumento da pressão no interior do tanque, sendo que a curva de variação do caudal, convertido para 0°C e 1atm, em função da pressão está presente no gráfico da Figura 53.

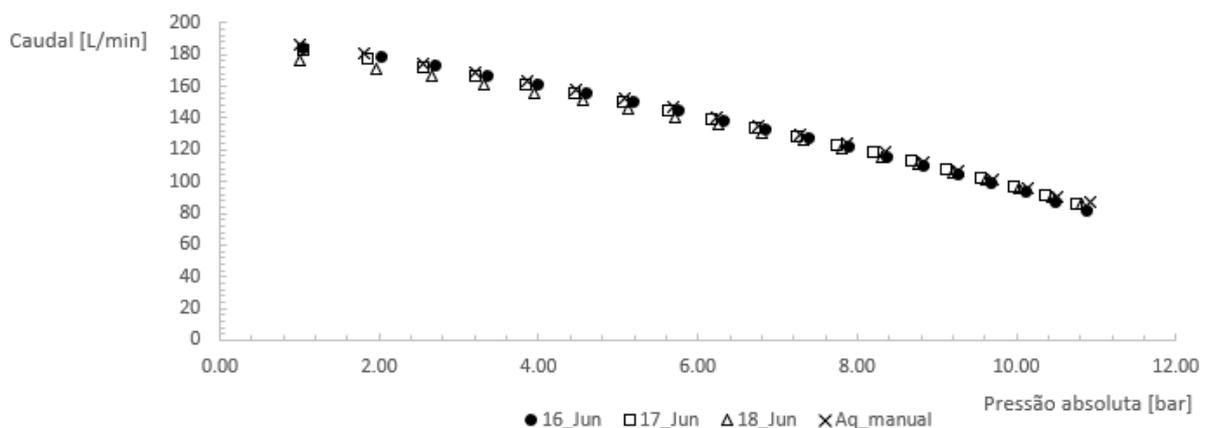


Figura 53-Gráfico do caudal em função da pressão absoluta no tanque (aquisição computadorizada).

Pela Tabela 9 é possível comprovar que os valores do caudal obtidos tanto pela aquisição de dados manual como pela aquisição de dados computadorizada são muito

semelhantes pelo que, a utilização de qualquer um dos métodos levará a resultados de caudal idênticos.

Tabela 9-Caudal com aquisição de dados manual e computadorizada para diferentes pressões

	Aq_manual* [L/min]	16_Jun* [L/min]	17_Jun* [L/min]	18_Jun* [L/min]
Caudal inicial	185	185	182	176
Caudal +- 4 bar rel.	152	151	150	146
Caudal final	86	82	86	86

\* a 0°C e 1 atm

## 5.2 Expoente politrópico

Como já foi referido na secção 4.1.5, a instalação desenvolvida não permite medir a pressão à saída do compressor, para posteriormente se poder calcular o valor do expoente politrópico experimental. No entanto, calculando as perdas de carga existentes no escoamento desde o compressor até ao tanque, é possível obter a pressão à saída do compressor e consequentemente saber o expoente politrópico experimental. Mais uma vez, o valor deste foi otimizado através da funcionalidade “Goal Seek” do *MSExcels*<sup>®</sup>, diminuindo o erro entre os valores de temperatura usando as relações politrópicas e a temperatura obtida experimentalmente.

Na Figura 54 apresentam-se os valores de pressão e de temperatura obtidos experimentalmente no ensaio “16\_Jun” e apresentam-se também os valores de temperatura usando as relações politrópicas, ambos para o mesmo valor do expoente politrópico.

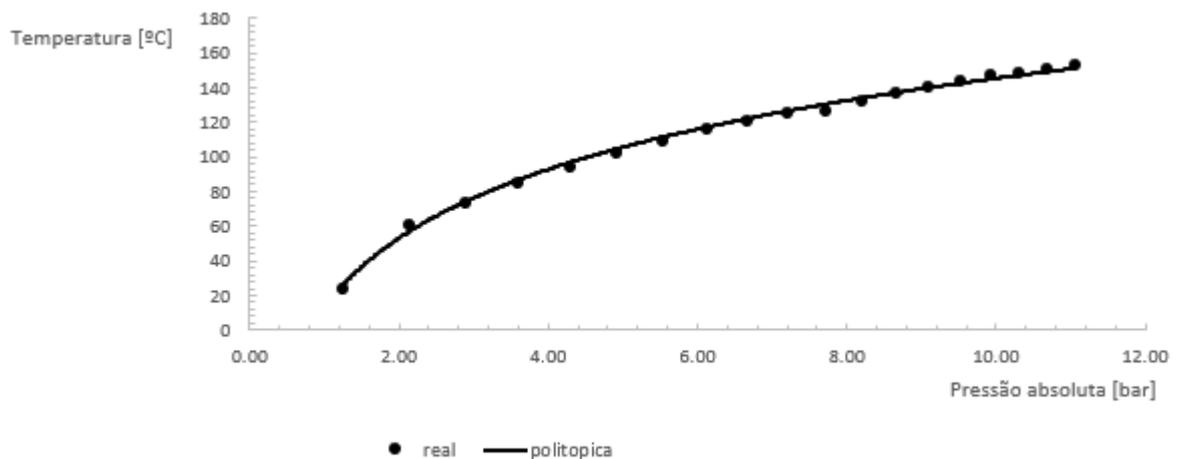


Figura 54-Gráfico comparativo da diferença entre os valores reais e os valores ideais (usando as relações politrópicas) (aquisição computadorizada).

Em relação ao erro associado às diferenças entre os dois casos, estes foram calculados de forma semelhante à apresentada na secção 4.5, isto é, segundo a equação (4.2) para o erro relativo e segundo a equação (4.3) para o erro absoluto.

$$Err_{rel} = \frac{|T_{poli} - T_{real}|}{T_{real}} \times 100\% \quad (4.2)$$

$$Erro_{rel} = |T_{poli} - T_{real}| \quad (4.3)$$

Na Tabela 10, apresentam-se os valores do expoente politrópico experimental obtidos e alguns erros associados. De notar que foram consideradas as perdas de carga ao longo do escoamento. Apresentam-se também os valores médios do expoente politrópico e dos mesmos erros associados à aquisição de dados manual.

Tabela 10-Valores do expoente politrópico experimental obtido e alguns erros associados considerando as perdas de carga ao longo do escoamento (aquisição computadorizada) e comparação com os valores médios da aquisição manual

	Expoente politrópico experimental, $n_{exp}$	Soma erro relativo %	Soma erro absoluto [°C]	Erro relativo máximo %	Erro médio relativo %
16_Jun	1,18	17,6	19,2	2,5	0,9
17_Jun	1,18	20,6	22,6	2,6	1,1
18_Jun	1,18	21,8	23,3	3,5	1,1
Aq_manual	1,18	14,8	12,6	7,3	0,8

É possível concluir que, em ambos os métodos de aquisição, não existe uma discrepância de valores, pelo que os resultados obtidos por qualquer um dos dois métodos pode ser utilizado no cálculo do expoente politrópico.

### 5.3 Potências e rendimentos

Na Figura 55, apresenta-se a potência elétrica, e as potências politrópica e isotérmica calculadas pelas equações (2.15) e (2.16) respetivamente, em função da pressão absoluta.

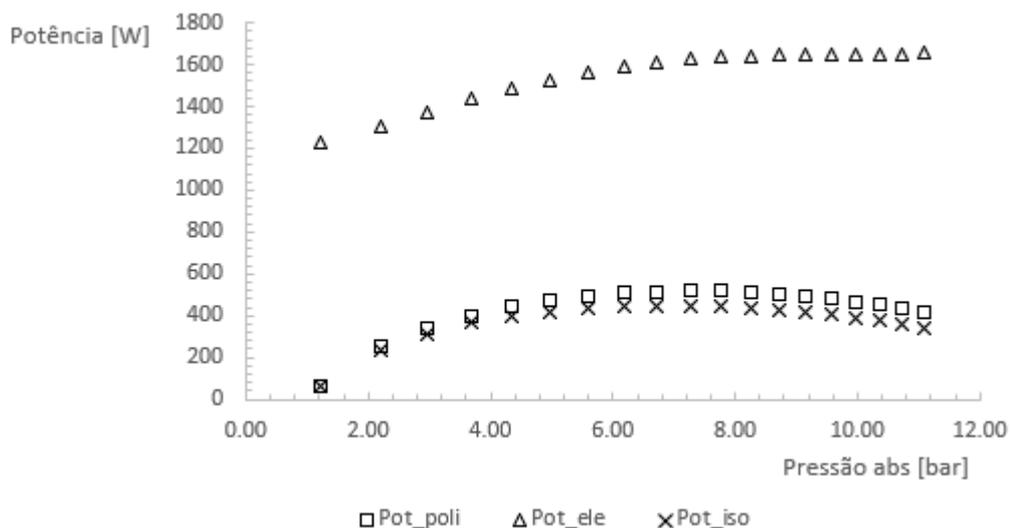


Figura 55-Gráfico representativo das diversas potências, tanto calculadas como medidas (aquisição computadorizada).

Comparando a Figura 49 com a Figura 55, que representam as diversas potências na aquisição de dados manual e na aquisição de dados computadorizada respetivamente, é possível notar que a variação das potências ao longo do aumento de pressão em ambos os casos de aquisição de dados é bastante idêntica.

#### 5.4 Comparação de erros com a aquisição de dados manual

Na presente secção apresenta-se uma comparação dos erros associados aos valores médios das variáveis medidas para cada método de aquisição de dados.

Em relação ao erro aleatório da temperatura média este varia entre 2,5 e 29,6%. Na pressão média o erro aleatório varia entre 1,4 e 10,8%, no caudal médio o erro aleatório varia entre 2,5 e 6,1% e na potência média varia entre 0,7% e 4,2%. No Anexo A encontram-se todos os valores obtidos dos erros, bem como os cálculos efetuados e na Tabela 11 apresentam-se os diversos erros obtidos em cada método de aquisição para uma fácil comparação.

Tabela 11- Erros aleatórios em cada método de aquisição de dados

Variáveis	Temperatura média			Pressão média			Caudal médio			Potência média		
	Min.	Médio	Max.	Min.	Médio	Max.	Min.	Médio	Max.	Min.	Médio	Max.
Erros relativos												
ADM	2,0%	5,2%	25,7%	0,0%	1,2%	3,4%	0,8%	1,8%	4,5%	0,2%	0,9%	2,7%
ADC	2,5%	9,1%	29,6%	1,4%	3,6%	10,8%	2,5%	4,2%	6,1%	0,7%	1,4%	4,2%

Da Tabela 11 é também possível retirar que, em geral, o erro aleatório na aquisição de dados computadorizada é mais elevado. Isto deve-se ao facto de apenas se terem realizado três ensaios, e eventualmente também devido à resolução na aquisição dos valores da massa e da temperatura ser mais baixa. Na medição da pressão, a diferença do erro entre os dois métodos é menor, devido ao facto da resolução do transdutor de pressão ser elevada. Em conclusão, um aumento do número de ensaios levaria a uma diminuição do erro do valor médio para valores semelhantes aos obtidos com a aquisição de dados manual.

## 6 Análise ao rendimento volumétrico

No presente capítulo é feita uma análise mais profunda ao rendimento volumétrico, sendo que inicialmente se apresentam as várias equações que tentam descrever a sua evolução ao longo da pressão à saída do compressor. De seguida, apresentam-se os resultados obtidos e comparam-se com os resultados reais.

### 6.1 Pressupostos iniciais

Como já foi referido na secção 2.4.4, o rendimento volumétrico caracteriza o bom enchimento do cilindro, pelo que é um parâmetro bastante relevante e importante. Este termo também é alvo de mais estudo pois, o seu valor teórico não é de 100% e o seu valor real é difícil de definir numa equação numérica.

Como já foi apresentado, na equação do rendimento volumétrico real, equação (2.22), existe um termo  $\Omega$ , que contabiliza efeitos adversos presentes. Contudo, não existe na literatura consultada nenhum valor exato deste parâmetro, isto é, não existe nenhuma equação universal pelo que terá de ser analisado caso a caso.

Uma solução para a equação do rendimento volumétrico real proposta por Air e Institute (1961) é apresentada na equação (6.1):

$$\eta_v = 0,96 - \varepsilon \left[ \left( \frac{Z_a}{Z_d} \right) \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] - e_v \quad (6.1)$$

onde  $e_v$  é um fator de correção que contabiliza as fugas entre o êmbolo e o cilindro, bem como a perda de carga existente no escoamento através das válvulas;  $Z_a$  é o fator de compressibilidade do gás na admissão e  $Z_d$  é o fator de compressibilidade do gás na descarga.

De notar que o valor do fator de compressibilidade é igual a 1 para gases perfeitos, portanto, no presente caso, estes coeficientes podem ser omitidos da equação (6.1). Outro aspeto a observar é o valor do primeiro termo presente na equação (2.21), de valor 1, foi substituído por 0,96, um valor escolhido arbitrariamente para representar, que mesmo com uma razão de volume morto,  $\varepsilon$ , nula o rendimento volumétrico teórico não seja 100%, isto devido ao incompleto enchimento do cilindro durante a admissão causado pela perda de carga na válvula de admissão, para a válvula abrir, e assim entrar ar, a pressão dentro do cilindro tem de baixar para valores inferiores à pressão atmosférica. Este valor pode variar conforme haja lubrificação ou não, ou sejam usados outros gases que não o ar. Por exemplo, no propano ou outro gás pesado, o valor a colocar deveria ser de 0,97 (Air e Institute 1961).

Outra forma de se obter o rendimento volumétrico real, pode ser desenvolvida utilizando como base a equação (2.20). A ideia desta nova equação advém de uma análise às trocas térmicas na expansão dos gases residuais do ciclo de compressão. Como o ponto 4 da Figura 12 é que vai “controlar” a quantidade de ar realmente aspirado, pois a admissão só ocorre a partir deste ponto, é então vantajoso incluir alguma propriedade deste na expressão do

rendimento volumétrico. Sabendo que, neste caso, se pode tratar o ar como gás perfeito, pode-se assumir  $V_4 = P_3/P_4 \times T_4/T_3 \times V_3$  e tendo em conta o conceito de razão de espaço morto, é possível obter a equação (6.2) que traduz, de uma forma diferente, o rendimento volumétrico teórico:

$$\begin{aligned} \eta_{V,t} &= \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} = \frac{V_1 - V_3 \frac{T_4}{T_3} \frac{P_3}{P_4}}{V_1 - V_3} = \frac{V_1 - V_3 \frac{T_4}{T_3} \frac{P_3}{P_4}}{\frac{V_3}{\varepsilon}} \\ &= \varepsilon \frac{V_1 - V_3 \frac{T_4}{T_3} \frac{P_3}{P_4}}{V_3} = \varepsilon \left( \frac{V_1}{V_3} - \frac{T_4}{T_3} \frac{P_3}{P_4} \right) \end{aligned} \quad (6.2)$$

onde,  $P_3/P_4$  é a razão de pressão do compressor,  $V_1/V_3$  é a taxa de compressão e  $\varepsilon$  é a razão de espaço morto.

