



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

*Implementação e avaliação de desempenho de
sistema de aproveitamento de energia contida nos
gases de escape de veículos automóveis*

Sérgio Miguel Vaz Pinheiro

Leiria, Setembro de 2015



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

*Implementação e avaliação de desempenho de
sistema de aproveitamento de energia contida nos
gases de escape de veículos automóveis*

Sérgio Miguel Vaz Pinheiro

Projeto de Mestrado realizado sob a orientação do Doutor Helder Santos, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria e co-orientação do Doutor João Fonseca Pereira, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, *Setembro* de 2015

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

O meu muito obrigado ao professor Helder Santos, não poderia pedir melhor orientador. Agradeço-lhe por toda a influência positiva que tem tido sobre mim ao longo do meu percurso académico e profissional. Mais do que um professor, vejo um amigo e um conselheiro, correndo o risco de me repetir, muito obrigado.

Não podia também deixar de agradecer à minha eterna “cachopa”, a minha esposa Carla Henriques, pela sua paciência e motivação. Prometo que te levo a passear!

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

A crescente preocupação com o aumento da eficiência energética tem resultado no desenvolvimento de novas aplicações de recuperação de energia, nomeadamente energia térmica residual. O sector automóvel não é exceção, especialmente tendo em conta que o sistema de propulsão mais utilizado continua a ser o motor de combustão interna (MCI). A recuperação da energia térmica residual proveniente do MCI pode ser efetuada com recurso a sistemas de ciclo de Rankine, usando água ou fluidos orgânicos (R245fa, etanol) como fluido de trabalho. Ambas as soluções requerem componentes adaptados e eficientes para as condições de trabalho específicas dos veículos automóveis, ou seja para potências e temperaturas baixas.

O objetivo principal do presente trabalho foi justamente desenvolver e testar uma montagem experimental de um sistema de ciclo de Rankine para recuperação de energia térmica dos gases de escape de veículos automóveis. Para tal foram selecionados um conjunto de componentes: bomba, evaporador, expansor e condensador. O principal componente do sistema é o expansor, que permite a conversão de energia térmica em trabalho. A revisão bibliográfica efetuada revelou que existe uma grande variedade de expansores que podem ser utilizados neste tipo de aplicação, todavia estes ainda se encontram em fase de desenvolvimento.

A montagem experimental desenvolvida foi instrumentada de modo a permitir avaliar o desempenho dos principais componentes de um sistema de ciclo de Rankine, tendo sido construída de forma modular, de modo a ser adaptada a qualquer veículo automóvel.

Palavras-chave: *Recuperação de energia térmica; Ciclo de Rankine; Expansor; Montagem experimental; Aquisição de Dados.*

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Abstract

The growing concern with energy efficiency has resulted in the development of new energy recovery applications, namely in wasted heat energy recovery. The automotive sector is no exception, especially, given that the most widely used propulsion system remains the internal combustion engine (ICE). The recovery of the residual thermal energy from ICE can be achieved using Rankine cycle with water or organic fluids (R245fa or ethanol). Both solutions require effective components to meet the specific working conditions of automotive engines, i.e. low power and low temperatures.

The main objective of this study was precisely to develop and test an experimental setup of a Rankine cycle system for thermal energy recovery from ICE exhaust gases. For this purpose a number of components were selected: pump, evaporator, condense and expander. The main component of the system is the expander, which allows the conversion of thermal energy into mechanical work. The literature review revealed that most of the expanders being used are still under development.

The developed experimental setup was instrumented to allow evaluating the performance of the major components of a Rankine cycle system. The experimental setup was built in a modular form so it could be adapted to any automotive vehicle.

Keywords: *Thermal energy recovery; Rankine cycle; Expander; Experimental setup; Data acquisition.*

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de figuras

Figura 1.1- Emissões de Dióxido de Carbono por sector, adaptado de [Tie e <i>et al.</i> (2012)].	2
Figura 1.2- Produção de veículos por país, adaptado de [Saidur <i>et al.</i> (2012)].	2
Figura 1.3- Consumo de energia por sector, adaptado de [Saidur <i>et al.</i> (2012)], em milhões de toneladas de óleo equivalente (mtoe).	3
Figura 2.1- Representação de um elemento termoelétrico, adaptado de [Saidur <i>et al.</i> (2012)].	8
Figura 2.2- Sistema de recuperação de energia residual, adaptado de [Yu <i>et al.</i> (2009)].	9
Figura 2.3- TEG BMW, adaptado de [Mazar (2012)].	10
Figura 2.4- TEG GM, adaptado de [Meisner (2012)].	10
Figura 2.5- Sistema de turbina de potência, adaptado de [Scania, (2015)].	11
Figura 2.6- Configurações de turbo-compounding, adaptado de [Mamat <i>et al.</i> (2015)].	12
Figura 2.7- Diagrama de um ciclo de Rankine.	13
Figura 2.8- Diagrama T-s do ciclo de Rankine, adaptado de [Edwards <i>et al.</i> (2012)].	14
Figura 2.9- Aplicação típica de um sistema de ciclo de Rankine a um veículo automóvel [Domingues <i>et al.</i> (2012)].	14
Figura 2.10- Gastos de energia num motor de combustão [Yu <i>et al.</i> (2009)].	15
Figura 2.11- Evaporador desenvolvido pela BMW, adaptado de [Horst <i>et al.</i> (2013)].	18
Figura 2.12- Análise de sensibilidade da eficiência térmica relativamente ao expensor, evaporador e condensador, adaptado de [Harada 2010].	19
Figura 2.13- Ciclos termodinâmicos de diversos fluidos, isentrópico (a), molhado (b) e seco (c) [Santos <i>et al.</i> (2011)].	20
Figura 2.14- Expensor de palhetas, vista esquemática (esquerda) e real (direita), adaptado de [Qiu <i>et al.</i> (2011)].	21
Figura 2.15- Expensor de parafuso (esquerda) e do tipo scroll (direita) [Qiu <i>et al.</i> (2011)].	22
Figura 2.16- Protótipo de expensor de pistão axial [Badami <i>et al.</i> (2009)].	23
Figura 2.17- Turbina de ciclo orgânico de Rankine da empresa Green Energy [Geaust (2011)].	25
Figura 2.18- Turbina de ciclo orgânico de Rankine da empresa InfinityTurbine [Infinity Turbine (2011)].	25
Figura 2.19- Expensor do tipo <i>scroll</i> da empresa Eneftech [Eneftech (2011)].	25
Figura 2.20- <i>Core</i> da turbina IT10 [Infinity Turbine (2015)].	26
Figura 2.21- Turbina IT01 [Infinity Turbine (2015)].	26
Figura 2.22- Green Turbine 1,2kW [Green Turbine (2015)].	28
Figura 2.23- Expensor de pistão (esquerda) e expensor de turbina (direita) [Seher <i>et al.</i> (2012)].	28
Figura 2.24- Condensador de alhetas [Wang <i>et al.</i> (2010)].	30
Figura 2.25- Condensador de placas [Wang <i>et al.</i> (2013)].	30
Figura 2.26- Condensador refrigerado a ar forçado [Zhang <i>et al.</i> 2011].	31
Figura 3.1- Representação esquemática da montagem experimental.	33
Figura 3.2- Imagem da montagem experimental.	34
Figura 3.3- Constituição interna do tubo [Barboflex (2011)].	35
Figura 3.4- Aplicação do tubo com cravação.	35
Figura 3.5- Aplicação do condensador no circuito.	36
Figura 3.6- Representação interna do condensador.	36
Figura 3.7- Válvula de estrangulamento (A) e válvula de <i>bypass</i> (B).	37

Figura 3.8- Carcaça (cima) e tubos de arrefecimento (baixo) de um permutador de EGR MAN.....	37
Figura 3.9- Falanges adaptadas no permutador.....	38
Figura 3.10- Bomba de recirculação.....	39
Figura 3.11- Constituição interna da bomba [Flojet (2015)].	40
Figura 3.12- Conjunto superior da bomba [Flowjet (2015)]......	40
Figura 3.13- Curvas características da bomba de recirculação [Flowjet (2015)].	41
Figura 3.14- Diagrama exemplificativo de uma modelação de tensão por PWM.	42
Figura 3.15- Aplicação de pasta térmica no módulo de comando da bomba de recirculação.	43
Figura 3.16- Esquema elétrico de ligações usadas.	44
Figura 3.17- Fontes de alimentação usadas.	44
Figura 3.18- Alteração do escape para receber o evaporador.	45
Figura 3.19- Integração da montagem experimental no automóvel.....	46
Figura 3.20- Elemento sensor, adaptado de [Volkswagen (2015)]......	47
Figura 3.21- Medidor de massa de ar HFM5 [Bosch (2015)].	47
Figura 3.22- Esquema interno de um medidor de massa de ar HFM5 [Bosch (2015)].	48
Figura 3.23- Caudalímetro Bürkert DS8031 [Bürkert (2015)]......	49
Figura 3.24- Representação do funcionamento do sensor (efeito de Hall), adaptado de [allegromicro (2015)].	49
Figura 3.25- Sinal de saída típico de um sensor de efeito de Hall.....	50
Figura 3.26- Sensor MPX4250AP, adaptado de [Freescale (2015)]......	51
Figura 3.27- Princípio de funcionamento de um sensor piezoresistivo, adaptado de [Liu (2010)]......	52
Figura 3.28- Sensor 24PCGFA6D, imagem real (esquerda) e representação técnica (direita), adaptado de [Honeywell (2015)]......	53
Figura 3.29- Ligação elétrica do sensor 24PCGFA6D, adaptado de [Honeywell (2015)]......	54
Figura 3.30- Incorporação dos sensores em caixa de proteção.	54
Figura 3.31- Representação do interior do sensor DS2805 [Sensit (2015)]......	55
Figura 3.32- Demonstração do princípio de medição usado no sensor DS2805, adaptado de [National Instruments (2015)]......	55
Figura 3.33- Medição com apenas um extensómetro (esquerda) e com quatro extensómetros (direita), adaptado de [allaboutcircuits (2015)]......	56
Figura 3.34- Excerto do programa de aquisição de dados.	57
Figura 3.35- Representação do efeito de Seebeck [Engadget (2015)].	58
Figura 4.1- Exemplo final de duas digitalizações [National Instruments (2015)].	62
Figura 4.2- Placa de aquisição usada [National Instruments (2015)]......	63
Figura 4.3- Exemplo de código em ambiente Labview.....	65
Figura 4.4- Painel frontal.	66
Figura 4.5- Secção superior do painel frontal.	66
Figura 4.6- Secção inferior do painel frontal.	67
Figura 4.7- Exemplo de código do ciclo <i>Do While</i>	68
Figura 4.8- Função <i>DAQ Assistant</i>	68
Figura 4.9- Configurações presentes na função <i>DAQ Assistant</i>	69
Figura 4.10- Código regente da função <i>DAQ Assistant</i>	69
Figura 4.11- Código usado para efetuar a gravação dos parâmetros.....	70
Figura 4.12- Parcial de código usado na aquisição de uma variável.....	71
Figura 4.13- Ligação da variável ao painel frontal.	71

Figura 4.14- Secção de código responsável pela gravação dos resultados.	71
Figura 4.15- Resultado final da aquisição de dados.	72
Figura 4.17- Código responsável pelo comando da bomba (diagrama de blocos).	73
Figura 4.16- Manómetro de comando da bomba (painel frontal).	73
Figura 4.19- Exemplo de medição de um MAF no fluxómetro.	74
Figura 4.18- Curva característica de um MAF obtida através do fluxómetro.	74
Figura 4.20- Alteração efetuada no automóvel.	75
Figura 4.21- Configuração de canal (esquerda) e respectiva curva característica (direita).	75
Figura 4.22- Calibração do caudalímetro.	77
Figura 4.23- Código desenvolvido para resolução da paragem abrupta da aquisição.	77
Figura 4.24- Função que efetua a contagem de pulsos e respectiva configuração.	78
Figura 4.25- Aplicação de cablagem própria para termopares.	79
Figura 4.26- Caixa de acondicionamento de sinal.	80
Figura 4.27- Esquema de ligações da caixa de acondicionamento de sinal.	80
Figura 4.28- Opções de configuração da função <i>DAQ Assistant</i>	81
Figura 4.29- Canal global para aquisição de temperatura do termístor.	82
Figura 4.30- Curva característica disponibilizada pela NI.	82
Figura 4.31- Curva característica importada.	82
Figura 4.32- Esquema de ligação.	83
Figura 4.33- Implementação da ligação.	83
Figura 4.34- Curva característica do sensor MPX4250AP.	84
Figura 4.35- Tabela de calibração.	84
Figura 4.36- Calibração do sensor 24PCGFA6D.	85
Figura 4.37- Tomadas de medição para os sensores P_1 , P_2 , T_1 e T_2	85
Figura 4.38- Esquema de ligação do sensor [Acromag (2015)].	86
Figura 4.39- Ilustração do <i>span</i> de um sensor [Acromag (2015)].	86
Figura 4.40- Medição de resistência com um multímetro de bancada Escort ELC-3131D.	87
Figura 4.41- Esquema de ligação usado na aquisição dos sensores de pressão DS2805.	87
Figura 4.42- Calibração do sensor de pressão DS2805.	87
Figura 5.1- Variação da pressão de saída da bomba (P_2) em função da percentagem de comando.	90
Figura 5.2- Variação do caudal da bomba em função da percentagem de comando.	91
Figura 5.3- Pressão à saída da bomba (P_2) em função do caudal do fluido de trabalho.	91
Figura 5.4- Pressão à saída da bomba (P_2) em função do comando e estrangulamento.	92
Figura 5.5- Variação das pressões dos gases de escape a montante ($P_{g,in}$) e jusante ($P_{g,out}$) do evaporador, em combinação com o comando da bomba.	93
Figura 5.6- Variação da temperatura dos gases de escape à entrada ($T_{g,in}$) e saída ($T_{g,out}$) do evaporador, em função do comando da bomba.	94
Figura 5.7- Variação da diferença da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in} - T_{g,out}$) ao atravessar o evaporador e do caudal volúmico do fluido de trabalho em função do tempo.	95
Figura 5.8- Potência térmica recuperada pelo evaporador em função do tempo.	96
Figura 5.9- Variação das temperaturas a montante e jusante do evaporador, em combinação como comando da bomba.	97
Figura 5.10- Variação das pressões do fluido de trabalho a montante (P_1) e jusante (P_4) da bomba, juntamente com o valor de comando da mesma.	98

Figura 5.11- Variação das pressões a montante (P_2) e a jusante (P_3) do evaporador, juntamente com o comando da bomba.	99
Figura 5.12- Sensores de pressão e temperatura Terwin 2000 [omniinstruments (2011)]......	100

Lista de tabelas

Tabela 2.1- Potencial de cada tecnologia na recuperação de calor residual adaptado de [Hontalas <i>et al.</i> (2010)].	7
Tabela 2.2- Resumo comparativo de tipos de expansores, adaptado de [Exoès, 2014]	24
Tabela 2.3- Características das turbinas IT01 e IT10 [Infinity Turbine (2015)].	26
Tabela 2.4- Características Green Turbine 1.5 kW [Green Turbine (2015)].	27
Tabela 2.5- Resumo das características dos expansores Bosch [Seher <i>et al.</i> (2012)].	29
Tabela 2.6- Resumo comparativo, adaptado de [Aghaali <i>et al.</i> (2015)].	31
Tabela 3.1- Características geométricas do evaporador.	39
Tabela 3.2- Características da bomba de recirculação [Flowjet (2015)].	41
Tabela 3.3- Características técnicas do módulo de controlo DCM 24-40 [United Automation (2015)].	43
Tabela 3.4- Resumo das características dos sensores usados.	46
Tabela 3.5- Características técnicas do caudalímetro DS8031 [Burkert (2015)].	50
Tabela 3.6- Resumo das características dos sensores de pressão utilizados.	51
Tabela 3.7- Características técnicas do sensor MPX4250AP.	52
Tabela 3.8- Características do sensor de pressão DS2805 [Sensit (2015)].	56
Tabela 4.1- Tabela comparativa com os vários tipos de computadores existentes para aquisição de dados, adaptada de [National Instruments (2015)].	61
Tabela 4.2- Tabela de calibração	87

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de siglas

$\frac{A}{F}$ – Razão de massa de ar/combustível

\dot{m}_{ar} – Caudal mássico de ar admitido no motor [kg/s]

\dot{m}_f – Caudal mássico de fluido de trabalho [kg/s]

\dot{m}_{fuel} – Caudal mássico de combustível [kg/s]

\dot{m}_g – Caudal mássico de gases de escape [kg/s]

N – Velocidade de rotação do motor [rpm]

p_1 – Pressão do fluido de trabalho antes da bomba [bar]

p_2 – Pressão do fluido de trabalho depois da bomba [bar]

p_3 – Pressão do fluido de trabalho antes do expensor [bar]

p_4 – Pressão do fluido de trabalho depois do expensor [bar]

P_e – Potência elétrica [W]

$p_{g,in}$ – Pressão dos gases de escape antes do evaporador [bar]

$p_{g,out}$ – Pressão dos gases de escape depois do evaporador [bar]

P_v – Potência efetiva do veículo [kW]

T_1 – Temperatura do fluido de trabalho depois do condensador [°C]

T_2 – Temperatura do fluido de trabalho antes do evaporador [°C]

T_3 – Temperatura do fluido de trabalho depois do evaporador [°C]

T_4 – Temperatura do fluido de trabalho antes do condensador [°C]

T_{amb} – Temperatura ambiente [°C]

T_{ar} – Temperatura do ar [°C]

T_g – Temperatura dos gases de escape [°C]

$T_{g,in}$ – Temperatura dos gases de escape antes do evaporador [°C]

$T_{g,out}$ – Temperatura dos gases de escape depois do evaporador [°C]

\dot{W}_T – Potência gerada pelo expansor [W]

ΔT_g – Diferença de temperatura dos gases de escape antes e depois do evaporador [°C]

ρ_{ar} – Massa volúmica do ar [kg/m³]

ρ_f – Massa volúmica do fluido de trabalho [kg/m³]

Abreviaturas

BMW – Bayerische Motoren Werke AG

DC – *Direct Current* (corrente contínua)

DOHC – *Double Overhead Camshaft* (duas árvores de cames à cabeça)

ECU – *Electronic Control Unit* (unidade de controlo eletrónico)

EGR – *Exhaust Gas Recirculation* (recirculação de gases de escape)

MCI – Motor de combustão interna

ME – Motor elétrico

ORC – *Organic Rankine Cycle* (ciclo de Rankine orgânico)

PME – Pressão média efetiva [bar]

PWM – *Pulse Width Modulation* (modulação de largura de pulso)

RC – *Rankine Cycle* (ciclo de Rankine)

TEG – *Thermoelectric Generator* (gerador termoelétrico)

VV_{evap} – Válvula “*bypass*” do evaporador

VV_T – Válvula “*bypass*” do expansor

WOT – *Wide open throttle* (carga máxima)

NTC – *Negative temperature coefficient*

GWP – *Global warming potential*

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice

Agradecimentos	v
Resumo	i
Abstract	iii
Lista de figuras	v
Lista de tabelas	ix
Lista de siglas	xi
Índice	xv
1 Introdução	1
1.1. Contexto e motivação	3
1.2. Objetivos e presente contribuição.....	4
1.3. Organização do trabalho	5
2 Estado da arte	7
2.1. Gerador termoelétrico.....	8
2.2. Turbina de potência (<i>Turbo-compounding</i>)	11
2.3. Ciclo de Rankine	13
2.3.1. Fluido de trabalho	15
2.3.2. Bomba	17
2.3.3. Evaporador.....	17
2.3.4. Expansor.....	18
2.3.5. Soluções comerciais para expansores.....	24
2.3.6. Condensador	29
2.4. Resumo comparativo	31
3 Montagem Experimental	33
3.1. Componentes do sistema.....	33
3.1.1. Diagrama funcional	33
3.1.2. Tubagens de ligação	35
3.1.3. Condensador	36
3.1.4. Expansor simulado	36
3.1.5. Evaporador.....	37
3.1.6. Bomba	39
3.1.7. Veículo	45
3.2. Instrumentação	46
3.2.1. Medidor de massa de ar	47
3.2.2. Caudalímetro	48
3.2.3. Sensores de pressão	50
Sensor de pressão para gases de escape.....	51
Sensor de pressão para fluido de trabalho (líquido)	53

Sensor de pressão para fluido de trabalho (vapor sobreaquecido).....	54
Sensor de pressão atmosférica.....	57
3.2.4. Sensores de temperatura	57
4 Aquisição de dados.....	61
4.1. Placa de aquisição	61
4.1.1. Computador	61
4.1.2. Tipo de placa de aquisição	62
Resolução da placa de aquisição.....	62
4.1.3. Linguagem gráfica de programação	64
Painel frontal	65
Aquisição e visualização de dados.....	68
4.1.4. Rotinas de aquisição e controlo	72
Controlo da bomba de recirculação.....	72
4.1.5. Calibração e curvas características	73
Sensor de massa de ar	74
Caudalímetro	76
Sensores de temperatura.....	79
Sensores de Pressão.....	83
5 Análise e discussão de resultados	89
5.1. Ensaios experimentais.....	89
5.1.1. Caracterização da bomba.....	89
Ensaio em vazio à temperatura ambiente e com a válvula estranguladora completamente aberta.....	89
Ensaio à temperatura ambiente com imposição de estrangulamento pela válvula que simula o expansor.....	92
5.1.2. Análise de resultados dos ensaios experimentais.....	92
5.2. Propostas de melhoria da montagem experimental.....	99
Propostas de melhoria ao nível da instrumentação	100
Propostas de melhoria ao nível do <i>hardware</i>	101
Propostas de melhoria ao nível do <i>software</i>	101
6 Conclusões	103
Bibliografia	105

1 Introdução

É seguro dizer que presentemente atravessamos uma crise energética. Ainda que o preço do barril de petróleo tenha atingido o valor mais baixo dos últimos seis anos [Expresso, (2015)], paira sobre a sociedade o sentimento de dependência sobre um conjunto de países produtores de produtos petrolíferos. O aparecimento de novos modelos de automóveis elétricos ou híbridos é só mais um sinal do despertar de consciências, nomeadamente em Portugal, onde já existe uma infraestrutura de suporte para carregamentos de automóveis *plug-in*.

Seja pela escassez das fontes de energia ou simplesmente pelos efeitos nefastos da sua utilização, o petróleo representa a principal fonte de energia e está a ser esgotada a um ritmo exponencial, alavancado pela industrialização de países emergentes como a China e a Índia. Evidentemente que esse ritmo irá abrandar algum dia, vejamos que a idade da pedra não acabou por falta de pedra e seguramente a idade do petróleo não acabará por falta de petróleo. Mas até lá teremos de lidar ou tentar majorar os efeitos nefastos da queima de produtos petrolíferos.