Para verificar se a equação (6.2) está matematicamente correta, esta pode ser manipulada, utilizando as relações politrópicas, equação (2.4) ficará no formato mais conhecido da expressão do rendimento volumétrico, patente na equação (6.3), sendo que  $P_3/P_4 = P_2/P_1$ . De notar que a equação (6.3) e (2.21) são idênticas.

$$\begin{aligned} \eta_{V,t} &= \varepsilon \left( \frac{V_1}{V_3} - \frac{T_4}{T_3} \frac{P_3}{P_4} \right) = \varepsilon \left( \frac{V_1}{V_3} - \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-n}{n}} \frac{P_3}{P_4} \right) \\ &= \varepsilon \left( \frac{V_1}{V_3} - \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1}{n}} \right) = \varepsilon \left( \frac{V_1 - V_3 + V_3}{V_3} - \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1}{n}} \right) \\ &= \varepsilon \left( \frac{V_1 - V_3}{V_3} + \frac{V_3}{V_3} - \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1}{n}} \right) = \varepsilon \left( \frac{1}{\varepsilon} + 1 - \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1}{n}} \right) \\ &= 1 - \varepsilon \left[ \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \end{aligned} \quad (6.3)$$

Para se obter a equação do rendimento volumétrico real é preciso adicionar à equação (6.2) o parâmetro  $\Omega$  que contabiliza todas as irreversibilidades presentes no ciclo real. Este foi obtido seguindo o seguinte raciocínio. Utilizando a equação (2.22) e sabendo que no instante inicial  $P_2 = P_1$ , ao ser feita esta substituição, apenas vai sobrar o termo  $\Omega$  conforme apresentado na equação (6.4).

$$\begin{aligned} \eta_{V,rp=1} &= \Omega \left\{ 1 - \varepsilon \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} \\ \eta_{V,rp=1} &= \Omega \end{aligned} \quad (6.4)$$

Sendo o valor do  $\Omega$  igual ao rendimento volumétrico para a razão de pressão igual a 1, ver equação (6.4), pode-se multiplicar este na equação (6.2) e obtém-se uma “nova” equação para a obtenção do rendimento volumétrico real, descrita na equação (6.5).

$$\eta_V = \eta_{V,rp=1} \left[ \varepsilon \left( \frac{V_1}{V_3} - \frac{T_4}{T_3} \frac{P_3}{P_4} \right) \right] \quad (6.5)$$

Em relação ao valor de  $T_4/T_3$ , é importante referir que, este quociente é esperado ser maior que 1, pois como já foi apresentado na secção 2.4.2, a temperatura  $T_4$  pode ser superior a  $T_3$  no ciclo de compressão real, pelo menos para razões de pressão elevadas, embora num valor médio deste cociente, que conduza a um melhor ajuste entre valores teóricos e experimentais numa gama alargada de pressões de descarga, não se possa excluir a possibilidade de este ser inferior à unidade. Este quociente pode ser otimizado através do uso da funcionalidade presente no software *MSExcels*<sup>®</sup>, denominada de “Goal Seek” onde o objetivo foi o de minimizar o erro médio entre o rendimento volumétrico experimental, equação (2.22), e o rendimento volumétrico descrito pela equação (6.5).

## 6.2 Resultados

Apresentam-se agora os resultados obtidos no estudo feito em torno do rendimento volumétrico, sendo que se utilizou apenas o valor médio das variáveis medidas nos 6 ensaios efetuados com a aquisição de dados manual. Utilizou-se o valor médio pois o erro aleatório associado é bastante reduzido, sendo que na temperatura média o erro aleatório varia entre 15,2 e 1,2%. Na pressão média o erro aleatório varia entre 3,4 e 0,3% e no caudal médio o erro aleatório varia entre 2,4 e 4,5%. No Anexo A encontram-se todos os valores obtidos para os erros, bem como os cálculos efetuados.

Em relação à equação (6.5), foram substituídas as variáveis pelos respetivos valores numéricos conforme a equação (6.6). Apresenta-se também a equação (2.18) pois esta será a base de comparação em relação aos valores obtidos nas equações (6.4) e (6.6).

$$\eta_V = 0,731 \left[ 0,0579 \left( 18,3 - 0,79 \frac{P_2}{0,996} \right) \right] \quad (6.6)$$

$$\eta_V = \frac{\text{Débito de ar livre}}{\dot{V}_t} \quad (2.18)$$

Na Figura 56, apresenta-se então a curva do rendimento volumétrico experimental, obtido pela equação (2.18) utilizando o caudal médio experimental, em função da pressão do ar à saída do compressor. Encontra-se também a curva do rendimento volumétrico experimental, mas utilizando a equação (6.6).

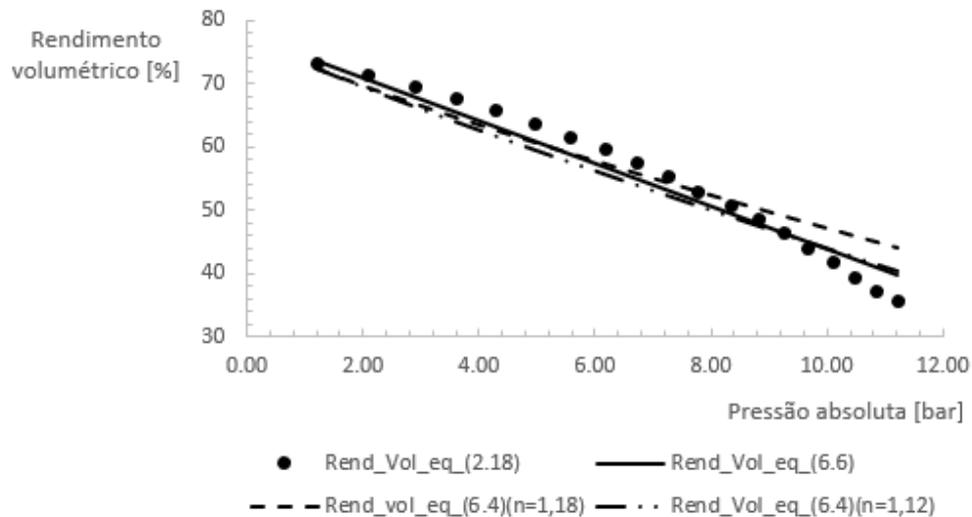


Figura 56- Comparação entre o rendimento volumétrico experimental e resultados homólogos obtidos por abordagens teóricas, mas com alguns parâmetros experimentais.

Em relação ao erro cometido nesta aproximação, isto é, na utilização da equação (6.5) para descrever a evolução do rendimento volumétrico real, na Tabela 12 apresentam-se os erros para o instante inicial e final, bem como o erro mínimo e médio.

Tabela 12- Erros associados à utilização da equação (6.5).

Erro para $P=P_{inicial}$	Erro para $P=P_{final}$	Erro mínimo	Erro médio	Erro máximo
0,7%	11,0%	0,007%	4,0%	11,0%

É também importante avaliar o desempenho da equação tradicional (6.4) com o desempenho da nova equação (6.5). Assim, foram realizadas duas abordagens, apresentadas na Figura 56 pelas linhas a traço interrompido. Inicialmente, foi usada a equação (6.4) com  $n=1,18$ , valor médio do expoente politrópico dos ensaios na aquisição de dados manual. Numa segunda abordagem foi otimizado o valor de  $n$ , utilizando a funcionalidade “Goal Seek” do *MSExcél*<sup>®</sup> com o objetivo de diminuir o somatório dos erros associados da aproximação da equação (6.4) à evolução do rendimento volumétrico real. O valor do expoente politrópico obtido foi de  $n=1,12$ , e na Tabela 13 encontram-se os diferentes erros associados a cada uma das abordagens.

Tabela 13- Erros associados à utilização da equação (6.4).

	Erro para $P=P_{inicial}$	Erro para $P=P_{final}$	Erro mínimo	Erro médio	Erro máximo
$n=1,18$	0,9%	18,8%	0,1%	6,0%	18,8 %
$n_{otimizado}=1,12$	1,0%	11,6%	0,1%	5,4%	11,6%

Comparando a Tabela 12 e a Tabela 13, é possível concluir que utilizando o valor de  $n=1,18$ , os erros são um pouco superiores em relação aos erros utilizando a equação (6.5). Usando a segunda abordagem obtiveram-se erros bastante semelhantes aos erros utilizando a equação (6.5), no entanto, o valor do expoente politrópico é bastante inferior,  $n=1,12$ . Este é um valor pouco comum, pois normalmente o valor de  $n$  encontra-se entre 1,3 e 1,4. Concluindo, a equação 6.5 consegue pois, um melhor ajuste aos valores experimentais do rendimento volumétrico o que poderá significar que traduz melhor os fenômenos que ocorrem

num compressor. Para se poder confirmar o que estes dados sugerem, seriam necessários realizar mais testes com diferentes compressores.

Foi também calculada a pressão máxima absoluta do compressor utilizando a equação (6.6), sendo que foi obtido um valor de 11,30 bar. Em comparação com o valor real da pressão máxima, de 11,22 bar, não existem diferenças significativas.

## 7 Protocolo e procedimento experimental

Tendo a presente dissertação como objetivo a elaboração de uma instalação didática, é então necessária a criação de um possível protocolo e procedimento experimental para ser usado aquando da utilização da instalação, estando estes apresentados no presente capítulo. É também necessária a criação de uma ficha de resultados para ser preenchida com os resultados relevantes, estando esta apresentada no Anexo F.

### 7.1 Introdução

O compressor alternativo é uma máquina bastante versátil para a compressão de ar ou de outros gases, como por exemplo fluidos frigorígenos, pois este tipo de compressor está presente nos frigoríficos e arcas congeladoras domésticas. O seu funcionamento é bastante simples, no entanto, torna-se num bom objeto de estudo por ser possível “observar” diversos fenómenos termodinâmicos, como o efeito da variação de pressão num gás, como por exemplo a variação da massa específica do ar, a forma como esta compressão/transformação evolui, isto é, por um processo politrópico, isotérmico ou adiabático. É também possível fazer um estudo mais focado na área da mecânica dos fluidos, pois vão existir perdas de carga ao longo do escoamento, desde o ponto em que o ar sai do cilindro do compressor até chegar ao tanque que o armazena pressurizado.

Complicações práticas, como a necessidade de acomodar as válvulas de admissão e escape ou perdas de carga no escoamento, fazem com que o caudal efetivamente debitado, denominado de débito de ar livre, seja bastante diferente do caudal teórico debitado. Sendo o rendimento volumétrico o quociente entre o débito de ar livre e o caudal debitado teoricamente, é importante referir que este é sempre inferior a 100%, mesmo no ciclo de compressão teórico.

O estudo do compressor alternativo reveste-se pois de interesse prático e no presente trabalho experimental vão analisar-se alguns aspetos, considerados mais importantes, destas máquinas.

### 7.2 Objetivos

Com este trabalho pretende-se analisar o desempenho de uma instalação didática de um compressor de ar. Para isto, é necessário medir a variação da massa de ar que entra no tanque, a temperatura à saída do compressor, a potência elétrica e a pressão no interior do tanque. Com estas variáveis medidas ao longo do tempo de funcionamento é então possível obter o caudal admitido pelo compressor em função da pressão de descarga do compressor e consequentemente obter a potência politrópica, rendimento politrópico, bem como o rendimento volumétrico. A determinação das incertezas experimentais inerentes às medições efetuadas também deverá ser realizada.

### 7.3 Teoria

Os compressores são dispositivos que fornecem energia a um fluido, neste caso um gás, com o objetivo de lhe aumentar a pressão e conseqüentemente a massa específica. Para analisar estas máquinas, podem utilizar-se considerações básicas sobre conservação de energia e quantidade de movimento (Munson 2006). Neste caso, o fluido de trabalho é o ar, sendo que este, teoricamente, não é um gás perfeito. No entanto, uma análise comparativa entre a gama de pressões típica, demonstrou que apenas se incorre num erro relativo máximo na ordem de grandeza dos 3%, pelo que a utilização da equação dos gases perfeitos é válida, equação (6.1).

$$P v = R T \quad (6.1)$$

Conseqüentemente é plausível utilizar as equações (6.2), (6.3) e (6.4) que representam as relações politrópicas, na análise da compressão e expansão do ar.

$$P v^n = P_0 v_0^n \quad (6.2)$$

$$T v^{n-1} = T_0 v_0^{n-1} \quad (6.3)$$

$$P T^{\frac{n}{1-n}} = P_0 T_0^{\frac{n}{1-n}} \quad (6.4)$$

A constituição de um compressor alternativo é bastante simples, pelo que são compostos pelo sistema de biela-manivela que transforma o movimento rotacional num movimento alternado, sendo que no extremo superior da biela está presente o êmbolo. Existem também válvulas de retenção para a admissão e descarga do ar. Estes podem ser divididos por ciclos. Cada ciclo de compressão é composto por dois cursos, sendo que o curso se define como a distância percorrida no movimento completo de ida ou volta do êmbolo, ou seja, a distância entre o ponto morto superior, PMS, e o ponto morto inferior, PMI. Outra característica inerente ao conceito do curso é a cilindrada, sendo esta definida como o volume varrido pelo êmbolo, ou seja, o volume compreendido entre o PMI e o PMS. Cada ciclo é composto por 4 fases, estando estas representadas em função da posição do êmbolo na Figura 57.

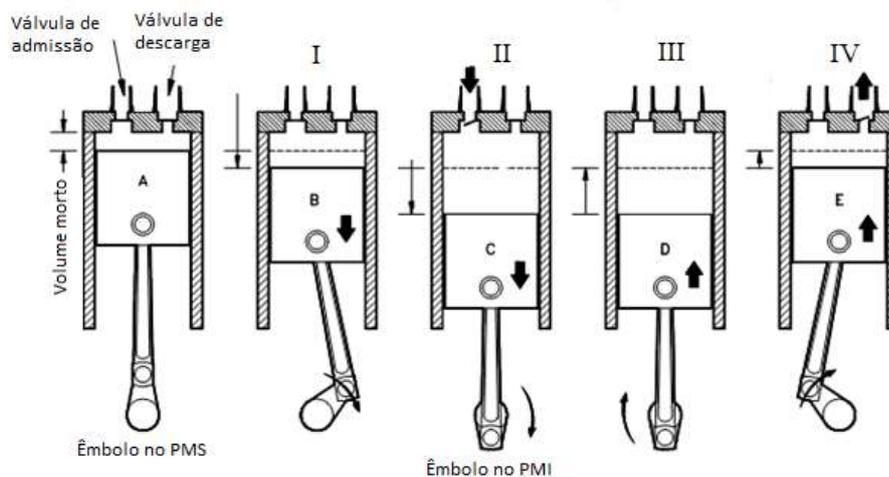


Figura 57-Diferentes fases do ciclo de compressão de um compressor alternativo onde: I-expansão do volume morto ou residual; II- Admissão de ar, III- compressão do ar; IV- descarga (protocolo).