O sector dos transportes, como podemos observar pela figura 1.1, representa a maior fatia de consumo de produtos petrolíferos, o que traz implicações ecológicas e económicas. Apesar dos seus 150 anos, o motor de combustão interna (MCI) apenas aproveita aproximadamente um terço da energia do combustível (cerca de 30% no motor de explosão e 41% no motor Diesel). Os restantes dois terços são perdidos sob a forma de calor. A agravar esta situação, o limite legal de emissões poluentes (HC, CO NO_x e partículas) permitidas é cada vez mais reduzido. Adicionalmente, desde 2007, a emissão de CO₂ que até à data era considerado um sub-produto da combustão, é também regulamentado. A recente legislação é apoiada pelo facto que o CO₂ na sua forma gasosa é o principal causador do efeito de estufa. De forma a limitar as emissões de CO₂ provenientes de veículos equipados com MCI existem apenas duas opções: i) alterar o tipo de combustível; ii) aumentar a eficiência de conversão do automóvel.

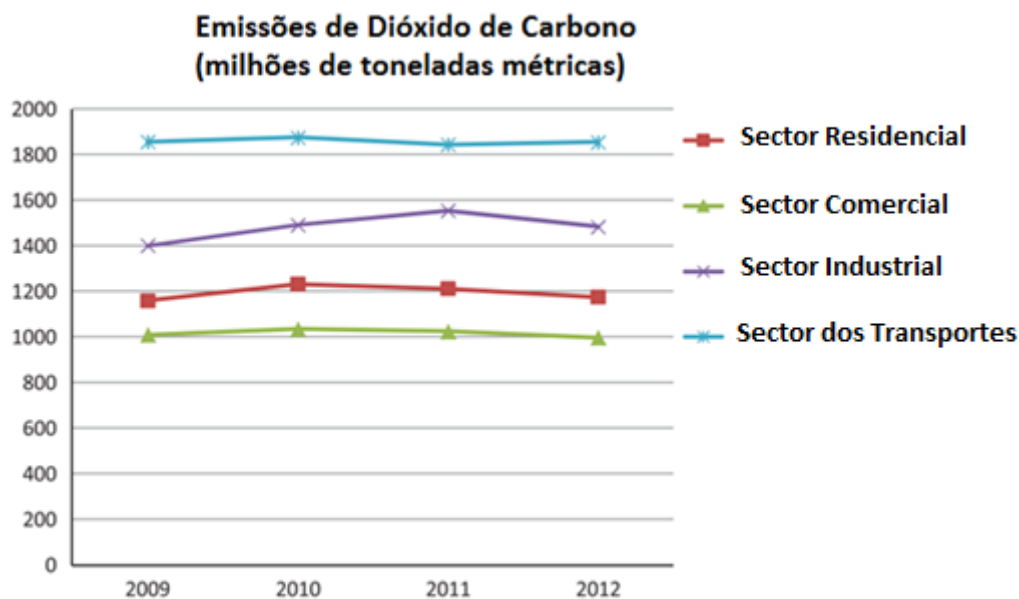


Figura 1.1- Emissões de Dióxido de Carbono por sector, adaptado de [Tie e *et al.* (2012)].

Ao longo dos últimos anos a atenção da opinião pública virou-se para as temáticas ambientais e energéticas. Esse interesse levou a um maior ênfase na investigação e desenvolvimento de alternativas ao motor de combustão interna (MCI) e ao seu melhoramento. Tendo em conta a magnitude do sector automóvel, qualquer que seja o aumento de eficiência energética, esse aumento é amplificado pelo crescente número de veículos nas estradas.

Através da análise do gráfico da figura 1.2, pode-se constatar que o número de veículos produzidos revela uma tendência de aumento, apesar da crise económica de 2008-2010.

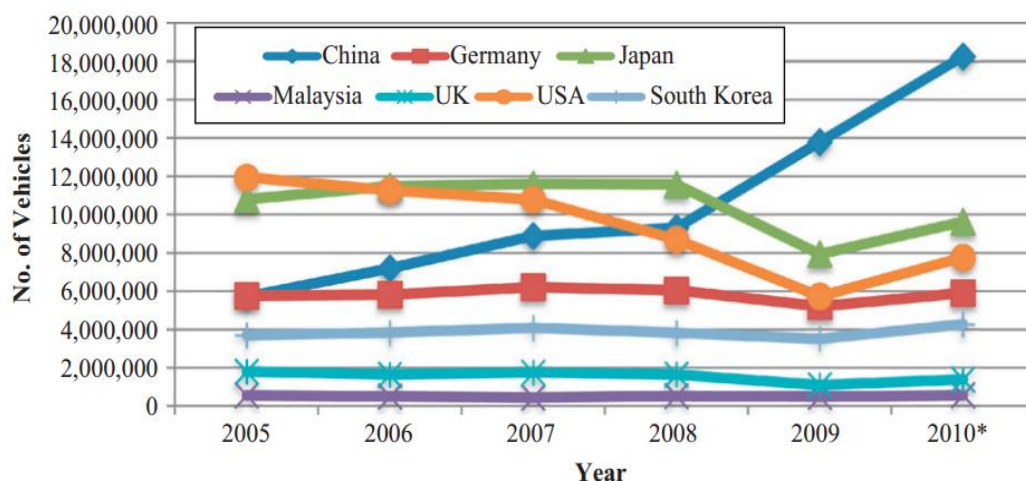


Figura 1.2- Produção de veículos por país, adaptado de [Saidur *et al.* (2012)].

Do gráfico representado na figura 1.2 retira-se igualmente que o país com um maior crescimento na produção de veículos automóveis é a China. No entanto, esse dado apenas se torna alarmante quando cruzado com o gráfico da figura 1.3. Neste, é possível observar que de todos os países analisados, a China é o país com menos consumo no sector dos transportes, revelando um elevado potencial de aumento, aliado às elevadas taxas de crescimento económico e demográfico.

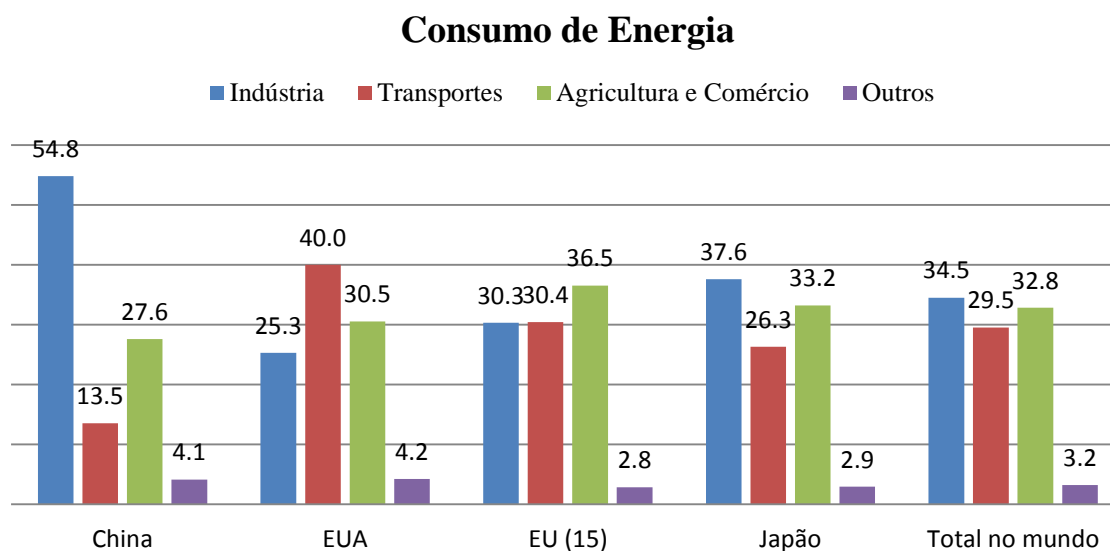


Figura 1.3- Consumo de energia por sector, adaptado de [Saidur *et al.* (2012)], em milhões de toneladas de óleo equivalente (mtoe).

1.1. Contexto e motivação

O MCI encontra-se num ponto onde a curva do aumento da sua eficiência tende para a horizontalidade. Diversas estratégias têm sido usadas nos últimos anos, tais como: redução de tamanho (*downsizing*, na literatura Inglesa); uso de novos materiais; avanços ao nível da injeção de combustível; evoluções na gestão eletrónica, entre outros. Tendo em conta o moderado impacto dessas novas tecnologias no aumento do rendimento do MCI, os construtores viram agora o foco para outros conceitos, tais como o aproveitamento de energia térmica residual, a travagem regenerativa ou a energia dinâmica da suspensão.

Pressionados igualmente pelas normas antipoluição, os construtores reinvestem em tecnologias que possam ser usadas em paralelo com as evoluções do MCI. Deste modo é possível dar um incremento ao rendimento global do automóvel. Entre as diversas estratégias encontra-se o aproveitamento de energia através da utilização de calor residual

produzido pelo automóvel. Este aproveitamento pode ser feito com recurso a diversas tecnologias, entre elas: turbina de potência (turbo-compounding); geradores termoelétricos; ciclo de Rankine; ciclo de Stirling.

Alguns construtores, tais como a BMW, Honda, Ford, entre outros e fornecedores de primeira linha como a AVL e a Cummins, desde há uns anos a esta parte, viraram a sua atenção para a tecnologia de aproveitamento de calor residual. Esta tecnologia faz uso do ciclo de Rankine para recuperar energia térmica que seria de outro modo perdida. O presente estudo contribui para a implementação e avaliação de sistemas de aproveitamento de energia térmica contida nos gases de escape de veículos automóveis. Um dos grandes entraves na construção de sistemas de ciclo de Rankine é a falta de componentes adequados. Existem poucas empresas a fornecer componentes dimensionados para o uso em ciclo de Rankine, pelo que os poucos componentes existentes no mercado acarretam custos de aquisição extremamente elevados. À semelhança de estudos desenvolvidos pela [BMW Group Research and Technology (2009)], [Teng *et al.* (2011)] entre outros, a montagem experimental construída no presente trabalho faz igualmente uso de componentes adaptados.

1.2. Objetivos e presente contribuição

O presente trabalho contribui para o desenvolvimento e construção de uma montagem experimental para estudo de um sistema a operar com ciclo de Rankine, tendo como objetivo principal o início de novos projetos de investigação em sistemas de ciclo de Rankine aplicados ao sector automóvel. A oferta reduzida de componentes para a construção de sistemas de ciclo de Rankine torna ainda mais aliciante o estudo de componentes alternativos que possam ser adaptados a montagens semelhantes.

A criação de uma montagem experimental possibilita igualmente o estudo do impacto que um sistema de ciclo de Rankine tem sobre o veículo automóvel, especialmente a influência que um permutador de calor montado na linha de escape tem sobre o MCI do veículo automóvel.