Na Figura 58 apresenta-se o digrama  $P$ - $V$  representante do ciclo de compressão teórico onde a linha 4-1 representa a fase de admissão, a linha 1-2 a fase de compressão, a linha 2-3 a descarga do ar e a linha 3-4 representa a expansão do volume de ar residual. Este volume de ar residual,  $V_3$ , existe uma vez que é necessário acomodar as válvulas de admissão e escape.

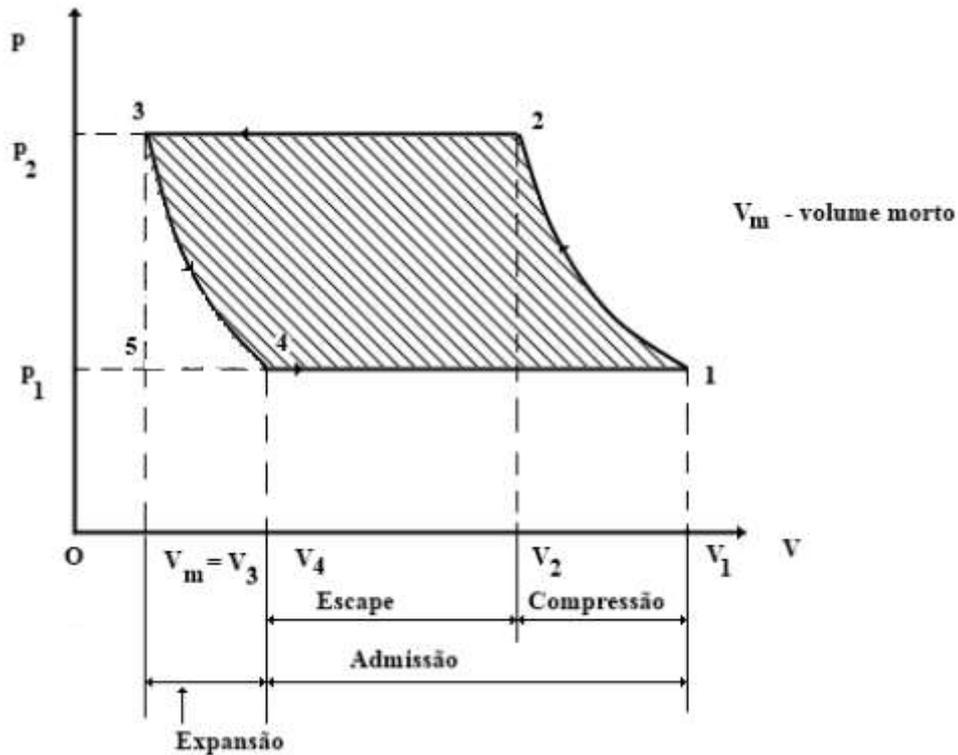


Figura 58-Ciclo teórico de compressão com volume morto (Pinho 2016) (protocolo).

A evolução descrita pela linha 1-2, ou seja, a compressão propriamente dita, pode ser uma de três tipos, apresentadas no diagrama  $P$ - $V$  presente na Figura 59. Para uma compressão rápida em que não existe troca de calor com o exterior, assume-se uma evolução adiabática reversível (evolução politrópica com  $n=c_p/c_v$ , 1,4 no caso do ar). Se a compressão for muito lenta, existem trocas de calor com o exterior e será uma evolução isotérmica reversível. O caso intermédio e mais real, onde existem trocas de calor com o exterior, mas estas não são suficientes para manter a temperatura constante, será um processo politrópico reversível, onde o valor da constante politrópica,  $n$ , estará compreendido normalmente entre 1,3 e 1,4 (Pinho 2016).

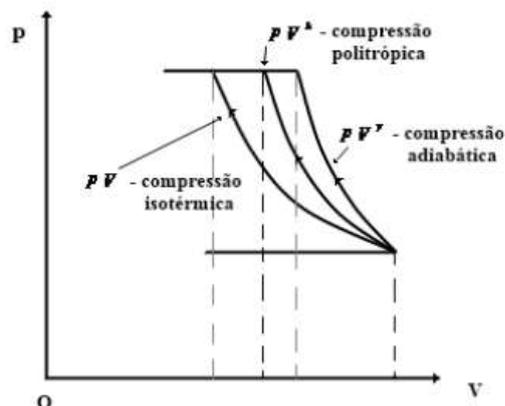


Figura 59-Diferentes tipos de processos de compressão (Pinho 2016) (protocolo).

Sabendo que o trabalho do ciclo pode ser obtido pela área a tracejado do diagrama  $P$ - $V$ , é possível obter a expressão do trabalho e posteriormente a expressão da potência para os diversos tipos de compressão, sendo a equação (6.5) a da potência politrópica e a equação (6.6) da potência isotérmica:

$$\dot{W}_{\text{ciclo,politropico}} = \frac{n}{n-1} \dot{m}_{ad} R T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (6.5)$$

$$\dot{W}_{\text{ciclo,isotermico}} = \dot{m}_{ad} R T_1 \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (6.6)$$

onde  $\dot{m}_{ad}$  é o caudal mássico admitido pelo compressor,  $R$  é a constante particular do ar e  $n$  é o expoente politrópico.

Em relação às perdas de carga presentes na instalação, estas podem ser divididas em duas categorias. Perdas de carga em linha que se regem pela equação de Darcy-Weisbach, equação (6.7) e perdas de carga localizadas que se regem pela equação de Darcy-Weisbach mas modificada (6.8):

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{u^2}{2} \rho \quad (6.7)$$

onde  $\Delta P$ , é a perda de carga,  $f$  o fator de atrito,  $L$  o comprimento da tubagem,  $D$  o diâmetro da tubagem,  $u$  a velocidade do escoamento e  $\rho$  a massa volúmica do fluido.

$$\Delta p = K \frac{u^2}{2} \rho \quad (6.8)$$

onde  $K$ , é o coeficiente de perda de carga localizada.

Os valores de  $K$  estão apresentados na tabela 6.1, onde o coeficiente de perda de carga  $K_{v\_escp}$  está associado à perda de carga na válvula de escape,  $K_{exp}$  no canhão à saída do compressor,  $K_T$  no “T” de latão que aloja o termopar,  $K_{est}$  no canhão adjacente à válvula de antirretorno,  $K_{ant\_ret}$  na válvula de antirretorno presente à entrada do tanque, e por fim,  $K_{exp\_t}$  na expansão do ar ao entrar no tanque. Existe também perda de carga em linha devido à mangueira utilizada,  $f_{mangueira}$ .

Tabela 14-Valores dos coeficientes de perda de carga localizada e do coeficiente de atrito (protocolo).

$K_{v\_escp}$	$K_{exp}$	$K_T$	$f_{mangueira}$	$K_{est}$	$K_{ant\_ret}$	$K_{exp\_t}$
11,89	0,18	0,2	0,012	0,18	1,0	1,0

Em relação ao rendimento volumétrico, este pode-se obter utilizando a equação (6.9)

$$\eta_v = \frac{\text{Débito de ar livre}}{\dot{V}_t} \quad (6.9)$$

onde o débito de ar livre é o caudal realmente debitado pelo compressor, e  $\dot{V}_t$  é o caudal volúmico teórico, definido pela equação (6.10):

$$\dot{V}_t = \frac{\pi d^2}{4} l \frac{N}{60} i \quad (6.10)$$

onde  $D$  é o diâmetro do cilindro,  $l$  é o curso do êmbolo,  $i$  é o número de cilindros  $N$  é a rotação em rpm.

Uma expressão alternativa para descrever o rendimento volumétrico, é apresentada na equação (6.11):

$$\eta_V = \eta_{V,rp=1} \left[ \varepsilon \left( \frac{V_1}{V_3} - \frac{T_4 P_3}{T_3 P_4} \right) \right] \quad (6.11)$$

onde  $\varepsilon = \frac{V_3}{V_1 - V_3}$  é a razão de espaço morto,  $V_1/V_3$  é a taxa de compressão, sendo esta igual a 18,3,  $T_4/T_3$  é uma constante e de valor inferior a 1 e  $\eta_{V,rp=1}$  é o rendimento volumétrico quando  $P_2/P_1=1$ , ou seja, no instante inicial em que se liga o compressor.

Para se obter o valor do débito de ar livre e conseqüentemente o rendimento volumétrico, é necessário utilizar a curva de ajuste da rotação versus pressão absoluta no interior do tanque, visível na Figura 60. Esta curva apenas é válida para o presente compressor.

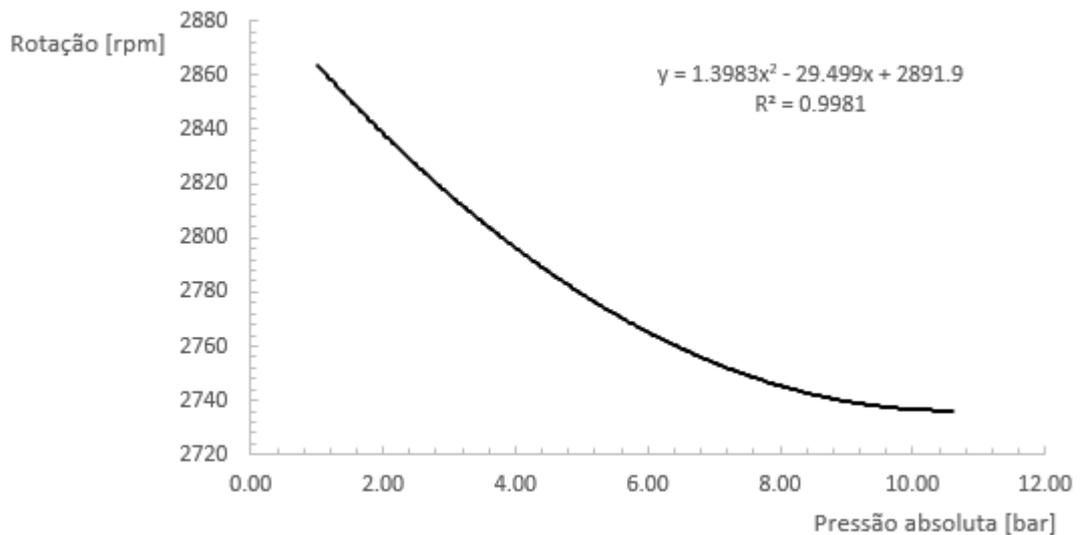


Figura 60-Curva de ajuste rotação versus pressão absoluta (protocolo).

Para se obter o rendimento politrópico, determinado pela equação (6.12) é necessário substituir a potência de veio, pela potência elétrica. Desta forma, o rendimento politrópico calculado também irá contabilizar as perdas inerentes no motor elétrico.

$$\eta_{pol} = \frac{\dot{W}_{ciclo, politropico}}{\dot{W}_{veio}} \quad (6.12)$$

O rendimento politrópico é definido pela razão entre a potência mínima necessária, segundo um ciclo de compressão ideal por um processo politrópico, sobre a potência de veio realmente utilizada para efetuar o ciclo de compressão. Este rendimento pode ser denominado como o rendimento hidráulico e evidencia todas as perdas existentes num dado compressor (Hanlon 2001).

## 7.4 Instalação e procedimento

A instalação, apresentada esquematicamente na Figura 61, é constituída pelo compressor em si, com um caudal teórico de 250 L/min, e com uma curva de rotação versus pressão apresentada na Figura 60. Existe um “T” de latão onde está inserido um termopar tipo T, da classe standard, uma mangueira de comprimento  $L=1,5\text{m}$  e diâmetro interno de  $D_m=8,4\text{mm}$ , um manómetro digital e um contador de energia eléctrica (apresentado na Figura C-3 do Anexo C). A instalação também conta com uma válvula de macho esférica, denominada por válvula de alívio, sendo que esta deve ser aberta no final do ensaio para libertar o ar residual presente na mangueira.

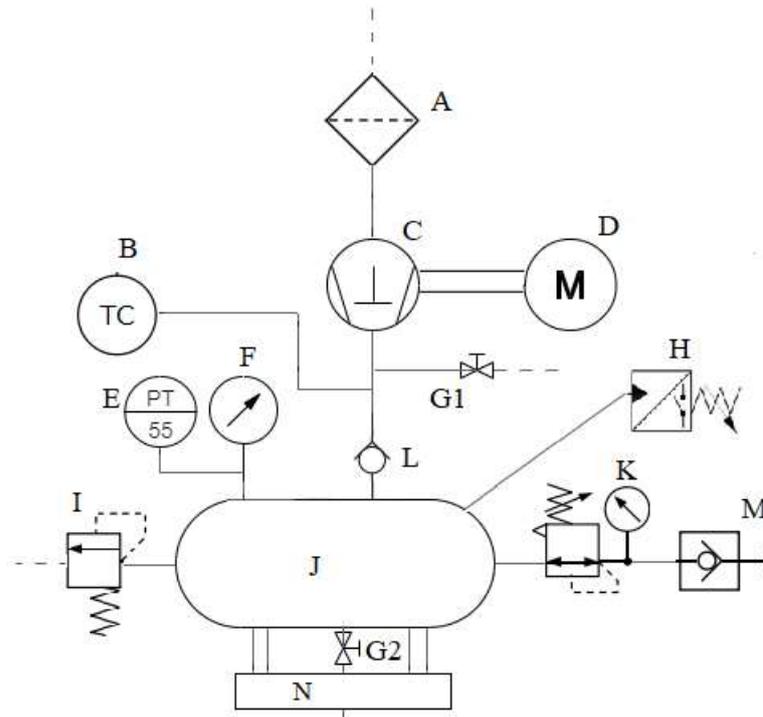


Figura 61-Esquema da instalação didática desenvolvida onde: A-filtro de ar; B-termopar tipo T; C-compressor alternativo; D-motor eléctrico; E-transdutor de pressão; F-manómetro digital; G1 e G2- válvula de alívio manual e válvula de drenagem, respetivamente; H-pressostato; I-válvula de segurança; J-tanque; K-válvula redutora de pressão; L-válvula antirretorno; M-conector para acessórios; N-balança.

Antes de se começar o ensaio, deve-se ligar a balança sem nada por cima da mesma. Só depois de esta estar ligada é que se deve pôr o tanque em cima. É importante o tanque estar bem centrado na balança e sem tocar nas guias laterais, pelo que se isso acontecer os dados da massa no interior do tanque irão estar completamente errados e terá de se repetir o ensaio. Neste ponto pode-se fazer o zero da balança e também ligar o programa que se encontra no computador feito no software *LabVIEW*, ver Figura C-2 do Anexo C. Neste, apresenta-se a pressão no interior do tanque, o consumo de energia eléctrica, a massa no interior do tanque, o intervalo de recolha e o tempo de funcionamento. É então necessário escolher o intervalo de aquisição de dados, sendo que este valor deve ser diferente de zero.