1.3. Organização do trabalho

O presente trabalho está organizado em cinco capítulos. No presente capítulo é feita a introdução ao tema do trabalho e os seus objectivos. O segundo capítulo consiste numa revisão bibliográfica, onde se expõe o funcionamento de um ciclo de Rankine e dos seus principais componentes. O terceiro capítulo refere a metodologia usada na construção da montagem experimental e no sistema de aquisição de dados. Neste capítulo são igualmente expostas as principais características dos sensores e atuadores usados na construção da montagem experimental. O terceiro capítulo inclui ainda a explicação do funcionamento do código de programação usado para efetuar a aquisição de dados. No quarto capítulo são apresentados alguns dos dados adquiridos com o intuito de validar a montagem experimental, assim como algumas conclusões e sugestões de melhoria na montagem experimental e respetivo sistema de aquisição de dados. O quinto capítulo apresenta a análise e discussão de resultados dos ensaios experimentais. O sexto capítulo apresenta um resumo com as principais conclusões.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

2 Estado da arte

Existem várias formas de recuperar calor residual e transformá-lo em trabalho útil. Na tabela 2.1 é possível ver uma análise do potencial de cada uma das tecnologias mais utilizadas e a sua implementação, neste caso em veículos pesados. Apesar de todos os avanços, o MCI ainda apresenta várias fontes de calor residual. Estas fontes (condutas de escape, sistemas de refrigeração, sistema de recirculação de gases de escape (EGR), *intercooler*) apresentam temperaturas diferentes e densidades energéticas variadas, o que torna ainda mais difícil o seu aproveitamento.

Tabela 2.1- Potencial de cada tecnologia na recuperação de calor residual adaptado de [Hontalas *et al.* (2010)].

<i>Tecnologia</i>	<i>Consumo específico</i>	<i>Efeito no motor</i>	<i>Aumento de peso</i>	<i>Custo</i>	<i>Aplicabilidade</i>
Turbo-compound (mecânico)	**	****	**	*	*****
Turbo-compound (elétrico)	***	***	**	**	****
Ciclo de Rankine (vapor de água)	****	*****	*****	****	**
Ciclo de Rankine (orgânico)	*****	*****	****	*****	***

Ao converter o calor residual em energia útil é possível não só reduzir os consumos, mas também aumentar a potência do motor ou reduzir a sua escala (*downsizing*). Deste modo reduz-se a emissão de poluentes tais como o CO₂.

Os estudos realizados por [Chammas *et al.* (2005)] e [Wang *et al.* (2011)] estimam que em carga máxima, a redução de consumos pode atingir os 32 e 30% respetivamente. Estas podem ser consideradas estimativas otimistas, isto é, defendem o limite superior.

Contudo, a recuperação de calor residual possui algumas limitações, nomeadamente o seu rendimento nulo durante os arranques a frio. Ainda para mais, considerando que em média 80% das viagens efetuadas em veículos ligeiros são inferiores a 20 km, assim a produção

mínima de calor para o funcionamento do sistema nem sempre será atingida. Esta é uma das razões que torna a aplicação de sistemas de aproveitamento de calor residual mais aplicável em veículos pesados. Segundo [Amicablile *et al.* (2015)], o sistema de ciclo de Rankine instalado num veículo pesado terá um tempo de retorno do investimento (*payback*) estimado de 3,5 a 5 anos, o que é extremamente vantajoso, considerando a vida útil de um veículo pesado.

Alguns estudos mais conservadores referem que ao recuperar apenas 6% da energia térmica contida nos gases de escape, o consumo do motor será reduzido em cerca de 10%. Essa poupança pode ser atingida através da substituição do alternador por um gerador [Endo *et al.* (2007)].

Entre as várias tecnologias de recuperação de calor residual destacam-se tecnologias tais como: *Thermoelectric Generator* (TEG), Turbina de potência (*turbo-compounding*) e o ciclo de Rankine. Neste capítulo é feita uma exposição destas tecnologias, em especial ênfase nos sistemas de ciclo de Rankine.

2.1. Gerador termoelétrico

Os geradores termoelétricos TEG são usados para converter energia térmica entre diferentes gradientes de temperatura existentes nas extremidades de um material semicondutor, como se pode observar na figura 2.1. Este fenómeno foi descoberto por Thomas Johann Seebeck em 1821, sendo atualmente conhecido por efeito Seebeck. Este sistema apresenta como vantagens a ausência de manutenção, funcionamento silencioso e uma alta fiabilidade, dado que não possui peças móveis.

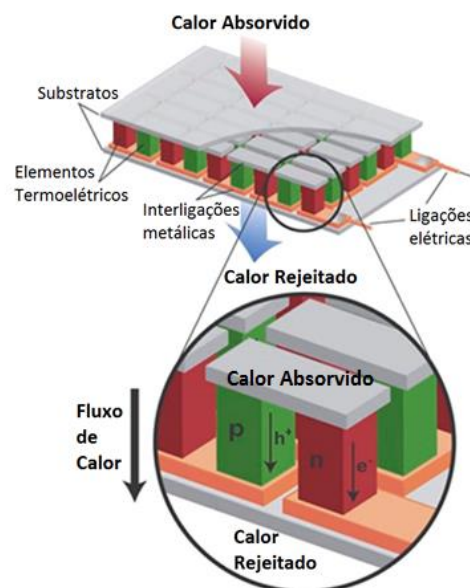


Figura 2.1- Representação de um elemento termoelétrico, adaptado de [Saidur *et al.* (2012)].

Segundo [Yu *et al.* (2009)], a maioria dos protótipos com uso de TEG apenas efetuam a recuperação de calor residual na conduta de escape, sendo as restantes fontes de calor desprezadas devido ao menor potencial térmico. Tipicamente estes sistemas consistem num circuito de escape modificado, um permutador de calor, um sistema de gestão de energia e um *pack* de baterias. Esta configuração pode ser observada no diagrama representado na figura 2.2. Esta configuração torna-se especialmente vantajosa em veículos híbridos, onde já existem os principais componentes necessários para a implementação deste sistema, tais como a bateria de tração e inversor.

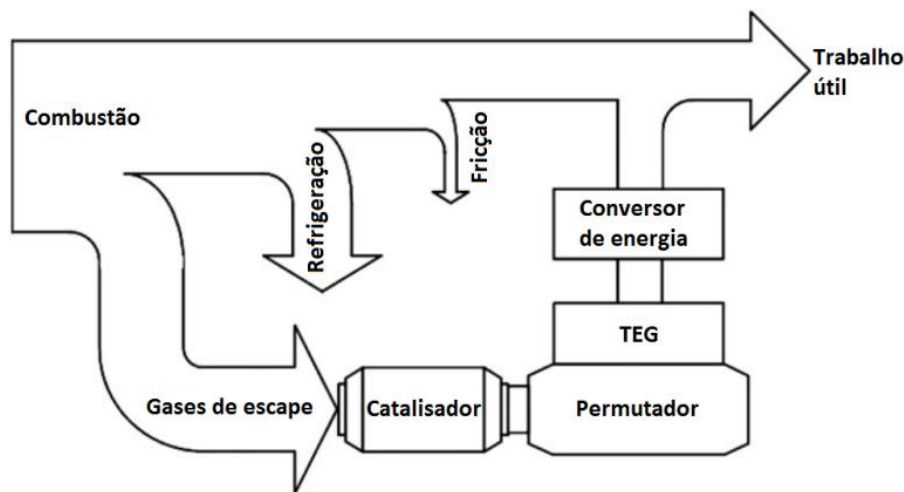


Figura 2.2- Sistema de recuperação de energia residual, adaptado de [Yu *et al.* (2009)].

Esta é uma tecnologia ainda em fase de desenvolvimento inicial, com um rácio de performance/custo bastante reduzido. O custo prende-se essencialmente com os materiais usados no seu fabrico. No entanto, os geradores termoelétricos despertaram a atenção de vários construtores de automóveis e parceiros. Em destaque refira-se a BMW, a GM, a GMZ Energie e a Gentherm. Nas figuras 2.3 e 2.4 pode-se observar dois protótipos construídos pela GM e BMW, respetivamente.

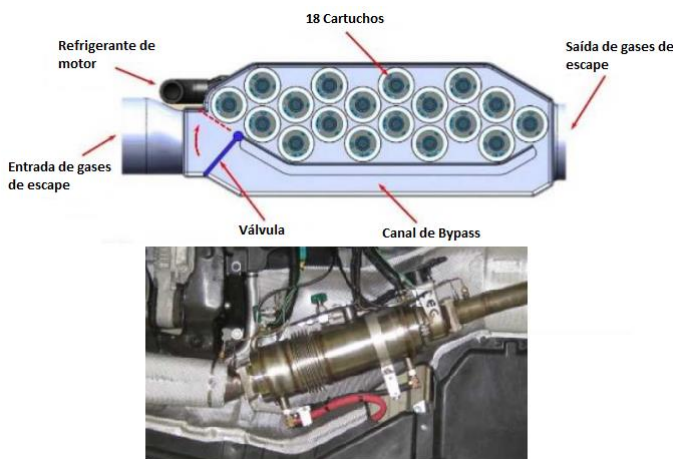


Figura 2.3- TEG BMW, adaptado de [Mazar (2012)].

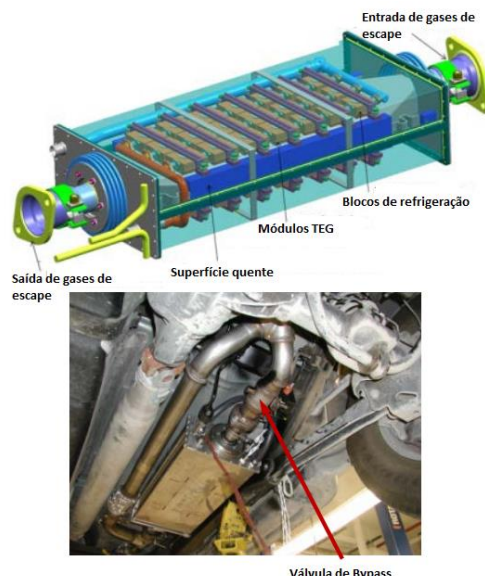


Figura 2.4- TEG GM, adaptado de [Meisner (2012)].

Nos últimos anos esta tecnologia recebeu a atenção de vários investigadores, como [Mori *et al.* (2009)] que estudou a potencialidade desta tecnologia ser aplicada no veículo automóvel, usando apenas materiais disponíveis comercialmente. Estes autores chegaram à conclusão que para que a tecnologia fosse viável seriam necessárias algumas evoluções tecnológicas.

Autores como [Stobart *et al.* (2011)] e [Liu *et al.* (2014)] referem que esta tecnologia pode facilmente substituir um alternador num pequeno automóvel utilitário sem provocar qualquer impacto significativo no rendimento do sistema de escape. Estes concluíram ainda que com o uso de tecnologia TEG pode ser conseguido um aumento de 4,7% de eficiência nos consumos de combustível. Inclusivamente [Liu *et al.* (2014)] conseguiram obter uma potência de pico de 944 W, em circuito aberto, com um automóvel de elevada cilindrada (4000 cm³). Porém, no estudo de [Meisner (2012)], a potência gerada do protótipo não foi além dos 57 W, valor que é claramente insuficiente para substituir um alternador de um automóvel moderno. Os autores referem que o sistema devidamente otimizado poderá atingir os 425 W.

Por sua vez, o grupo BMW demonstrou um processo evolutivo acentuado [Mazar (2012)]. Em 2003 construiu o primeiro protótipo com apenas 80 W e em 2011 atingiu os 600 W. Apesar de ser um valor elevado, há que ter em conta que 600 W representam apenas 50 A

e o alternador usado no modelo comercial do automóvel em questão (X6) permite gerar até 220 A. Ou seja, pode-se observar uma curva de crescimento bastante interessante num curto espaço de tempo. Desde que esta tecnologia despertou o interesse da Honda [Endo *et al.* (2007)], até aos melhoramentos introduzidos pela BMW e GM, o sistema TEG passou de uma mera expectativa para uma tecnologia com possível aplicação prática.