Caso a recolha de dados seja computadorizada, e com os passos anteriores realizados, pode-se carregar no botão de *play* destacado com um círculo, na Figura C-2 do Anexo C, e de seguida pode-se ligar o disjuntor que se encontra na lateral do contador de energia. Durante o decorrer do ensaio, é boa prática estar atento aos valores apresentados para detetar alguma ocorrência fora do normal. Quando o compressor se desligar, deve-se desligar o disjuntor e esperar um tempo igual ao intervalo de recolha antes de carregar no botão stop, para que haja tempo para que os últimos dados sejam escritos no ficheiro Excel. É também necessário abrir a válvula de alívio para libertar a pressão residual dentro da mangueira. Pode-se então

recolher os dados, já presentes num ficheiro Excel, cuja localização está indicada numa caixa presente na interface do programa, e preencher a ficha de resultados, que se encontra no Anexo F. É importante copiar este ficheiro para outra localização e apagar o original, para não haver conflito numa próxima realização da experiência. Na análise de dados é necessário obter o caudal a partir da massa, bem como obter a potência elétrica a partir da energia elétrica consumida. Estes cálculos estão explicados e apresentados no Anexo B.

Caso a recolha de dados tenha de ser feita manualmente, todo o procedimento exterior ao da medição em si é o mesmo. Por outro lado, é então necessário medir sincronizadamente todas as variáveis, ou seja, a pressão, a massa, a potência elétrica e a temperatura, com recurso a um cronómetro. Em relação aos equipamentos de leitura a utilizar estes estão apresentados e legendados na Figura 62. Por último, é necessário preencher a ficha de resultados presente no Anexo F.

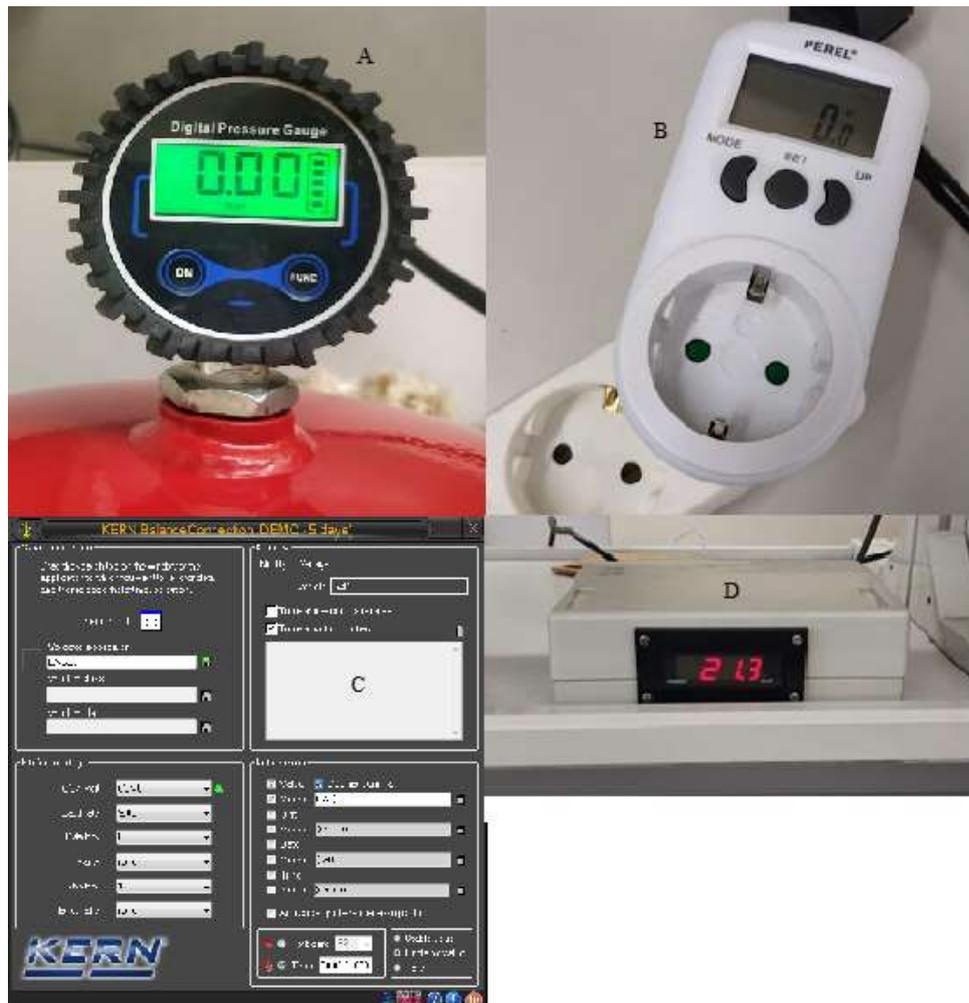


Figura 62-Equipamentos a utilizar na aquisição de dados manual onde: A-manómetro digital; B-medidor de potência elétrica; C-software dedicado da balança; D-display e leitor de termopares.

## 8 Conclusões

Da análise feita ao ciclo de compressão é possível concluir que o ar pode ser tratado como gás perfeito, sem diferenças significativas relativamente a utilizar o gás como gás real, sendo que o erro cometido para uma gama de pressões de 1 a 10 bar é de cerca de 1,3%. Pode-se concluir que o aumento de pressão afasta o comportamento de gás perfeito, no entanto o aumento de temperatura favorece o comportamento de gás perfeito, pois  $Z$ , fator de compressibilidade, tende para 1. Na compressão em si, a relação de pressão-temperatura pode ser descrita por uma relação politrópica de expoente aproximadamente igual a 1,2. O erro das temperaturas experimentais em relação às obtidas por uma evolução politrópica é bastante baixo. Utilizando a média dos valores obtidos de cada variável nos 5 ensaios da aquisição de dados manual o valor máximo do erro é de 7,4%.

Relativamente à instalação em si, esta tem bastantes características positivas, pois pode ser utilizada para testar outros compressores facilmente. É apenas uma questão de desapertar os apoios do motor e a mangueira de saída do compressor. Outra característica bastante útil é o facto de permitir calcular o rendimento volumétrico, pois é conhecida a curva característica rotação versus pressão, a cilindrada e também se consegue obter facilmente o caudal real debitado ou aspirado pelo compressor. Uma desvantagem é o facto de a leitura da pressão ser feita no tanque e não à saída do compressor, pelo que é necessário calcular as perdas de carga desde o tanque até ao compressor. Uma possível evolução a ser feita na instalação é a otimização do código do programa em *LabVIEW*, pois a resolução da massa pode ser melhorada. Outras funcionalidades que se poderiam acrescentar são a de o programa iniciar quando se liga o disjuntor e colocar a válvula de alívio automática com recurso a uma electroválvula. Por último, fazendo uma comparação com a instalação original, foi possível notar um aumento significativo no caudal debitado até meio da gama de pressões de funcionamento, isto devido ao facto de se ter desativado a válvula de alívio original.

Na aquisição de dados manual existem mais intervenientes e portanto, existe uma maior possibilidade de erros. No entanto, a resolução do leitor de termopar e da balança é mais alta, pelo que poderia ter alguma vantagem. Por outro lado, na aquisição de dados computadorizada, o equipamento de leitura de potência é de maior confiança e, como é usado um programa para fazer a recolha de dados, não vão existir erros quer de leitura quer de sincronização. No geral, os erros associados ao caso da aquisição de dados manual, são menores, pois, conforme já foi mencionado, os equipamentos usados têm uma maior resolução. O facto de se terem realizado mais ensaios neste método de aquisição também levou a uma diminuição dos erros obtidos.

No estudo feito ao rendimento volumétrico, foi possível concluir que este é um parâmetro algo difícil de descrever por uma expressão analítica em toda a gama de funcionamento. Assim a principal equação que existe para descrever a variação do mesmo baseia-se em casos experimentais e onde existem parâmetros que são bastante difíceis de obter. Contudo, obteve-se uma nova equação para descrever o rendimento volumétrico experimental, sendo que esta advém de uma análise às trocas térmicas na expansão, ou seja, a temperatura dos gases residuais está agora de algum modo presente na equação pois esta temperatura é que vai reger a quantidade de ar realmente aspirado.

No caso presente, esta nova equação, a equação (6.5), conseguiu um melhor ajuste aos valores experimentais do rendimento volumétrico que a equação tradicional, equação (6.4), o que poderá significar que a primeira traduz melhor os fenômenos que ocorrem num compressor. O erro médio é respetivamente de 4,0% e de 6,0%. De referir que o valor do expoente politrópico usado foi de  $n=1,18$ , obtido experimentalmente. Utilizando a equação (6.4) mas otimizando o valor do expoente politrópico de forma a diminuir o erro associado à aproximação do rendimento volumétrico real, obtêm-se valores de erro mais próximos aos da utilização da equação (6.5), mas sempre superiores, sendo que o erro médio foi agora de 5,4%, isto é, 35% superior. No entanto, o valor do expoente politrópico otimizado,  $n=1,12$ , valor médio do ciclo, não traduz a evolução da relação pressão-temperatura real à saída do compressor, pelo que fisicamente poderá significar que o expoente da politrópica para o processo de expansão é diferente, e inferior, ao valor homólogo do processo de compressão. A discussão sobre o funcionamento do compressor real já apontava também nesse sentido.

Para se poder confirmar o desempenho da nova equação que estes dados sugerem, seria necessário no futuro realizar mais testes com diferentes compressores.

## Referências

Air, Compressed e Gas Institute, 1961, *Compressed Air and Gas Handbook: A Reference Book on All Phases of Industrial Air and Gas Compressors, and Compressed-air-powered Portable Tools and Rock Drills Used in Industry*: Compressed Air and Gas Institute.

Bcaire 2013, "Driver for Omega UTC-USB", último acesso: 2-6-2020. <https://forums.ni.com/t5/LabVIEW/Driver-for-Omega-UTC-USB/td-2360528?profile.language=en>.

Boles, M.A., Y.A. Cengel e P.M.C. Gomes, 2013, *Termodinâmica*: MCGRAW HILL - ARTMED.

Boswirth, H. H. Weiss;L. 1982. "A Simple but Efficient Equipment for Experimental Determination of Valve LOSS Coefficients Under Compressible and Steady Flow Conditions". Comunicação apresentada em International Compressor Engineering Conference.

Brown, R.N., 2005, *Compressors: Selection and Sizing* Elsevier Science.

Einhell\_Portugal\_Lda, 2020, "Compressor TE-AC 270/50/10", último acesso: março 2020. <https://www.einhell.pt/shop/pt-pt/te-ac-270-50-10.html>.

GlobalSpec, IEEE, 2020, "Air Pressure Regulators Information", último acesso: abril 2020. [https://www.globalspec.com/learnmore/flow\\_control\\_fluid\\_transfer/valves/air\\_pressure\\_regulators](https://www.globalspec.com/learnmore/flow_control_fluid_transfer/valves/air_pressure_regulators).

GmbH, G.U.N.T. Gerätebau, 2020, "ET 512 Compressed air generation plant with piston compressor", último acesso: março 2020. <https://www.gunt.de/en/products/fluid-machinery/thermal-fluid-energy-machines/fans-and-compressors/compressed-air-generation-plant-with-piston-compressor/061.51200/et512/glct-1:pa-148:ca-728:pr-241>.

Hanlon, Paul, 2001, *Compressor Handbook*.

Hidraulicart, 2016, "Cálculo Perdas de Carga numa Tubagem", último acesso: fevereiro 2020. <https://www.hidraulicart.pt/calculo-perdas-de-carga-2/>.

Hudson, Glyn, 2017, "Monitoring energy via utility meter pulse output", último acesso: 05-06-2020. <https://learn.openenergymonitor.org/electricity-monitoring/pulse-counting/introduction-to-pulse-counting>.

Instruments, National. 2015. "USER GUIDE NI USB-6008/6009".

Munson, Bruce Roy, 2006, *Fundamentals of Fluid Mechanics 7th Edition*.

Neutrium, 2012, "Absolute roughness of pipe material", último acesso: abril 2020. [https://neutrium.net/fluid\\_flow/absolute-roughness/](https://neutrium.net/fluid_flow/absolute-roughness/).

Noria, 2005, "Reciprocating Compressor Basics", último acesso: março 2020. <https://www.machinerylubrication.com/Read/775/reciprocating-compressor>.

Pinho, Carlos. 2016. "Sistemas Térmicos".

Tameson, 2020, "Pressure Regulators – Design Principles, Types and applications", último acesso: março 2020. <https://tameson.com/pressure-regulator.html>.

Tecquipment, 2020, "RECIPROCATING COMPRESSOR MODULE", último acesso: março 2020. <https://www.tecquipment.com/pt/reciprocating-compressor-module>.

## Anexo A: Análise de erros

Sendo a presente dissertação de natureza experimental, nas medições efetuadas vão estar associados erros, quer aleatórios quer sistemáticos. No presente anexo apresentar-se-á os erros correspondentes a cada variável medida em ambos os métodos de aquisição de dados.

Começando pela medição de potência, em relação ao erro sistemático na aquisição de dados manual, este é dado pelo fabricante do aparelho. O valor é de  $\pm 2\%$  do valor máximo, para um intervalo entre 100 e 3600 W (máx) ou  $\pm 1$  W para um intervalo entre 0 e 100 W. Isto significa que o erro sistemático para as leituras efetuadas,  $B_P$ , é de  $\pm 72$  W.

Para se obter o erro aleatório dos resultados de cada instante de tempo foi preciso aplicar o critério de Chauvenet, um critério estatístico para averiguar se algum dos resultados está “fora do comum” e dessa forma pode ser rejeitado. Para se obter o intervalo entre o qual os resultados se devem encontrar, isto é, obter o desvio máximo permitido,  $x_{máx}$ , é necessário calcular a média de cada amostra temporal,  $\bar{X}$ , fazer o desvio padrão de cada amostra,  $S_X$ , obter o valor de  $\tau$ , denominado de desvio normalizado, presente na Figura A-1 onde  $N$  é o número de resultados de cada amostra temporal. Com uso da equação (A.1) é possível obter o valor do desvio máximo permitido.

$$x_{máx} = \tau \times S_X \quad (A.1)$$

$N$	$\tau = X_{máx}/S_X$	$N$	$\tau = X_{máx}/S_X$
3	1.38	20	2.24
4	1.53	21	2.26
5	1.64	22	2.28
6	1.73	23	2.29
7	1.80	24	2.31
8	1.86	25	2.33
9	1.91	26	2.34
10	1.96	27	2.36
11	2.00	28	2.37
12	2.04	29	2.38
13	2.07	30	2.39
14	2.10	40	2.50
15	2.13	50	2.58
16	2.15	60	2.64
17	2.18	70	2.69
18	2.20	80	2.73
19	2.22	90	2.77

Figura A-1-Valores do desvio normalizado para diferentes valores de N (Coelho 2019).

Caso algum valor esteja fora do intervalo, é necessário fazer o desvio padrão da amostra de novo, e dessa forma pode-se calcular o erro aleatório do valor médio da potência de cada amostra temporal com um intervalo de confiança de 95% pela equação (A.2).

$$P_{\bar{x}} = \frac{t S_x}{\sqrt{N}} \quad (A.2)$$

Para se obter o erro aleatório do valor individual da variável medida, a equação (A.3) deve ser usada.

$$P_x = t S_x \quad (A.3)$$

Os ensaios utilizados nos cálculos da aquisição manual foram os mesmos que foram apresentados no Capítulo 4, isto é, os ensaios “12\_Mar”, “10\_Mar”, “9\_Mar\_1”, “9\_Mar\_2”, “9\_Mar\_3” e “4\_Mar”, sendo que este último apenas foi usado nos cálculos relativos ao caudal. Na aquisição computadorizada, foram utilizados os ensaios apresentados no Capítulo 5, isto é, os ensaios “16\_Jun”, “17\_Jun” e “18\_Jun”.

Os valores dos erros aleatórios individuais para cada instante temporal em cada caso de aquisição de dados estão apresentados na Tabela A-1.

Tabela A-1-Valores do erro aleatório absoluto da potência elétrica em cada instante temporal.

Tempo [s]	Erro aleatório individual ADM ± [W]	Erro aleatório individual ADC ± [W]
0	7	88
10	80	62
20	54	44
30	52	35
40	46	32
50	49	32
60	41	32
70	33	31
80	28	30
90	27	28
100	24	27
110	24	26
120	21	24
130	22	23
140	21	21
150	25	21

Tabela A-1-Valores do erro aleatório absoluto da potência elétrica em cada instante temporal (continuação).

160	22	26
170	11	40
180	16	61

Em relação às restantes variáveis, o procedimento para obter os valores do erro aleatório é semelhante ao apresentado anteriormente.

No que diz respeito à medição de temperatura o valor do erro sistemático em ambos os métodos de medição é de  $\pm 1,0$  °C ou  $\pm 0,75\%$  do valor lido, escolhendo-se o maior valor, conforme explicito na tabela de termopares do tipo T. Neste caso, o erro sistemático na medição de temperatura,  $B_T$ , vai variar ao longo do funcionamento do compressor. Em relação ao erro aleatório do valor individual da temperatura,  $P_T P_{\bar{T}}$ , obtido seguindo o procedimento anterior, obtiveram-se os valores apresentados na Tabela A-2 tanto para a aquisição de dados manual como para a aquisição de dados computadorizada.

Tabela A-2-Valores do erro aleatório absoluto da temperatura em cada instante temporal.

Tempo [s]	Erro aleatório individual ADM $\pm$ [°C]	Erro aleatório individual ADC $\pm$ [°C]
0	20.0	13,1
10	21.7	10,8
20	22.7	8,6
30	22.6	18,8
40	18.7	27,7
50	16.6	24,5
60	21.1	21,7
70	16.1	19,4
80	16.1	15,1
90	14.3	15,1
100	13.9	17,9
110	13.6	21,2
120	12.8	13,8
130	12.4	12,4
140	12.7	11,4
150	11.9	10,8
160	11.8	8,6
170	11.0	6,6
180	10.8	8,6

Na medição de pressão, na aquisição de dados manual, como não existe informação do fabricante em relação ao erro sistemático, assume-se o valor de metade da menor divisão da escala, ou seja,  $B_p = \pm 0,01/2 = \pm 0,005$  [bar]. Na aquisição de dados computadorizada o erro sistemático é explicitado pelo fabricante sendo que este é igual a 0,25% do valor de fim de escala. Com isto o erro é igual a  $0,0025 \times 10 = 0,025$  bar. Em relação ao erro aleatório,  $P_p$   $P_{\bar{p}}$  este apresenta-se na Tabela A-3 assim como os valores médios da pressão relativa para cada instante temporal.

Tabela A-3-Valores do erro aleatório absoluto da pressão em cada instante temporal.

Tempo [s]	Erro aleatório individual ADM $\pm$ [bar]	Erro aleatório individual ADC $\pm$ [bar]
0	0,00	0,12
10	0,04	0,36
20	0,07	0,33
30	0,04	0,33
40	0,07	0,32
50	0,07	0,29
60	0,07	0,29
70	0,07	0,29
80	0,04	0,31
90	0,04	0,30
100	0,00	0,32
110	0,04	0,31
120	0,06	0,33
130	0,09	0,30
140	0,07	0,29
150	0,07	0,29
160	0,09	0,30
170	0,07	0,29
180	0,04	0,26

No que diz respeito ao caudal, este já foi convertido de [g/s] para [L/min] a uma temperatura de 0°C e 1 atm, mas como já foi apresentado na secção 4.3, os erros associados são semelhantes. Em relação ao erro sistemático este é desprezável pois está-se a trabalhar com variações de massa. Em relação ao erro aleatório relativo do caudal médio,  $P_{\bar{c}}$ , este apresenta-se na Tabela A-4 para cada caso de aquisição de dados. Novamente, os valores apresentados serão de 10s em 10s para uma visualização mais simples, no entanto, todos os cálculos foram feitos para os valores recolhidos de 2s em 2s. De notar que na Tabela A-4 a última linha corresponde ao instante temporal de t=176s e não 180s, isto porque, em alguns ensaios, como a massa estava a ser medida automaticamente através do software da balança, a variação da massa já era negativa nos instantes finais.

Tabela A-4-Valores do erro aleatório relativo do caudal em cada instante temporal

Tempo [s]	Erro aleatório caudal médio ADM %	Erro aleatório caudal médio ADC %
0	2,4	6,14
10	2,2	5,87
20	2,1	5,59
30	1,9	5,30
40	1,7	4,99
50	1,5	4,66
60	1,3	4,32
70	1,1	3,98
80	0,9	3,62
90	0,8	3,27
100	0,8	2,95
110	1,0	2,68
120	1,3	2,52
130	1,7	2,54
140	2,2	2,78
150	2,7	3,26
160	3,3	3,96
170	4,0	4,85
176	4,5	5,93

## Anexo B: Método para o cálculo do caudal e conversão de potência

No presente anexo, explica-se, com recurso dois ensaios realizados, a forma como se calculou o caudal de ar que entra no tanque através da medição da massa e como se calculou o valor da potência elétrica, apenas necessário no caso da aquisição de dados computadorizada.

Analisando primeiro o método do caudal, no final de cada ensaio, recolheu-se o ficheiro Excel com o valor da massa que entra no compressor ao longo do tempo. Poder-se-ia fazer os cálculos com o peso total do tanque e acessórios, mas deste modo, a leitura e análise dos valores fica mais fácil e não existem diferenças significativas.

Na Tabela B-1, está presente o valor da massa em função do tempo para o ensaio “12\_Mar”. De notar, que os valores da massa, foram retirados de 2 em 2s e conseqüentemente o cálculo do caudal também foi feito com o uso de todos os dados, no entanto para a presente explicação apresenta-se a apenas os dados de 10 em 10s.

Tabela B-1-Valores da massa obtidos (de 10 em 10s).

Tempo [s]	Massa [g]
0	0,0
10	45,4
20	87,8
30	124,2
40	159,6
50	195,8
60	231,2
70	264,6
80	295,6
90	324,4
100	350,8
110	376,6
120	401,8
130	425,6
140	449
150	472

Tabela B-1- Valores da massa obtidos (de 10 em 10s) (continuação).

160	493,8
170	515

Com os dados presentes na Tabela B-1, cria-se um gráfico de dispersão e posteriormente adiciona-se uma função de regressão, neste caso, um polinómio de grau 2 e com 7 algarismos significativos nos coeficientes numa tentativa de diminuir o erro em cálculos posteriores. A Figura B-1 apresenta o gráfico da massa em função do tempo e nele também está presente a equação polinomial de segundo grau.

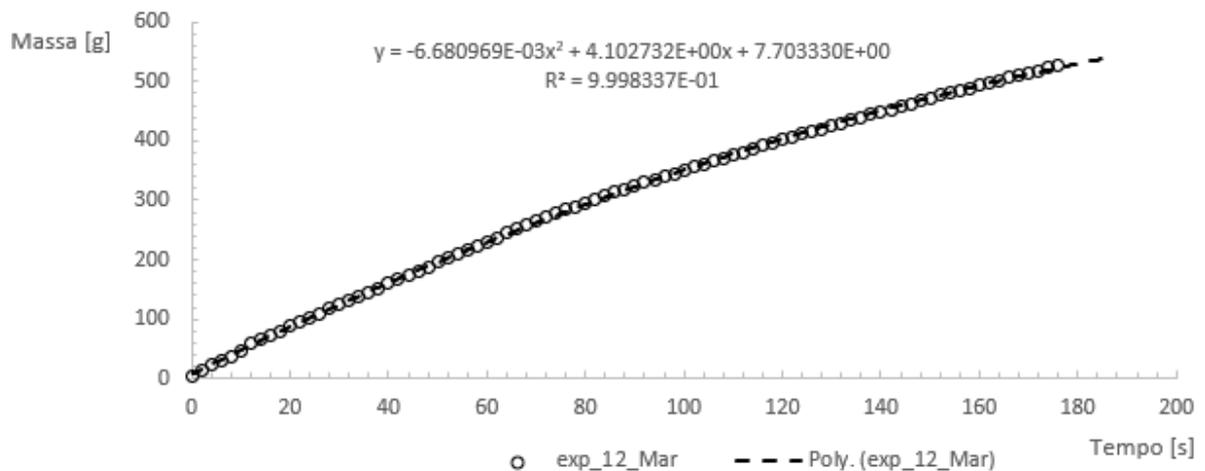


Figura B-1-Gráfico da massa em função do tempo com a reta de regressão.

Pela conservação de massa, o caudal mássico é igual à derivada da massa em relação ao tempo, conforme apresentado na equação (B.1).

$$\begin{aligned} \dot{m} = \frac{dm}{dt} &= \frac{d(-6,680969 \times 10^{-3} \times t^2 + 4,102732 \times t + 7.703330)}{dt} \\ &= -0,013361938 \times t + 4,102732 \end{aligned} \quad (B.1)$$

Com a equação do caudal obtida, basta simplesmente substituir a variável do tempo para cada instante e obtém-se o valor do caudal ao longo do tempo, conforme apresentado na

Tabela B-2. Para uma melhor compreensão dos valores do caudal, estes também se apresentam em [L/min].

Tabela B-2-Valores obtidos do caudal ao longo do tempo.

Tempo [s]	Caudal [g/s]	Caudal *[L/min]
0	4,10	193
10	3,97	187
20	3,84	180

Tabela B-2-Valores obtidos do caudal ao longo do tempo (continuação).

30	3,70	174
40	3,57	168
50	3,43	162
60	3,30	155
70	3,17	149
80	3,03	143
90	2,90	136
100	2,77	130
110	2,63	124
120	2,50	118
130	2,37	111
140	2,23	105
150	2,10	99
160	1,96	92
170	1,83	86

\* a 0°C e 1 atm

Em relação à conversão da potência, utilizou-se o ensaio “16\_Jun” como exemplo. Os valores foram medidos de 1 em 1s, mas para simplificação, estes apresentam-se na Tabela B-3 de 10 em 10s. De notar que os valores apresentados são apenas o somatório do número de vezes que o led piscou (1Wh por pisca), isto é, cada linha equivale à energia gasta até ao momento.

Tabela B-3-Valores obtidos da energia consumida ao longo do tempo.

Tempo [s]	Energia consumida [Wh]
0	0
10	4
20	8
30	12
40	16
50	20
60	24
70	29
80	33
90	37
100	42
110	47
120	51

Tabela B-3- Valores obtidos da energia consumida ao longo do tempo (continuação).

130	56
140	60
150	65
160	69
170	74
180	79

Com os dados presentes na Tabela B-3, cria-se um gráfico de dispersão e posteriormente adiciona-se uma função de regressão, neste caso, um polinômio de grau 4 e com 7 algarismos significativos numa tentativa de diminuir o erro. A Figura B-2 apresenta o gráfico da energia em função do tempo e nele também está presente a equação polinomial de quarto grau.

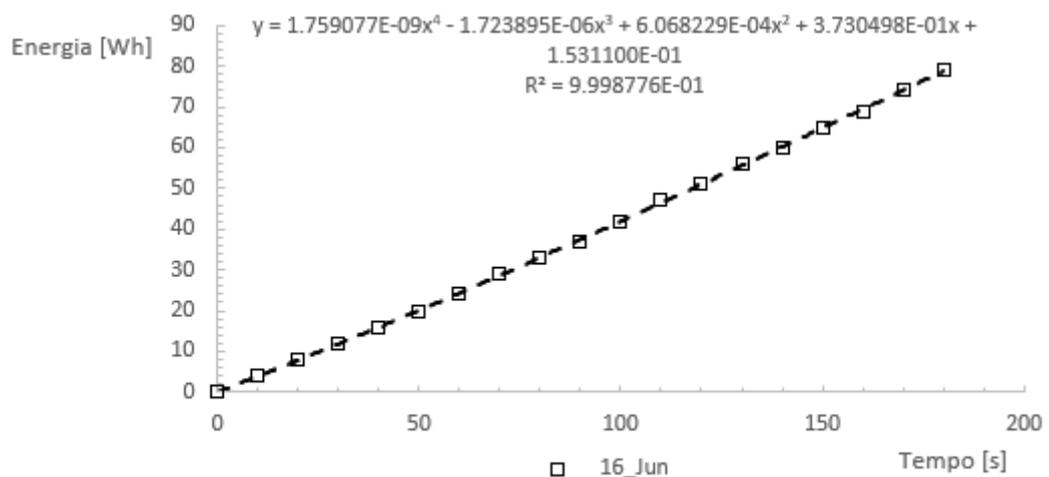


Figura B-2-Gráfico da energia em função do tempo com a reta de regressão.

Sendo o watt-hora definido como a quantidade de energia gasta por uma carga de 1 W durante uma hora, é então possível obter a potência fazendo a derivada da curva de ajuste polinomial, e multiplicando por 3600, pois 1 Wh=3600 J. Na equação (B.2) apresenta-se a expressão da potência em Watts.

$$\begin{aligned}
 W &= \frac{dEnergia}{dt} 3600 \\
 &= \frac{d(1.759077E - 09 t^4 - 1.723895E - 06 t^3 + 6.068229E - 04 t^2 + 3.730498E - 01 t + 1.531100E - 01)}{dt} 3600 \\
 &= 0.2533070880e - 4 t^3 - 0.1861806600e - 1 t^2 + 4.369124880 t + 1342.979280 \quad (B.2)
 \end{aligned}$$

Com a equação do caudal obtida, basta simplesmente substituir a variável do tempo para cada instante e obtém-se o valor da potência em Watts ao longo do tempo, conforme apresentado na Tabela B-4.