2.2. Turbina de potência (*Turbo-compounding*)

A turbina de potência (*Turbo-compounding*) é uma tecnologia de recuperação de energia que tem sido aplicada em motores de média e grande dimensão com sucesso. Esta tecnologia faz uso de uma turbina que permite recuperar energia dos gases de escape, podendo ser usada em série com o convencional turbocompressor. Sendo esta uma tecnologia com origem em motores aeronáuticos, recentemente têm sido alvo de um elevado desenvolvimento, especialmente por parte dos construtores de veículos automóveis pesados e de construtores de unidades motrizes para transportes ferroviários. Entre eles podemos encontrar a empresas como a Scania, a Volvo, a Cummins, John Deere, a Caterpillar, entre outras. Na figura 2.5 pode-se observar uma representação do sistema de turbina de potência usado pela Scania. Neste tipo de configuração, a energia recuperada pela turbina de potência, que se encontra a jusante da turbina do grupo turbo-compressor, é transmitida à cambota do motor através de um acoplamento hidráulico.

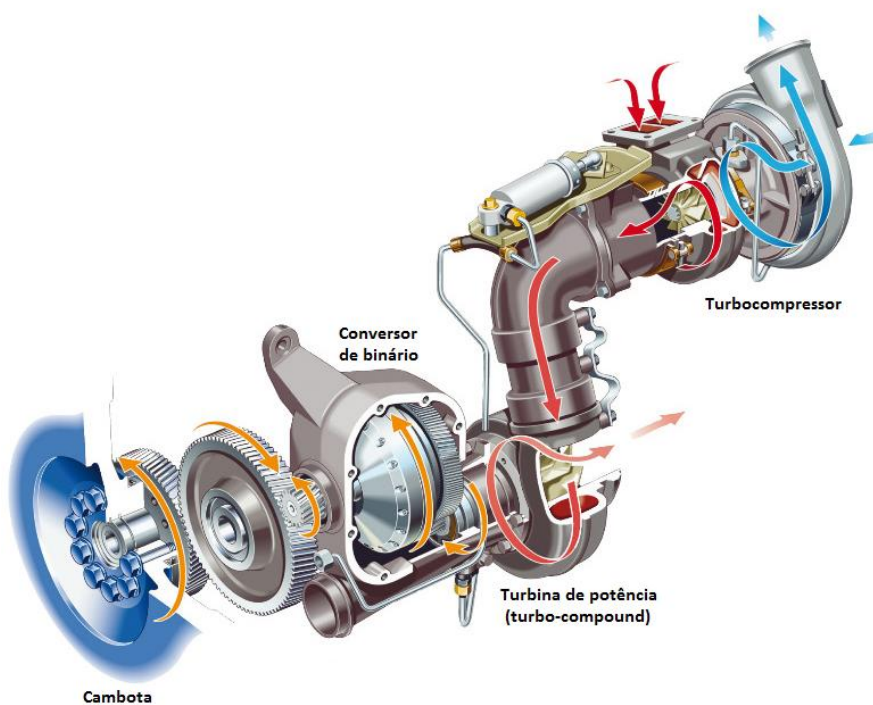


Figura 2.5- Sistema de turbina de potência, adaptado de [Scania, (2015)].

O tipo de configuração apresentado na figura 2.5 é atualmente o mais usado em motores de veículos pesados. No entanto, existem outras soluções para implementação de turbina de potência em motores de veículos ligeiros, como se pode observar na figura 2.6, onde estão expostas as várias configurações de aplicação da tecnologia de turbina de potência.

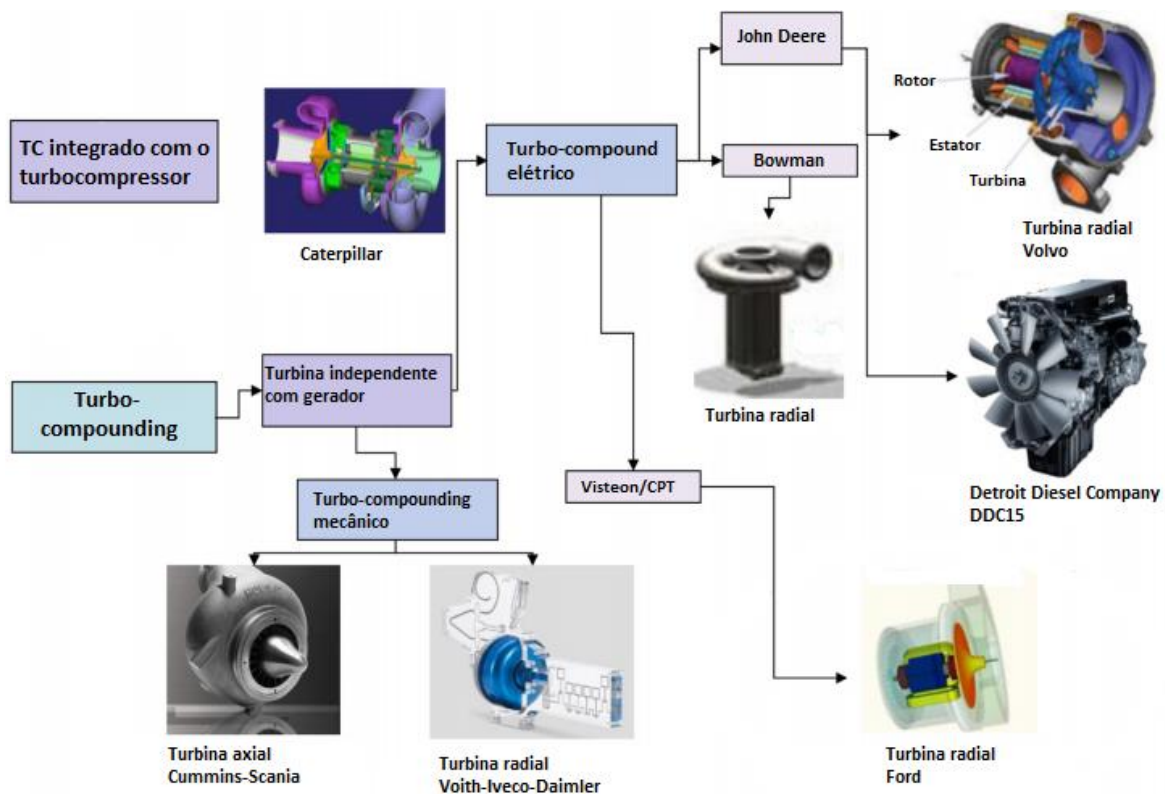


Figura 2.6- Configurações de turbo-compounding, adaptado de [Mamat *et al.* (2015)].

Recentemente, nas aplicações de turbina de potência têm surgido a integração de geradores elétricos, em detrimento do acoplamento hidráulico à cambota do MCI. Esta transição faz especial sentido nas turbinas de baixa pressão aplicáveis em motores de automóveis ligeiros. Uma variante deste sistema é o turbo eletricamente assistido, que ao partilhar o veio do turbo-compressor, tanto pode operar em modo de recuperação de energia ou em modo de assistência elétrica.

A grande desvantagem de um sistema de turbina de potência é a perda de carga que este induz no sistema de escape. No entanto, autores como [Aghaali *et al.* (2015)] e [Mamat *et al.* (2015)] acreditam que esta é uma tecnologia que poderá ter um grande desenvolvimento num futuro próximo, especialmente na aplicação de turbinas de baixa pressão usadas com gerador incorporado.

2.3. Ciclo de Rankine

O nome do ciclo de Rankine deriva justamente do seu criador, o engenheiro escocês William John Macquorn Rankine (1820-1872). Considerado como um dos pioneiros da termodinâmica, Rankine desenvolveu os fundamentos teóricos que explicam o funcionamento das máquinas a vapor muito em voga na sua época.

Como se pode observar no diagrama da figura 2.7, o ciclo de Rankine é constituído por quatro componentes fundamentais: o evaporador; o expansor; uma bomba e um condensador.

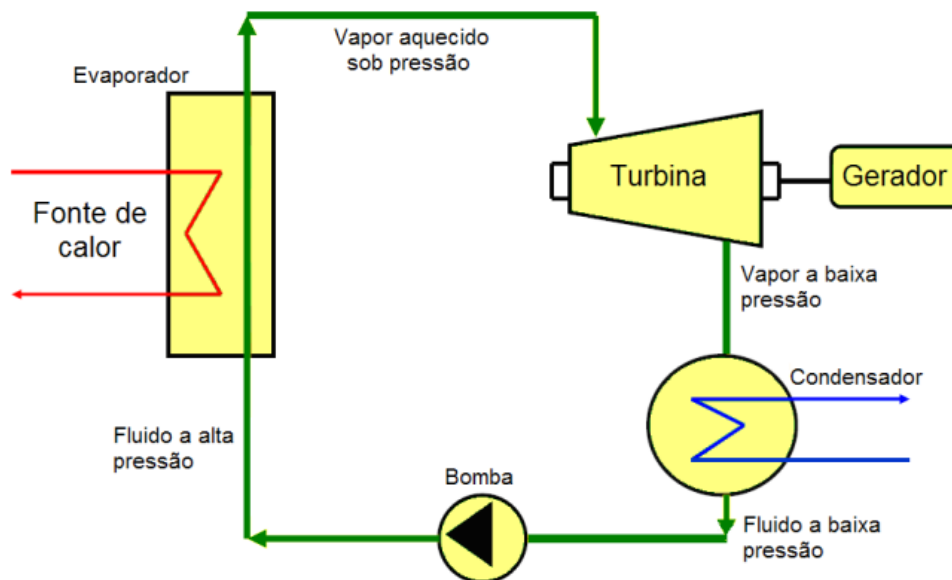


Figura 2.7- Diagrama de um ciclo de Rankine.

Um sistema de ciclo de Rankine faz uso de um circuito fechado no qual circula um fluido de trabalho. O ciclo inicia com a bombagem de um fluido de trabalho através da bomba. O fluido segue para o evaporador a uma pressão constante e é convertido em vapor através da adição de calor. O vapor sobreaquecido é conduzido até ao expansor de modo a gerar trabalho, por via da expansão do fluido. Finalmente, é necessário um condensador de modo a trazer de volta o fluido ao estado líquido e assim começar um novo ciclo.

A figura 2.8 apresenta uma representação esquemática do ciclo de Rankine num diagrama T-s, assim tem-se:

- (1-2) – Pressurização do fluido no estado líquido pela bomba;
- (2-3) – Transferência de calor para o fluido, obrigando este a mudar de fase;
- (3-4) – Expansão do fluido, transformando a energia térmica em energia mecânica por intermédio do expansor;
- (4-1) – Após ser expandido o fluido é encaminhado para o condensador de modo a voltar ao estado líquido, ficando novamente disponível para ser bombeado.

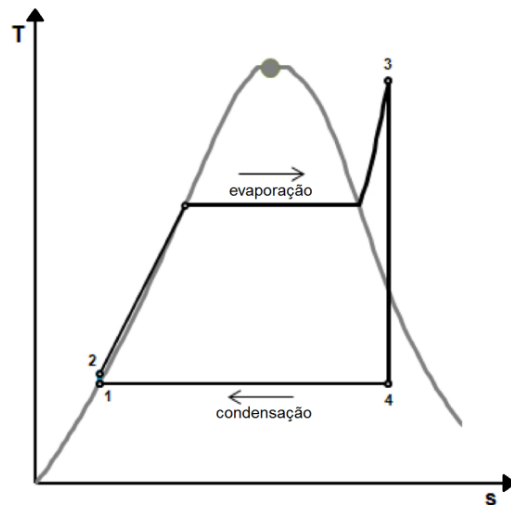


Figura 2.8- Diagrama T-s do ciclo de Rankine, adaptado de [Edwards *et al.* (2012)].