Tabela B-4-Valores da potência elétrica ao longo do tempo (aquisição computadorizada).

Tempo [s]	Potência [W]
0	1238
10	1317
20	1385
30	1443
40	1492
50	1532
60	1564
70	1589
80	1609
90	1623
100	1633
110	1640
120	1644
130	1646
140	1648
150	1650
160	1652
170	1657
180	1664

## Anexo C: Programa e circuito elétrico desenvolvido.

No presente anexo, explica-se e apresenta-se o programa desenvolvido em *LabVIEW* bem como o circuito elétrico da instalação para que esta seja de possível compreensão para outros.

Começando pelo programa, este é composto pelo painel frontal, que contém a interface, e pelo diagrama de blocos, que contém o código gráfico do programa.

Na Figura C-1 apresenta-se o diagrama de blocos construído sendo que para a aquisição de dados do termopar e da balança foi utilizado um subprograma, criado por Bcaire (2013), de forma a que o software consiga ler e detetar os dados, pois, nestes dois casos a ligação foi feita por USB e não através da placa de aquisição. Em relação ao programa em si, este é bastante simples pelo que os subprogramas para a recolha dos dados do termopar e da balança estão representados na Figura C-1 pelas letras (a) e (b) respetivamente. Os blocos “DAQ Assistantx” são responsáveis pela recolha de dados da placa de aquisição, o bloco “Time Delay” é responsável pelo intervalo de recolha, os blocos “Set Dynamic Data Attributes” apenas organizam as variáveis no ficheiro Excel, e o bloco “Write to Measurement File” é responsável pela escrita no ficheiro Excel.

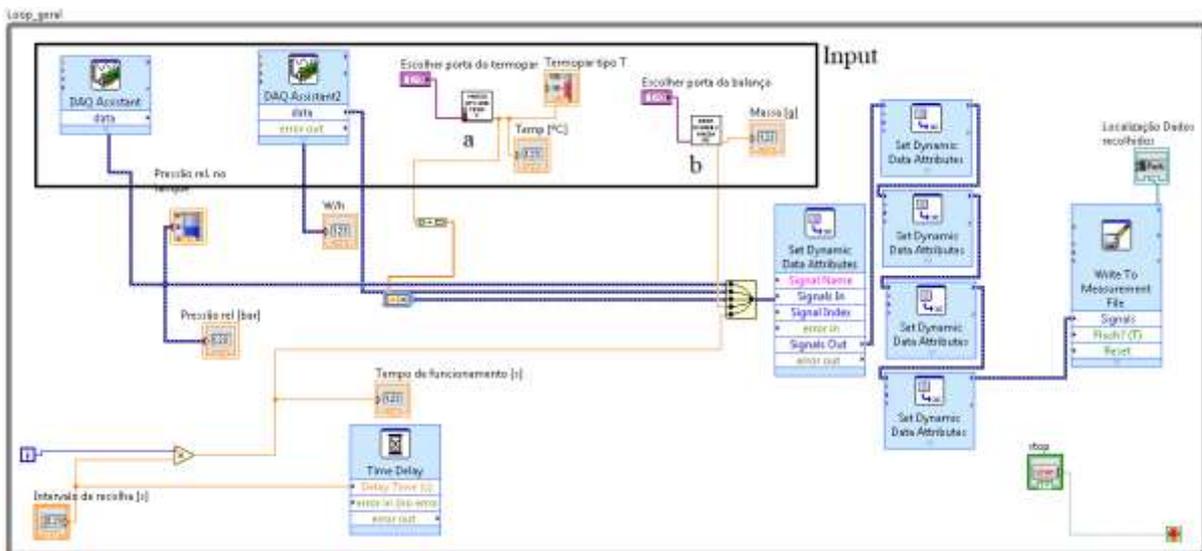


Figura C-1-Diagrama de blocos do programa desenvolvido.

Em relação à interface, ver Figura C-2, esta apresenta simplesmente os resultados conforme o intervalo de recolha, dos parâmetros medidos. De notar que é necessário escolher um valor diferente de zero para o intervalo de recolha. Em relação ao “output”, todos os dados são guardados num ficheiro Excel cuja localização é apresentada na respetiva caixa de visualização presente na interface. É importante referir que, no final de cada funcionamento do programa é estritamente necessário alterar o nome do ficheiro Excel ou mudar o ficheiro de localização, pois, se não se alterar um destes aspetos, vai gerar confusão na hora de analisar os dados pois ficam agrupados sem qualquer separação notável.

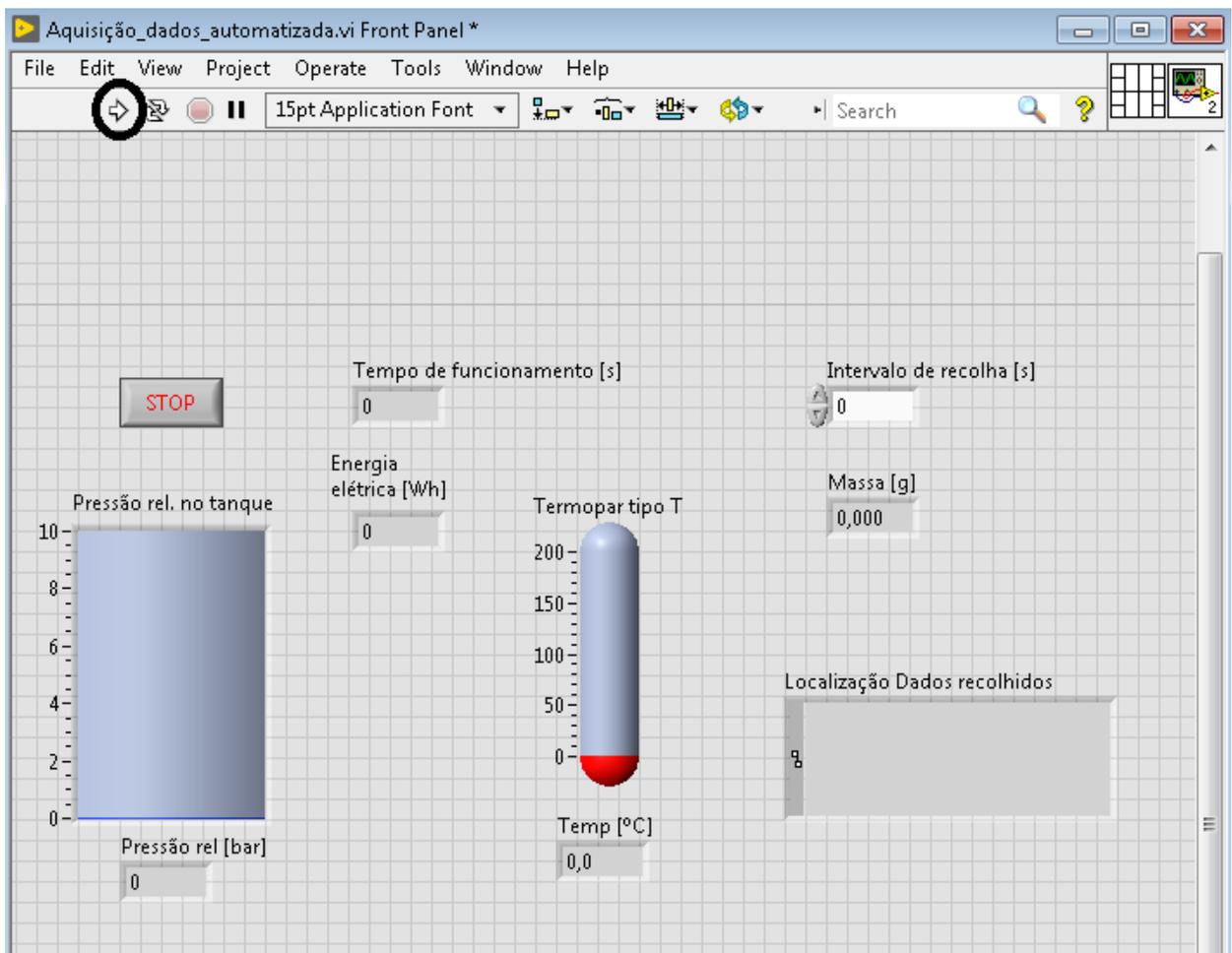


Figura C-2-Interface do programa desenvolvido.

Em relação ao circuito elétrico associado à instalação este está presente na Figura C-3, com a respetiva legenda.

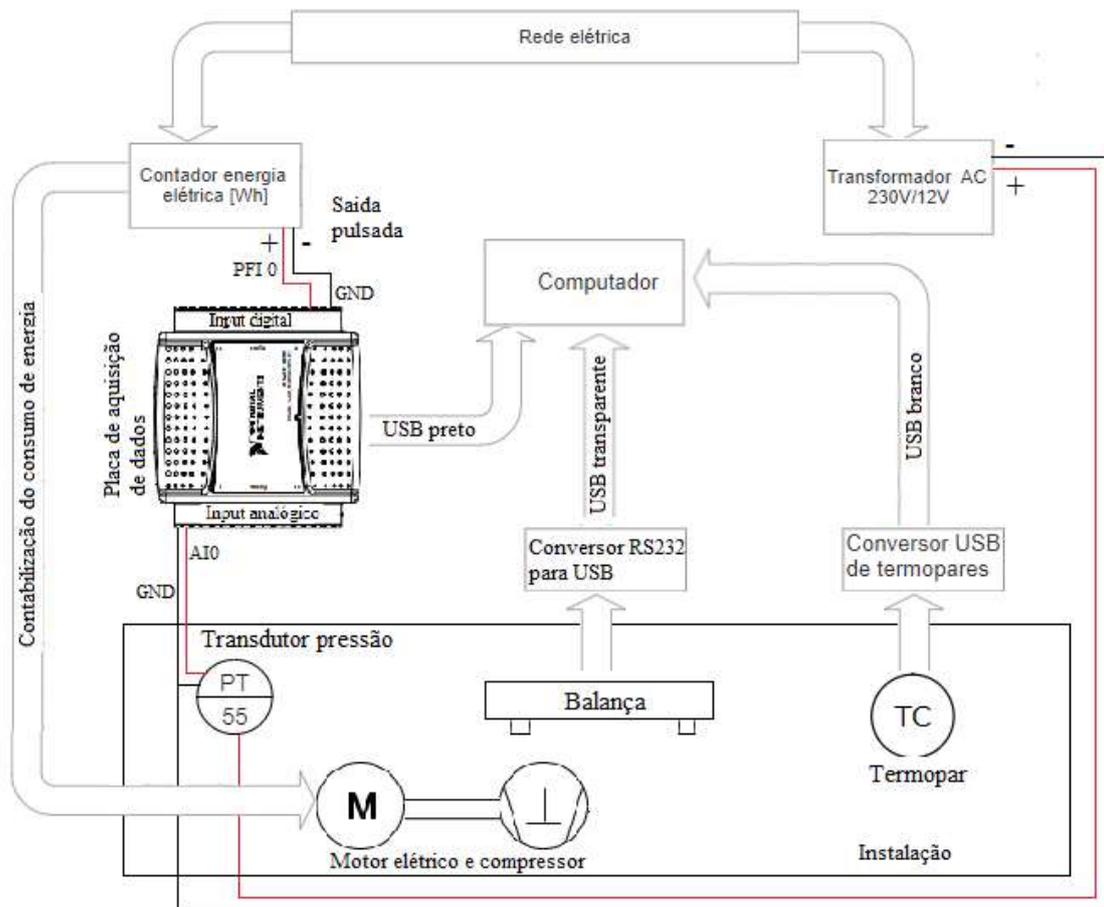


Figura C-3-Circuito elétrico da instalação.

## Anexo D: Resultados das medições em função do tempo

No presente anexo, estão apresentados os resultados das variáveis medidas em função da variável tempo, isto é, os resultados obtidos diretamente da medição experimental. Ao longo do tempo de realização da presente dissertação foram realizados 6 ensaios com a aquisição de dados manual, no entanto, no ensaio denominado de “4\_Mar”, apenas foi medida a variável massa, portanto, este ensaio apenas vai constar nas análises feitas relativamente ao caudal. Em relação à aquisição de dados computadorizada, apenas foram feitos três ensaios completos.

Começando pela aquisição de dados manual, a figura D-1 apresenta a massa de ar no tanque ao longo do tempo, sendo estes valores posteriormente usados para calcular o caudal, método apresentado e explicado no Anexo A. De referir que os resultados obtidos são bastante semelhantes, pois, como já foi referido na secção 4.1, a aquisição dos dados da massa no interior do tanque foi feita automaticamente através do software da balança.

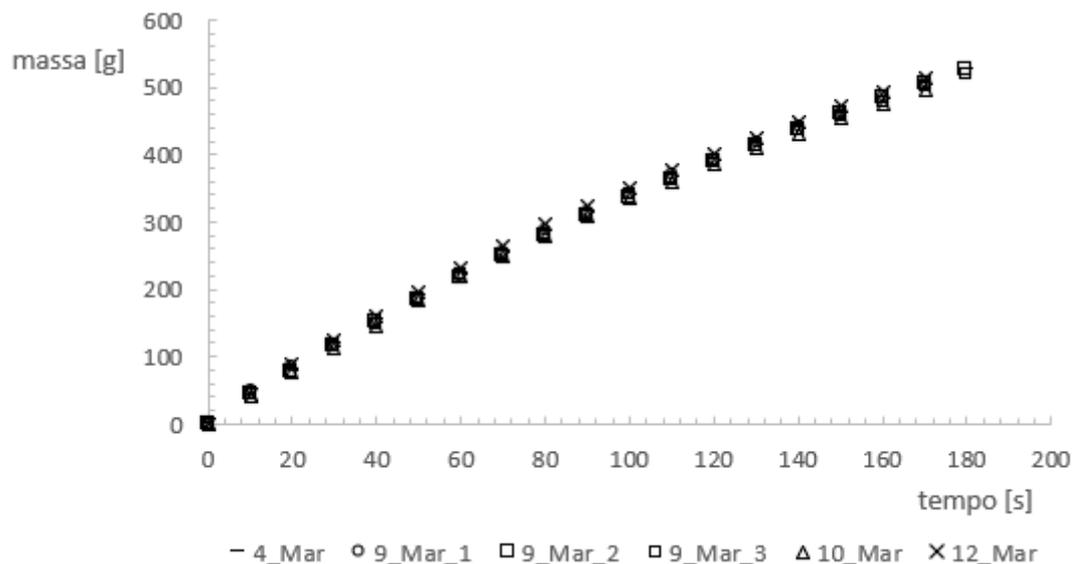


Figura D-1-Resultados da massa em função do tempo.