A geração de energia com recurso ao ciclo de Rankine é uma tecnologia com uma grande maturidade no que diz respeito à produção de energia em média e grande escala. Porém, para potências abaixo dos 10 kW, esta é uma tecnologia embrionária, assente em protótipos e em aplicações comerciais pontuais de baixo rendimento. Os primeiros estudos sobre a aplicação do ciclo de Rankine em veículos automóveis surgiram durante a crise energética dos anos 70 através dos estudos de [Lodwig *et al.* (1970)], [Leising *et al.* (1978)] e [Doyle *et al.* (1979)]. Na figura 2.9 pode-se observar uma aplicação típica de ciclo de Rankine num veículo automóvel.

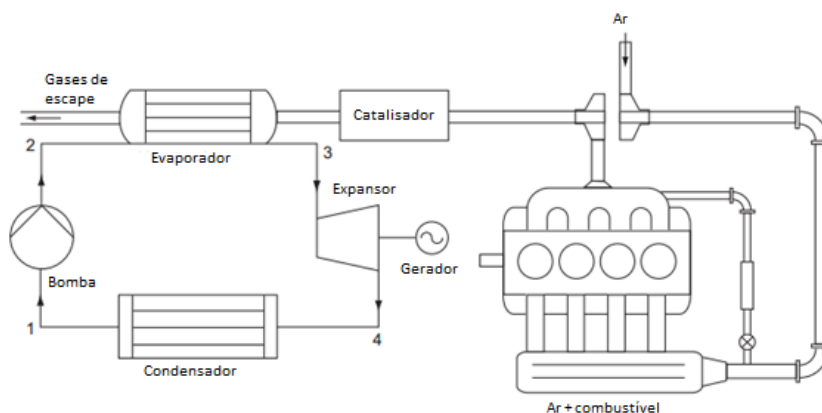


Figura 2.9- Aplicação típica de um sistema de ciclo de Rankine a um veículo automóvel [Domingues *et al.* (2012)].

2.3.1. Fluido de trabalho

Num ciclo termodinâmico o fluido de trabalho permite efetuar as trocas de energia entre o sistema e o exterior. O fluido de trabalho permite a conversão de energia térmica recuperada dos gases de escape no evaporador, em energia mecânica ao atravessar uma máquina expansora. O uso de água como fluido de trabalho é aparentemente a primeira escolha, dadas algumas das suas características como o custo e as suas propriedades inertes no que toca à toxicidade e inflamabilidade. Refira-se que a toxicidade e a inflamabilidade têm condicionado a escolha de outros fluidos para aplicação no veículo automóvel. Afinal, colocar um fluido tóxico e/ou inflamável num veículo que se desloca a alta velocidade e que está sujeito a acidentes poderá acarretar consequências graves para os ocupantes, em caso de embate. Recorde-se que no passado foram usados com frequência fluidos como o amoníaco (indústria naval), butano, propano, entre outros.

O uso de água como fluido de trabalho é adequado quando a fonte de calor possui temperaturas acima da sua temperatura de evaporação, como o circuito de escape. Sabendo que apenas um terço, em média, da energia de um MCI é recuperada e que aproximadamente dois terços são perdidos em calor, facilmente se percebe que o MCI possui um grande potencial de aproveitamento, como se pode observar na figura 2.10. Esta energia perdida é caracterizada por uma gama de temperaturas de 400 a 900°C no circuito de escape e numa gama de 80 a 100°C no circuito de refrigeração [Chammas *et al.* (2005)].

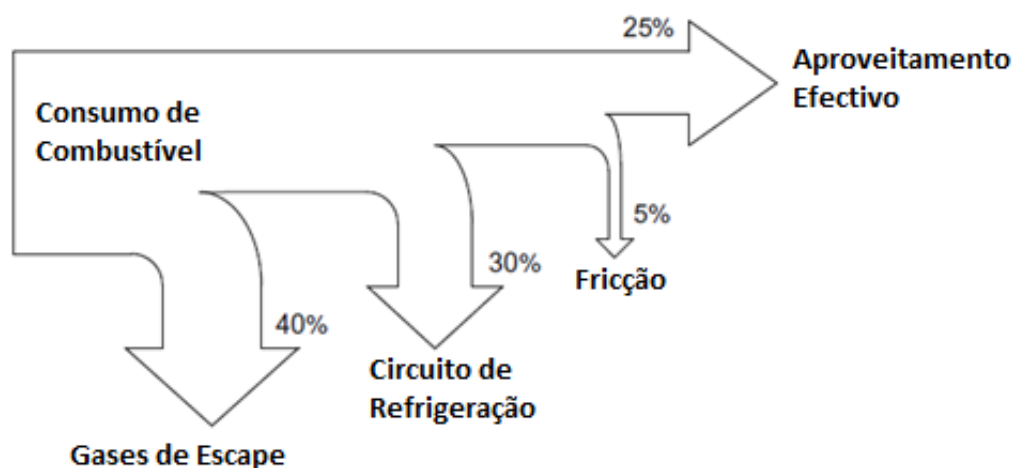


Figura 2.10- Gastos de energia num motor de combustão [Yu *et al.* (2009)].

A energia proveniente do circuito de escape pode ser aproveitada através de um ciclo de Rankine, utilizando água como fluido de trabalho. Porém, a temperatura do circuito de refrigeração, devido à sua baixa temperatura, exige fluidos com ponto de ebulição mais baixo. Para a recuperação simultânea de ambos os meios podem ser usadas soluções híbridas, com um circuito a operar apenas com água e outro com um fluido orgânico (R245fa ou etanol). A tecnologia Turbosteamer (primeira geração) da marca BMW, é exatamente um exemplo deste aproveitamento [Freyman et al. (2009)].

O uso de fluidos orgânicos permite resolver o problema da baixa temperatura das restantes fontes de calor num veículo automóvel. Entre elas, estão: o circuito de refrigeração do motor; o circuito de refrigeração do sistema de *EGR cooler*; o *intercooler* do sistema de sobrealimentação; o circuito de arrefecimento do inversor ou do motor elétrico de um veículo elétrico ou híbrido. Para este tipo de fontes de baixa temperatura é necessário usar fluidos orgânicos. Este sistema de ciclo de Rankine com recurso a fluidos usados orgânicos é conhecido por Organic Rankine Cycle (ORC, na literatura Inglesa).

Uma vez que o uso de álcoois e hidrocarbonetos é desaconselhável num veículo automóvel, apesar das suas excelentes propriedades termodinâmicas, atualmente são usados com frequência refrigerantes como o R134a ou o R245fa [Santos *et al.* (2011)]. Estes refrigerantes pertencem à família dos hidro-cloro-flúor-carbonetos (HCFC's) e são refrigerantes de transição menos nocivos que os cloro-flúor-carbonetos (CFC's) como o R12, R14 ou R22. Refrigerantes como o R245fa possuem excelentes propriedades de transferência de calor, são termicamente estáveis, possuem uma baixa viscosidade, não são inflamáveis, são compatíveis com a maioria dos materiais e, ao contrário da água, não congelam facilmente.

No entanto, estes refrigerantes apresentam um GWP (*global warning potential*, na literatura Inglesa) que oscila entre 950 e 1070, o que fará com que eles sejam limitados ou retirados de utilização brevemente. Refira-se que um destes refrigerantes (R134a), largamente usado nos sistemas de ar condicionado de automóvel, está atualmente em fase de transição para um refrigerante menos nocivo (HFO-1234yf). A partir de 2017 não será concedida nenhuma homologação a veículos novos que usem refrigerantes com GWP superior a 150.

2.3.2. Bomba

Para mover e elevar a pressão do fluido de trabalho é necessária uma bomba. O funcionamento da bomba e o seu caudal variável é tido em consideração no dimensionamento do projeto, influenciando de forma considerável no rendimento global do sistema. Uma vez que é necessário pressurizar o fluido a pressões elevadas, para que este possa entrar no evaporador, são tipicamente usadas bombas de diafragma. Estas são compatíveis com as pressões elevadas e caudais baixos de um ciclo de Rankine.

Devido à facilidade de controlo, a maioria dos autores, como por exemplo: [Nelson (2008)], [Pei *et al.* (2011)], [Feru *et al.* (2013)], opta por bombas elétricas de corrente contínua. Estas são fáceis de comandar, pois a velocidade de rotação da bomba é praticamente proporcional à sua tensão de alimentação. Aliado a este facto, o automóvel dispõe de uma fonte de corrente contínua de 12 V, o alternador.

2.3.3. Evaporador

O evaporador tem a função de transferir o calor proveniente da fonte de calor para o fluido de trabalho. Num veículo automóvel, a temperatura e caudal das fontes de energia térmica variam com as condições de operação do veículo. O circuito de escape será a primeira opção devido às temperaturas mais elevadas e potência térmica disponível. Esta transferência de calor tem de ser feita numa gama de temperaturas e pressões, de forma a que o fluido de trabalho vaporize completamente para não danificar o expensor.

A construção de evaporadores deriva de sistemas maduros usados na produção de energia elétrica e produção de vapor industrial. Consiste tipicamente num circuito de várias condutas em aço inoxidável sujeitas a uma fonte de calor. Contudo, numa aplicação direcionada a um veículo automóvel devem ser tidas em conta as seguintes características [Kew *et al.* (2005)]:

- Ser altamente compacto. O espaço disponível num veículo automóvel é reduzido. Adicionalmente, o peso também é de importância crítica, uma vez que irá influir na prestação do veículo. Note-se que o local onde este ficará instalado também deve considerar o centro de massa do veículo;

- Baixa capacidade térmica. Uma rápida capacidade de resposta é desejável, quer nos arranques a frio, quer nos regimes transientes;
- Reduzida capacidade de fluido de trabalho. Esta redução implica uma maior rapidez de resposta em arranques a frio e reduz o risco de fugas de pressão em caso de fuga ou acidente rodoviário;
- Capacidade de ventilação. O sistema deve considerar a posição de saída do vapor em caso de fuga ou abertura de uma válvula de segurança, sem danificar os restantes componentes do veículo (sistema de travagem, por exemplo);
- Facilidade de manutenção. À semelhança dos outros órgãos do automóvel, para ser incorporado num produto de produção em massa, este sistema deve ser facilmente acessível para verificação e manutenção.

A título de exemplo, na figura 2.11 pode-se observar uma representação do permutador desenvolvido pela BMW.

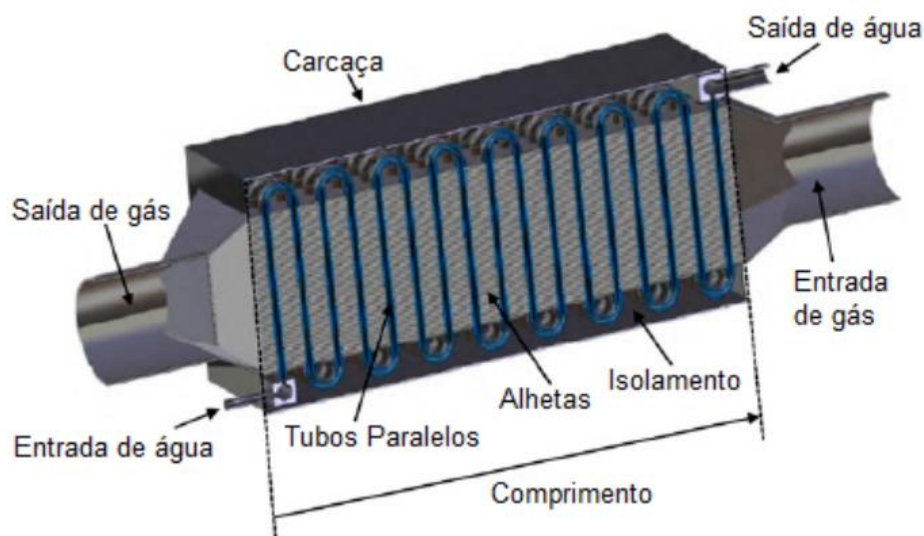


Figura 2.11- Evaporador desenvolvido pela BMW, adaptado de [Horst *et al.* (2013)].

2.3.4. Expansor

O expansor apresenta-se como o componente com maior importância num sistema de ciclo de Rankine. Como podemos observar pela figura 2.12, este é o elemento que mais impacto tem no rendimento do sistema.

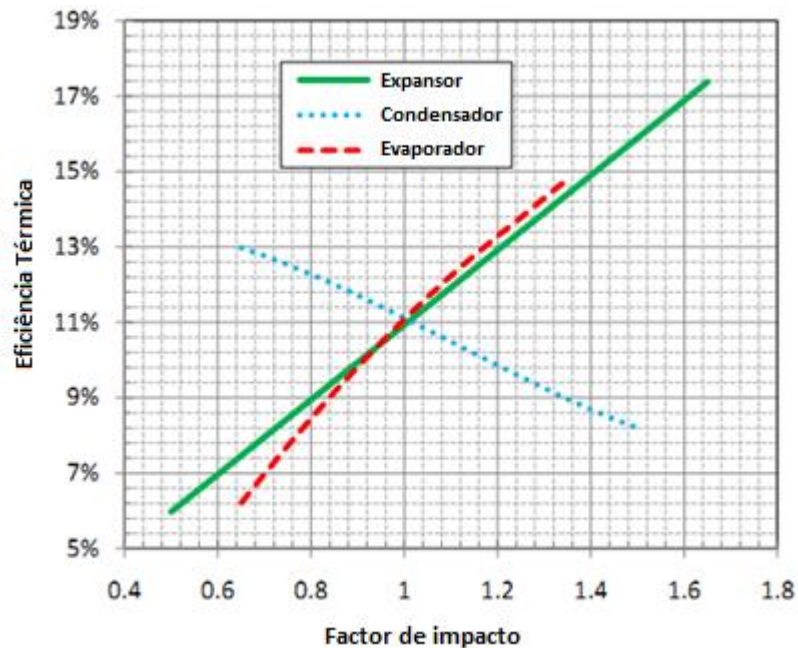


Figura 2.12- Análise de sensibilidade da eficiência térmica relativamente ao expansor, evaporador e condensador, adaptado de [Harada 2010].

O processo de seleção do expansor deve considerar vários fatores, nomeadamente: eficiência isentrópica, relação de expansão, potência de saída, lubrificação, complexidade, velocidade de rotação, equilíbrio dinâmico, fiabilidade, o custo e claro a disponibilidade tecnológica e comercial.

Atualmente, quase todas as aplicações de recuperação de calor em veículos automóveis são protótipos. O mesmo se aplica a alguns componentes, nomeadamente os expansores, que devido à gama de potências em questão, nunca se justificou economicamente a produção comercial de tais tipos de máquinas. Como tal, salvo raras exceções, a esmagadora maioria dos expansores usados em recuperação de calor residual em veículos automóveis são compressores adaptados.

Os expansores dividem-se em dois tipos: os expansores dinâmicos e os volumétricos. As turbinas estão inseridas nos expansores dinâmicos. Apesar de serem uma tecnologia mais que provada no que diz respeito a potências baixas, a disponibilidade comercial é limitada. Uma das razões para que tal aconteça deve-se ao seu dimensionamento, onde um dos critérios é a velocidade ótima de rotação periférica. Ora, se for usada uma turbina pequena,

de modo a ser conseguida essa velocidade periférica, são necessárias rotações muito elevadas, à semelhança com as turbinas usadas nos motores automóveis sobrealimentados, onde a velocidade do turbo-compressor pode ultrapassar as 100.000 rpm. A velocidade elevada acarreta problemas mecânicos relacionados com o atrito no veio da turbina e consequentemente o sobreaquecimento do mesmo. Adicionalmente e mais grave, devido à elevada velocidade das pás, estas são muito sensíveis à existência de gotas no vapor. Como tal, torna-se necessário estudar o tipo de fluido a usar, sabendo que existem várias possibilidades, desde o vapor de água a fluidos orgânicos. Como se pode observar na figura 2.13, existem vários ciclos termodinâmicos conforme o fluido de trabalho.

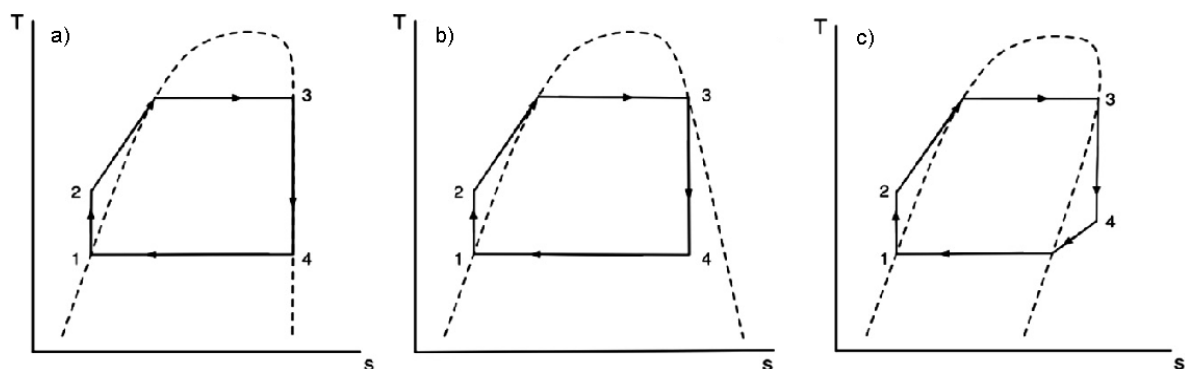


Figura 2.13- Ciclos termodinâmicos de diversos fluidos, isentrópico (a), molhado (b) e seco (c) [Santos *et al.* (2011)].

A figura 2.13 ilustra justamente três tipos de ciclos: isentrópico (a), molhado (b) e seco (c), sendo o ciclo molhado o menos aconselhável para o uso com turbina, pois no ponto 4 existe a presença de condensados. Além da elevada velocidade, impõe-se uma gama restrita onde a eficiência da turbina é máxima e qualquer desvio implica uma redução da eficiência. Finalmente, o último entrave está relacionado com o custo, uma vez que as turbinas são máquinas com uma elevada precisão de fabrico e consequentemente apresentam custos elevados. Contudo, apesar de todos os inconvenientes, as turbinas apresentam-se como uma escolha a considerar devido à sua elevada eficiência isentrópica, até 85%, e ao facto de requererem pouca manutenção. As turbinas são apontadas como a melhor opção para aplicações em que o expansor está acoplado a um gerador elétrico [Horst *et al.* (2013)] e [Wang *et al.* (2011)].

Os expansores volumétricos reduzem a pressão através do aumento do volume do gás circunscrito no seu interior. Para o efeito, possuem um rácio de volume interno, correspondente ao volume de gás capturado no seu interior. Ao contrário dos expansores dinâmicos, estes operam a velocidades baixas, o que lhes confere uma maior resistência à presença de gotas no vapor processado.

Existem vários tipos de expansores volumétricos, sendo os mais simples seguramente os de palhetas. Esta simplicidade facilmente se traduz num custo de produção reduzido. Estes expansores consistem num veio contendo acopladas palhetas deslizantes, que devido à força centrífuga, e com o auxílio de lubrificante, irão criar câmaras estanques, cujo volume aumenta gradualmente devido à geometria da carcaça exterior. Na figura 2.14 pode-se observar um diagrama de funcionamento de um expansor de palhetas (esquerda) e uma imagem de um compressor de palhetas convertido em expansor.

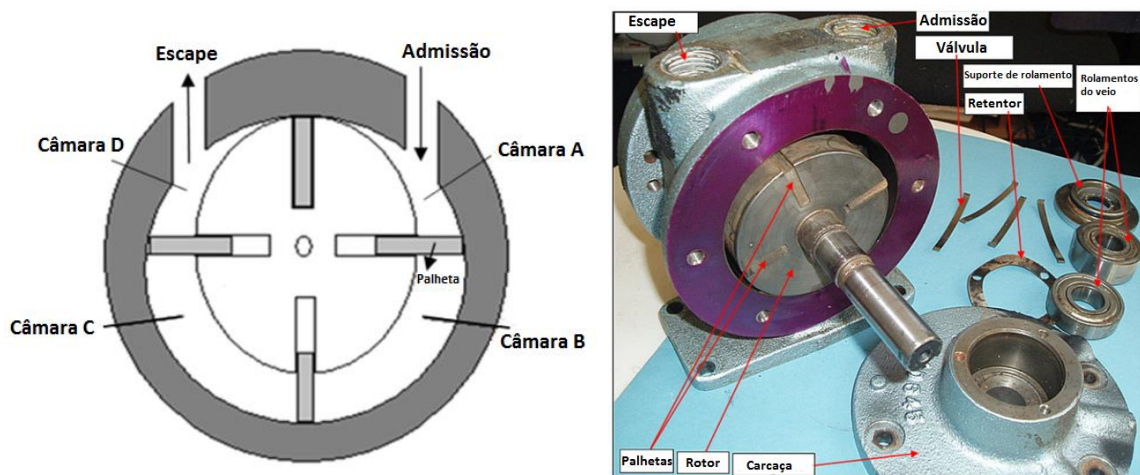


Figura 2.14- Expansor de palhetas, vista esquemática (esquerda) e real (direita) , adaptado de [Qiu *et al.* (2011)].

Este tipo de expansor, além de extremamente resistente e compacto, tolera elevadas pressões de funcionamento e é imune à presença de condensados no vapor expandido. Porém possui elevadas perdas mecânicas por via do atrito entre as palhetas e a carcaça e a vedação nas palhetas pode ser um problema a baixa rotação.

Em termos de complexidade de construção, os expansores do tipo scroll e de parafuso contrastam com os expansores de palhetas. Estes possuem geometrias complicadas e são

exigentes em termos de tolerância de construção. Podemos observar dois exemplos na figura 2.15, um expensor de parafuso (à esquerda) e um de scroll (à direita).