Na figura D-2, está presente a variação da temperatura ao longo do tempo. De notar que, em cada ensaio a temperatura inicial foi um pouco diferente, o que fez variar a massa específica do ar. No entanto, já foi visto na secção 4.1.4 que o caudal não irá variar significativamente. É importante notar que apenas o primeiro ensaio do dia vai ter uma temperatura inicial igual à temperatura ambiente.

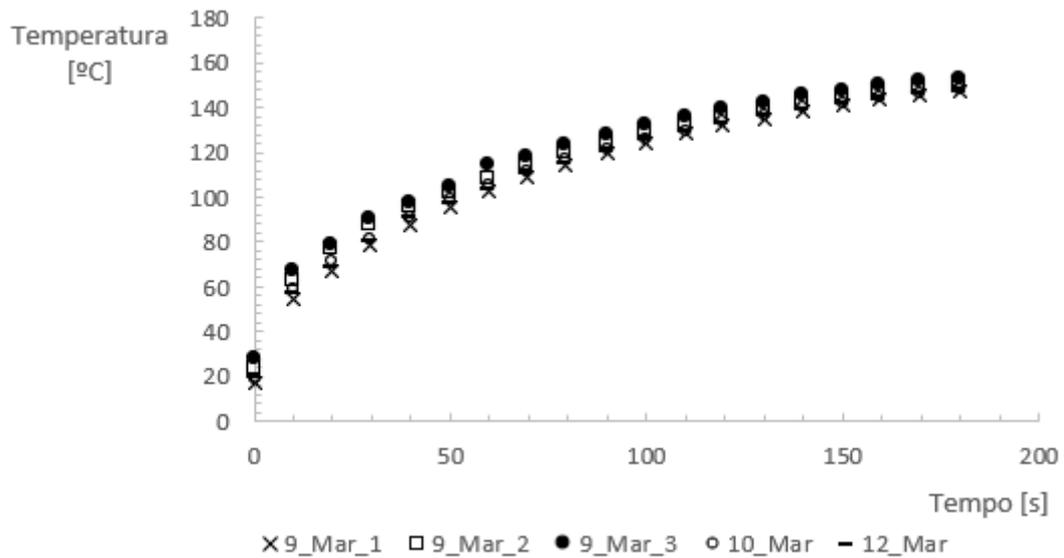


Figura D-2-Resultados da temperatura em função do tempo.

Em relação à velocidade de rotação, foram realizados três ensaios com uso do sensor ótico. Os valores obtidos foram bastante semelhantes, apresentados na figura D-3, onde está o gráfico da rotação em função do tempo. Apesar de se notar uma grande diferença entre os valores, isto deve-se ao facto de a escala do eixo das ordenadas estar cortada e começar nas 2700 rpm sendo a variação máxima de 41 RPM, que corresponde a uma variação relativa de 1,4 %.

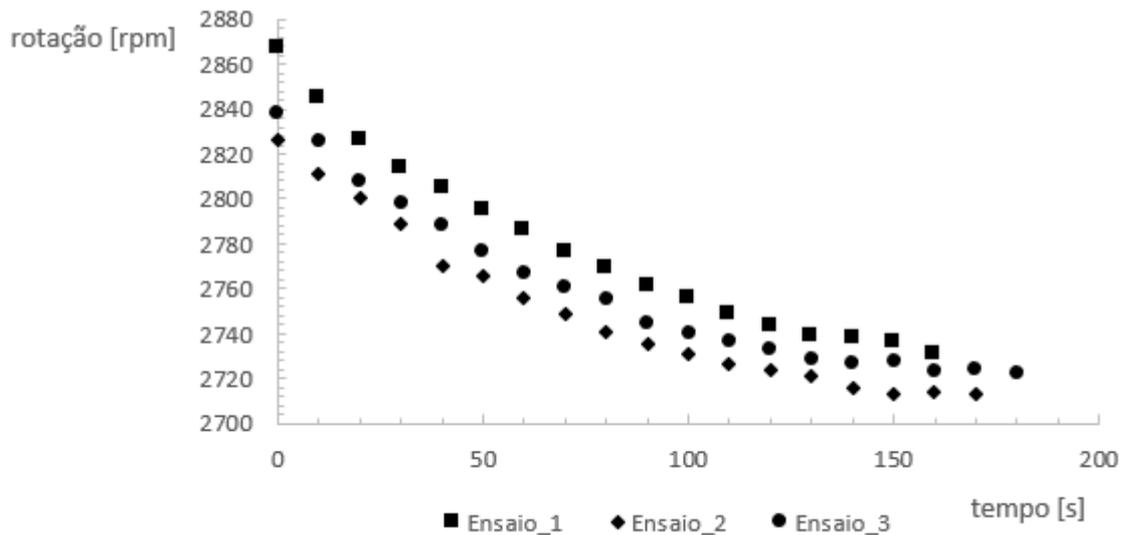


Figura D-3-Resultados da rotação em função do tempo.

Na medição da pressão do tanque, apesar da leitura “manual”, os valores foram novamente bastante semelhantes, como se pode verificar pela figura D-4, onde se apresenta a pressão no interior do tanque em função do tempo. Sinónimo que o caudal mássico também não variará de forma significativa.

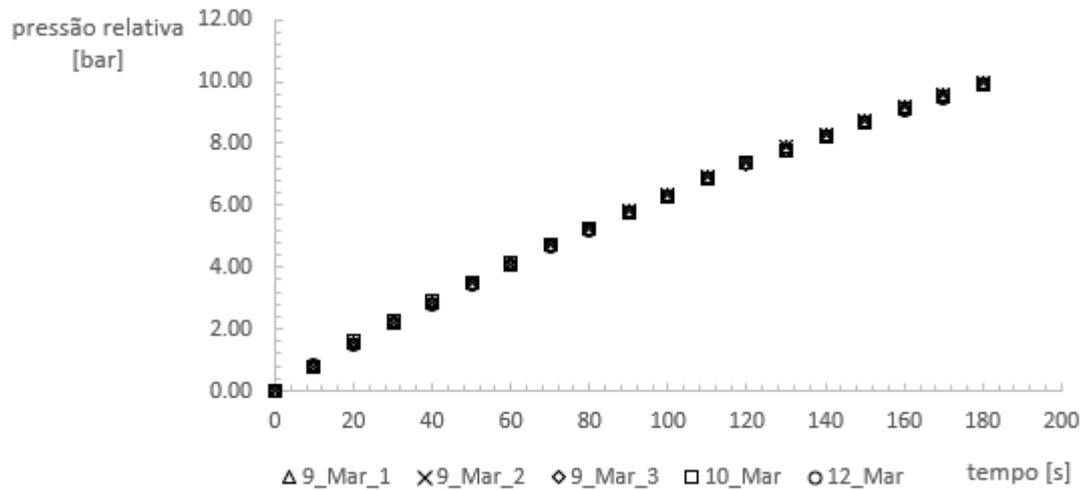


Figura D-4-Resultados da pressão em função do tempo.

Na Tabela D-1 apresentam-se os valores obtidos em função do tempo de todas as variáveis medidas com a aquisição de dados manual. Os valores apresentados estão de 10s em 10s numa tentativa de simplificar a visualização.

Tabela D-1-Valores das variáveis medidas com a ADM em função do tempo (de 10s em 10s).

Tempo [s]	Pressão relativa [bar]	Temperatura [°C]	Massa [g]	Potência elétrica [W]
0	0,00	21,2	0,0	1300
10	0,81	60,1	44,4	1345
20	1,54	72,6	81,4	1400
30	2,21	83,5	117,3	1448
40	2,85	92,5	152,3	1496
50	3,48	99,5	188,0	1537
60	4,09	106,8	222,3	1574
70	4,69	112,7	254,8	1610
80	5,23	117,8	284,7	1632
90	5,77	122,8	313,6	1651
100	6,29	127,5	341,0	1665
110	6,87	131,0	367,5	1673
120	7,36	134,8	392,3	1681
130	7,83	137,9	415,8	1687
140	8,26	140,9	439,4	1688
150	8,71	143,4	461,9	1690
160	9,13	145,4	483,9	1690
170	9,51	147,7	505,3	1694
180	9,92	149,5	-	1694

Em relação à aquisição de dados computadorizada, na figura D-5 apresenta-se a variação da massa ao longo do tempo. Os resultados obtidos foram bastante semelhantes entre eles, pelo que se tem uma boa repetibilidade dos ensaios. Em relação aos valores de massa, estes variam entre 0 e 530g, valores esperados.

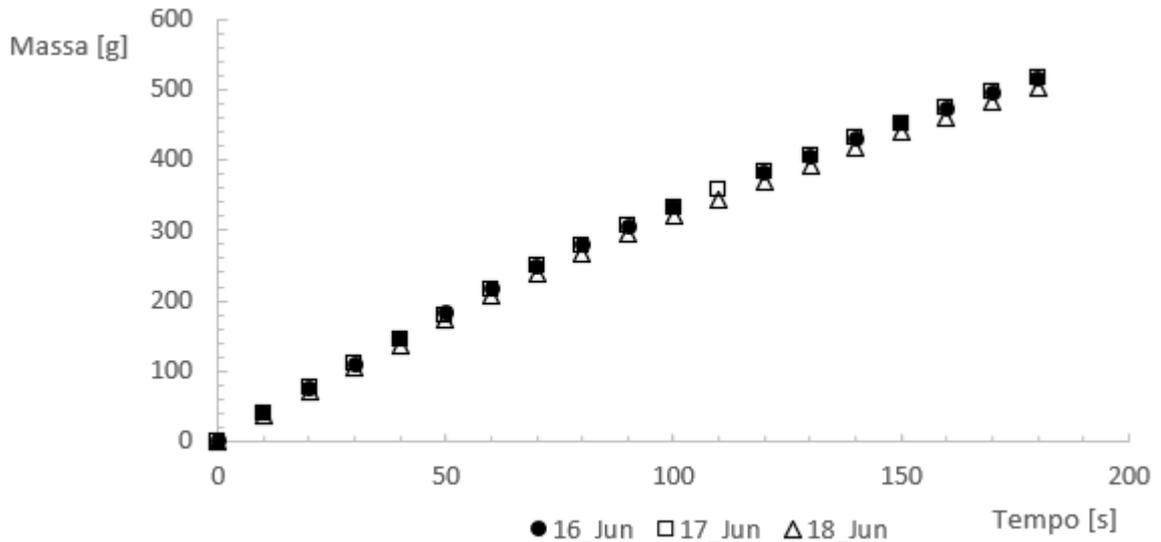


Figura D-5-Resultados da massa em função do tempo (aquisição computadorizada).

Relativamente à temperatura, os resultados obtidos foram novamente bastante semelhantes, patente na figura D-6 onde se apresenta a variação da temperatura em função do tempo. Esta variou entre a temperatura ambiente, cerca de 24 °C, e os 150 °C.

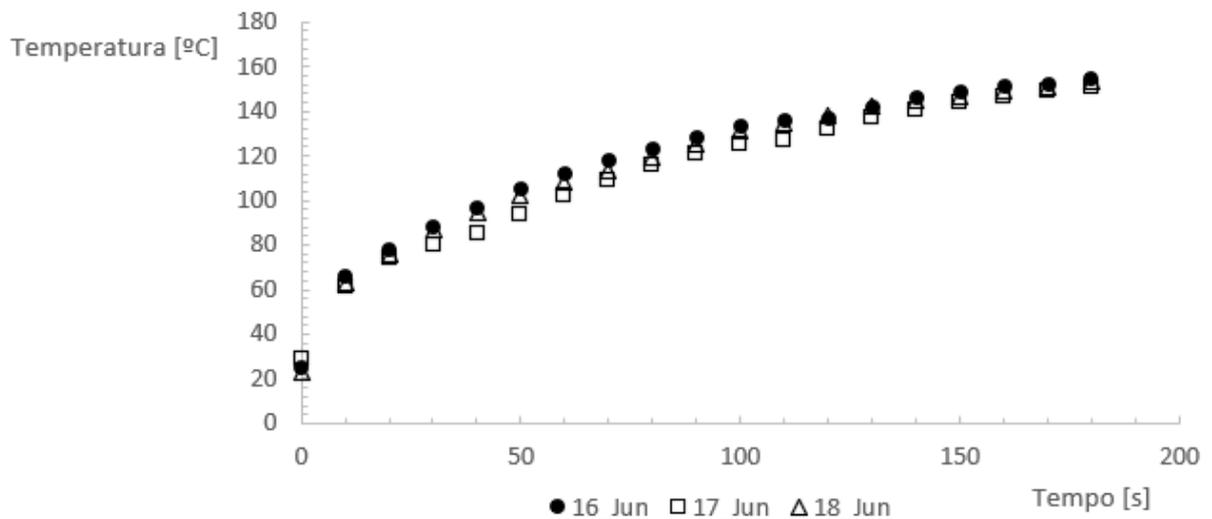


Figura D-6-Resultados da temperatura em função do tempo (aquisição computadorizada).

No que diz respeito à energia consumida, para além de se terem obtido resultados quase idênticos, é difícil retirar informação relevante diretamente do gráfico da figura D-7, que apresenta o consumo de energia ao longo do tempo. Foi, então, feita uma conversão de energia em Wh para potência elétrica em W, método presente no anexo B.

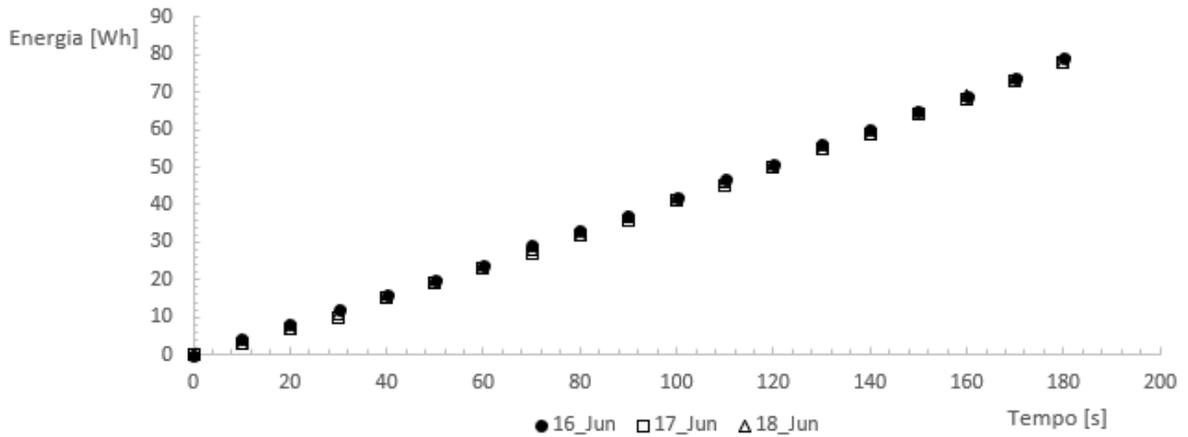


Figura D-7-Resultados da energia em função do tempo (aquisição computadorizada).

Em relação à pressão, os valores obtidos foram novamente bastante semelhantes, sinónimo que o caudal mássico entre os ensaios também será bastante idêntico. Na figura D-8 apresenta-se a variação da pressão em função do tempo.

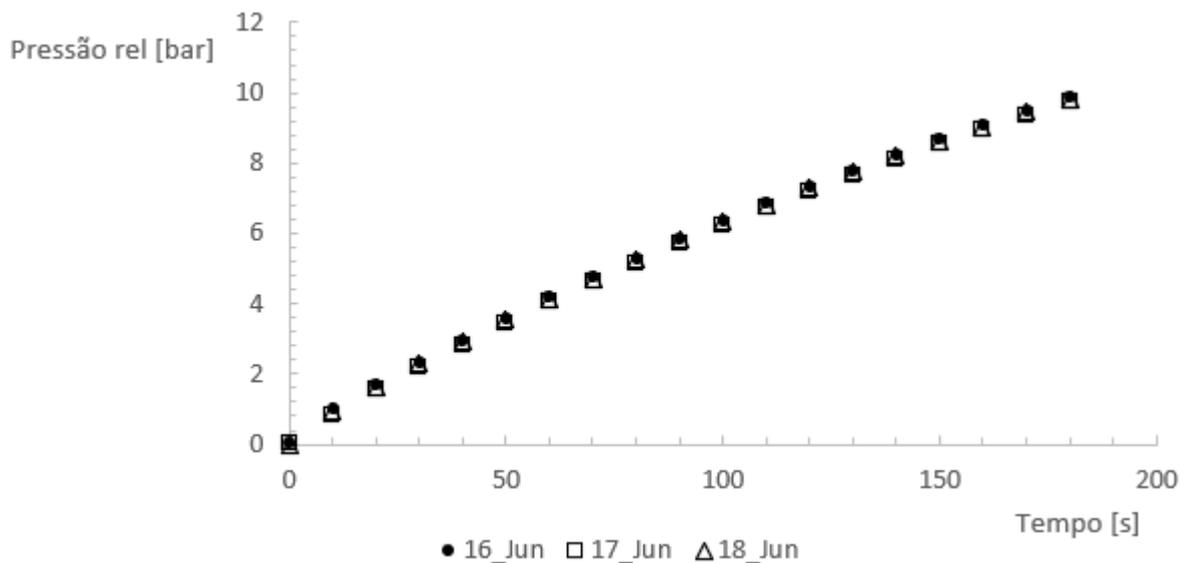


Figura D-8-Resultados da pressão relativa em função do tempo (aquisição computadorizada).

Na Tabela D- 2 apresentam-se os valores obtidos em função do tempo de todas as variáveis medidas com a aquisição de dados computadorizada. Os valores apresentados estão de 10 em 10s numa tentativa de simplificar a visualização.

Tabela D- 2-Valores das variáveis medidas com a ADC em função do tempo (de 10 em 10s).

Tempo [s]	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Massa [g]	Potência eléctrica [W]
0	0.00	25.7	0	1225
10	0.94	63.3	39	1305
20	1.63	76.0	74	1375
30	2.29	85.0	109	1434

Tabela D-2-Valores das variáveis medidas com a ADC em função do tempo (de 10 em 10s) (continuação).

40	2.93	92.3	143	1484
50	3.53	100.3	178	1526
60	4.13	107.3	213	1560
70	4.70	113.3	245	1588
80	5.25	119.3	275	1609
90	5.79	124.7	303	1625
100	6.31	129.7	329	1636
110	6.80	132.7	352	1644
120	7.29	135.7	378	1648
130	7.75	140.3	402	1651
140	8.19	144.0	426	1651
150	8.61	146.7	448	1651
160	9.03	149.0	470	1652
170	9.43	150.7	491	1652
180	9.82	153.0	512	1655

## Anexo E: Cálculo dos coeficientes de perda de carga

No presente anexo apresenta-se e explica-se o método usado para o cálculo das perdas de carga existentes desde a saída do compressor até a chegada ao tanque.

Começando pelo escoamento através da válvula de escape, segundo Hanlon (2001), o escoamento através da mesma pode ser considerado incompressível, pois a pressão durante a fase de escape é relativamente constante. Com isto, a equação a usar para se obter a perda de carga continua a ser a equação (2.11). No entanto, o valor de  $K$  é obtido de forma um pouco diferente, regido pela equação (E.1) (Boswirth 1982):

$$K = \frac{1}{CD_I^2} \quad (E.1)$$

onde  $CD_I$  é o coeficiente de descarga para escoamento incompressível.

Para se obter o valor de  $CD_I$  é necessário saber o valor do levantamento da válvula de escape. Como na presente instalação este valor não é conhecido, foi assumido um valor intermédio de 2 mm. Na Figura E-1 apresenta-se o gráfico que relaciona o coeficiente de descarga com o quociente entre a pressão antes e após da válvula, conforme os diferentes levantamentos da válvula. De referir que o valor da pressão antes,  $P_1$ , e após a válvula de escape,  $P_2$ , numa aproximação grosseira, foi assumido como aproximadamente igual, sendo o quociente  $P_2/P_1=1$ . É possível então, com uso da Figura E-1, retirar um valor para o coeficiente de descarga de aproximadamente  $CD_I=0,29$ .

Em relação ao valor do coeficiente de perda de carga, usando a equação (E.1), obtém-se que  $K_{v\_escp}=11,89$ .

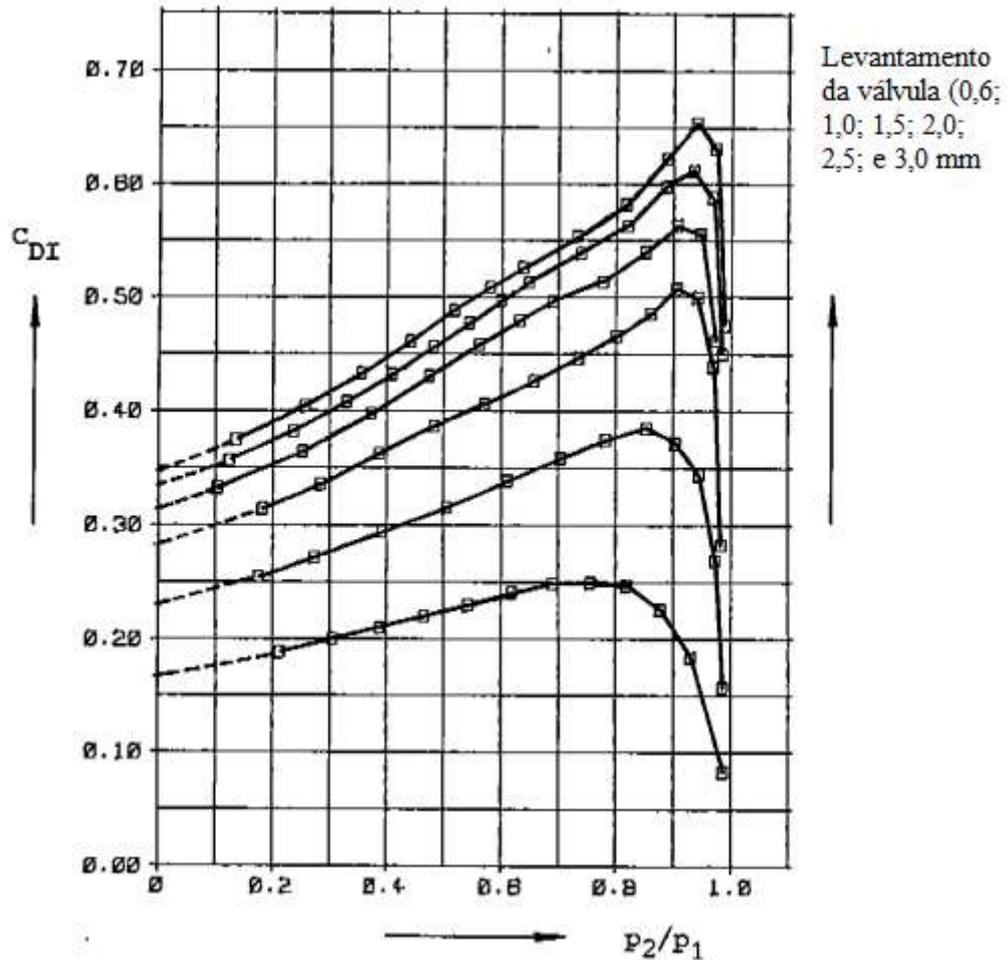


Figura E-1-Variação do coeficiente de descarga com a pressão antes e após a válvula para diferentes levantamentos da válvula (Boswirth 1982).

Seguindo o escoamento do ar, de seguida encontra-se o canhão à saída do compressor, que se pode assimilar a uma expansão súbita, pois o fluxo de ar passa de um diâmetro de 5,5 mm para 8,4 mm. Para se obter o coeficiente de perda de carga, é preciso procurar o valor correspondente na Figura E-2, que representa o coeficiente de perda de carga em função da relação entre áreas antes e depois da expansão. O valor obtido desta relação foi  $A_1/A_2=0,65$  e conseqüentemente o valor de  $K_{exp}=0,18$ .

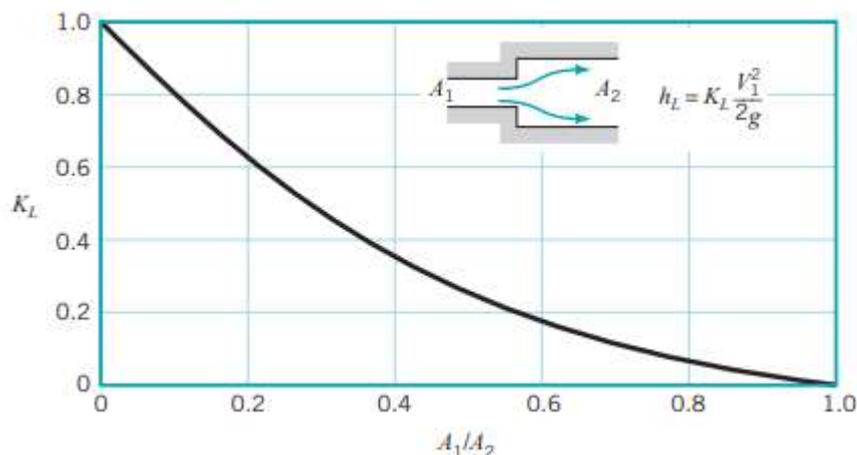


Figura E-2-Coefficiente de perda de carga para uma expansão súbita (Munson 2006).

Analogamente à perda de carga presente no canhão de saída do compressor, existe uma perda de carga no canhão de entrada do tanque, no entanto, neste caso é um estrangulamento. Para obter o valor do coeficiente de perda de carga localizada, é preciso procurar a relação de áreas antes e após o estrangulamento na Figura E-3, que representa o coeficiente de perda de carga em função a relação entre áreas antes e depois do estrangulamento. É então possível obter  $K_{est}=0,18$ .

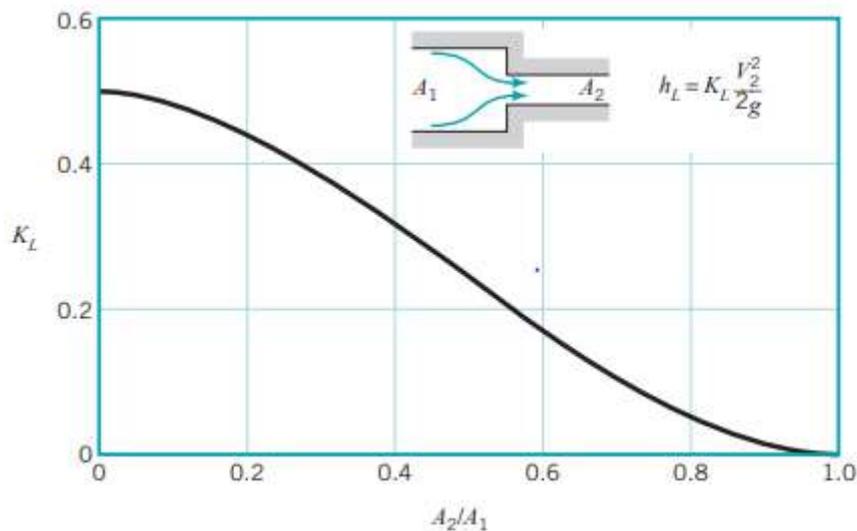


Figura E-3-Coefficiente de perda de carga para um estrangulamento (Munson 2006).

Sobre a expansão súbita para o tanque, o valor da área seccional do tanque é muito superior ao da área seccional da mangueira, portanto  $A_1/A_2 \approx 0$  e conseqüentemente o valor do coeficiente de perda de carga localizada é  $K_{exp\_t}=1$ .

Em relação ao “T” e à válvula antirretorno, o valor do coeficiente de perda de carga localizado está presente na Figura 2 da presente dissertação, sendo estes de  $K_T=0,2$  e  $K_{ant\_ret}=1$ , respetivamente.

No que diz respeito à perda de carga em linha, é necessário conhecer o coeficiente de atrito,  $f$ . De acordo com os cálculos do caudal, é possível obter a velocidade do escoamento na mangueira e, conseqüentemente, o número de Reynolds. Pode-se então retirar que o número de Reynolds está compreendido, aproximadamente, entre 20000 e 100000. Portanto, o escoamento encontra-se em regime turbulento. Sendo assim, a equação a utilizar para o cálculo do  $f$  é a equação (2.10), equação de Colebrook, onde, para além de depender do número de Reynolds, depende também do diâmetro da mangueira, do comprimento da mesma e da rugosidade equivalente. Como foi usado um tubo de borracha, o valor da rugosidade equivalente a usar deveria ser zero, no entanto, como foi usado um tubo mais antigo, pode-se assumir um valor para rugosidade equivalente de  $\epsilon_L=0,3$  (Neutrium 2012). Verifica-se então que o valor de  $f$  vai estar compreendido entre 0,012 e 0,011, portanto numa tentativa de simplificar os cálculos da perda de carga, assume-se um valor conservativo de  $f=0.012$ .

## Anexo F: Ficha de resultados

No presente anexo, apresenta-se a ficha de resultados, ficheiro *Excel*, que deve ser preenchida com os valores recolhidos das variáveis medidas para posteriormente serem tratados e usados em cálculos de diferentes parâmetros. De referir que, no caso da aquisição de dados manual, a coluna da “Energia elétrica [Wh]” deve ser substituída por “Potência elétrica [W]”.

Tempo [s]	Pressão [bar]	Massa [g]	Temperatura [°C]	Energia elétrica [Wh]
0	P. Atmosférica	0	Temp. ambiente	0
(intervalo de recolha)				
...				