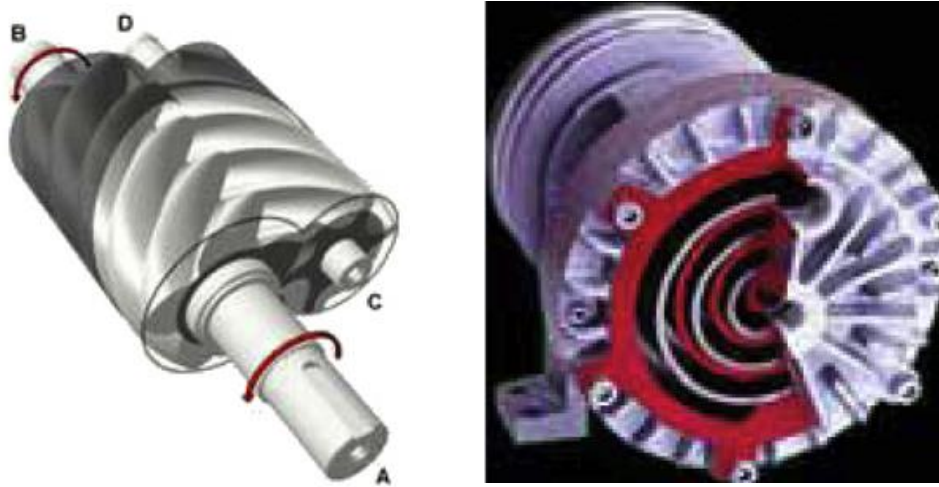


Figura 2.15- Expensor de parafuso (esquerda) e do tipo scroll (direita) [Qiu *et al.* (2011)].

Estes tipos de expansores possuem imensos problemas de estanquicidade, que apenas podem ser resolvidos com recurso a tolerâncias pequenas. Claro que essas tolerâncias reduzidas se traduzem em eventuais problemas de fiabilidade. Outro inconveniente destes sistemas é a sua necessidade de lubrificação, sendo necessária uma bomba para introduzir o lubrificante no circuito, e posteriormente um sistema capaz de recuperar este óleo do fluido de trabalho.

Finalmente o tipo de expensor mais robusto é claramente o expensor de pistão axial, sendo capaz de suportar pressões mais elevadas, comparativamente com os exemplos anteriores. Na figura 2.16 pode-se observar um protótipo de expensor com dois êmbolos usado como expensor num ciclo de Rankine, usando água como fluido de trabalho.

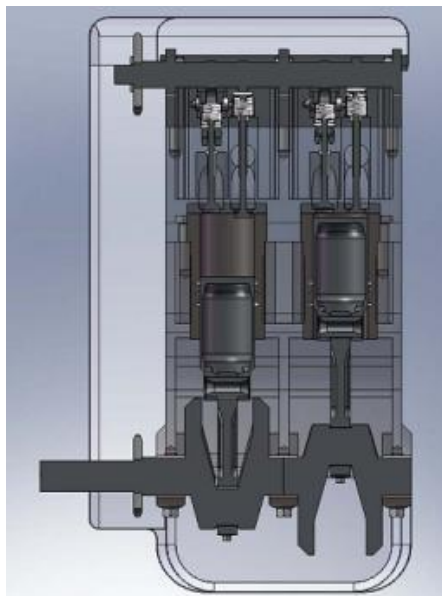


Figura 2.16- Protótipo de expansor de pistão axial [Badami *et al.* (2009)].

Sendo uma tecnologia madura, este tipo de expansor apresenta vantagens de estar numa fase avançada de evolução. Como resultado, apresenta-se como uma tecnologia robusta e capaz de suportar condensados no vapor processado, suportando elevadas razões de expansão. Especialmente quando se trata de vapor de água, a eficiência do expansor será beneficiada pelas elevadas pressões de trabalho, pois será maior a acumulação de energia calorífica no vapor. Claro que como qualquer outra tecnologia também possui desvantagens, tais como o elevado atrito e as dificuldades de estanquicidade com pressões elevadas. Adicionalmente é um sistema algo complexo, que exige um equilíbrio dos componentes e um controlo das válvulas.

A tabela 2.2 apresenta um resumo das vantagens e desvantagens de cada um dos tipos de expansores.

Tabela 2.2- Resumo comparativo de tipos de expansores, adaptado de [Exoès, 2014]

	<i>Vantagens</i>	<i>Desvantagens</i>	<i>Construtor</i>
Turbina	<ul style="list-style-type: none"> • Compacta • Sem lubrificante • Baixo volume • Eficiente 	<ul style="list-style-type: none"> • Erosão por condensados • Rotação elevada • Oneroso 	<ul style="list-style-type: none"> • Bosch • Barber Nichols
Pistão	<ul style="list-style-type: none"> • Robusto • Custo reduzido • Baixa rotação 	<ul style="list-style-type: none"> • Volumoso • Problemas de lubrificação 	<ul style="list-style-type: none"> • Amovis & Voith • Exoès • Bosch
Parafuso	<ul style="list-style-type: none"> • Compacto • Robusto 	<ul style="list-style-type: none"> • Oneroso • Baixa eficiência 	<ul style="list-style-type: none"> • Eaton
Scroll	<ul style="list-style-type: none"> • Robusto • Custo reduzido • Baixa rotação 	<ul style="list-style-type: none"> • Volumoso • Baixa eficiência • Problemas de lubrificação 	<ul style="list-style-type: none"> • Sanden

2.3.5. Soluções comerciais para expansores

Uma vez que se trata de uma tecnologia embrionária, ainda não existem muitas soluções comerciais. As poucas que se encontram são na sua maioria vocacionadas para cogeração ou trigerção.

Recentemente com o desenvolvimento de tecnologias baseadas em ORC, algumas soluções surgiram no sentido de recuperar energia em fontes de baixa temperatura. Estas tecnologias foram impulsionadas pela otimização de processos industriais e por sistemas de produção de energia elétrica a baixa temperatura, nomeadamente com recurso a energia solar e biomassa, sendo largamente usadas em processos de cogeração e trigerção. Para estes tipos de aplicações facilmente se encontram soluções de expansores ou equipamentos integrados em empresas, tais como: Green Energy, Ormat, Infinity Turbine, entre muitas outras. Contudo, neste tipo de aplicações o peso e o volume do equipamento não é uma questão fundamental, e como podemos observar nas figuras 2.17 e 2.18, a maioria dos equipamentos possuem vários metros de comprimento, largura e pesos próximos ou superiores a uma tonelada.



Figura 2.17- Turbina de ciclo orgânico de Rankine da empresa Green Energy [Geaust (2011)].



Figura 2.18- Turbina de ciclo orgânico de Rankine da empresa InfinityTurbine [Infinity Turbine (2011)].

Na seleção de um expensor adaptável para aplicação num veículo automóvel, as dimensões e peso tornam-se fator de exclusão para a maioria das aplicações. Estas aplicações são vendidas já num equipamento de produção de energia elétrica. Apesar de, na maioria dos casos, esses expansores serem desajustados para implementação num veículo automóvel, os expansores contidos nalguns desses equipamentos poderiam eventualmente ser reaplicados noutra sistema. A empresa Eneftech produz diversos equipamentos destes que no seu interior contêm expansores do tipo *scroll*, como se pode observar na figura 2.19. O equipamento mais simples desta empresa possui um peso de 300 kg e tem um custo de 55.000€ [Eneftech (2011)].

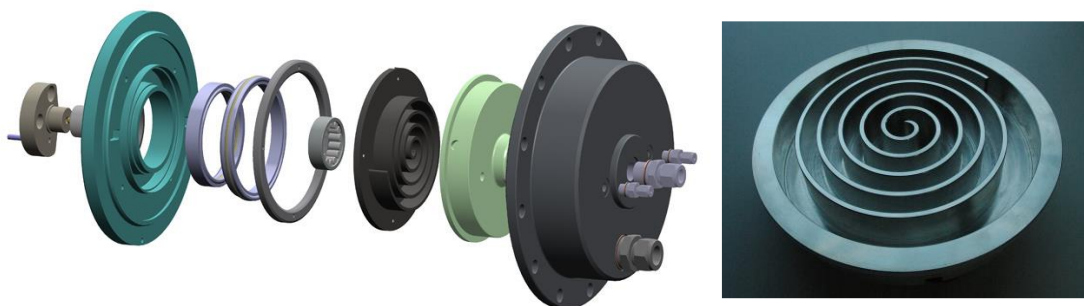


Figura 2.19- Expensor do tipo *scroll* da empresa Eneftech [Eneftech (2011)].

A empresa Infinity Turbine não só permite a venda do expensor, num sistema modular, como incentiva a construção de protótipos de sistemas ORC por parte dos clientes, vendendo inclusivamente planos e especificações para a construção destes sistemas. Entre as turbinas comercializadas por esta empresa, destacam-se os seus dois modelos de menor potência, de 1 e 10 kW, com potencial para serem implementados num veículo automóvel. Na tabela 2.3 podemos observar as principais características destas turbinas.

Tabela 2.3- Características das turbinas IT01 e IT10 [Infinity Turbine (2015)].

	<i>Turbina IT01</i>	<i>Turbina IT10</i>
Potência de Saída [kW]	1 - 5	10
Admissão ["]	3/8-1	3
Escape ["]	Até 2	6
Veio [mm]	16	-
Fluido Normal de Trabalho (ORC)	R134a (<90°C) e R245fa (90°C - 120 °C)	R134a (<90°C) e R245fa (90°C - 120°C)
Outros Fluidos de Trabalho	Ar comprimido, vapor, água, etc...	Ar comprimido, vapor, água, etc...
Regime de Trabalho [RPM]	5.000 – 25.000	3.000 – 10.000
Acoplamento Direto	Geradores AC, DC e qualquer equipamento rotativo	Geradores AC, DC e qualquer equipamento rotativo

Dos dados divulgados não foi possível aferir as dimensões nem o peso de cada sistema, porém as figuras 2.20 e 2.21 poderão fornecer uma noção relativa.



Figura 2.21- Turbina IT01 [Infinity Turbine (2015)].



Figura 2.20- Core da turbina IT10 [Infinity Turbine (2015)].

A Green Turbine é uma das empresas que pretende disponibilizar um expansor de potência reduzida, projetada para operar com vapor de água. Esta empresa pretende produzir turbinas numa gama de potências de 1 a 50 kW, estando presentemente em testes o modelo de 1,5 kW [Green Turbine (2015)]. O presente modelo possui as características expostas na tabela 2.4

Tabela 2.4- Características Green Turbine 1.5 kW [Green Turbine (2015)].

	<i>Green Turbine 1.5</i>
Potência de Saída [kW]	1,5
Dimensões [cm]	Comprimento: 28 Largura: 18
Peso [kg]	8
Fluido de trabalho	Água (99,5% de vapor)
Pressão de trabalho [bar]	Admissão: 5,2 (abs) Escape: 0,1 (abs)
Temperatura de Trabalho [°C]	200 - 220
Regime de Trabalho [RPM]	30.000
Rendimento (Vapor - Eletricidade)	9% (após retificação)
Caudal [g/s]	5

Apesar de possuir uma potência reduzida, este tipo de turbina possui características adequadas para implementação num veículo automóvel, nomeadamente a vantagem de já ter incorporado um gerador elétrico, e claro as suas dimensões e peso reduzido. Uma imagem da turbina em questão pode ser observada na figura 2.22.



Figura 2.22- Green Turbine 1,2kW [Green Turbine (2015)].

Finalmente, outra empresa que já tem soluções comerciais de expansores é a Bosch. Esta tem dois expansores projetados para sistemas de recuperação de calor em veículos pesados. As duas soluções da Bosch consistem num expansor de pistão único de duplo efeito e numa turbina de dois estágios de pressão constante.

Na figura 2.23 pode-se observar o expansor de pistão (esquerda) e o expansor de turbina (direita) desenvolvidos pela Bosch [Seher *et al.* (2012)].



Figura 2.23- Expansor de pistão (esquerda) e expansor de turbina (direita) [Seher *et al.* (2012)].

Ambos os expansores permitem o uso de água como fluido de trabalho, no entanto, segundo [Seher *et al.* (2012)], é preferível o uso de etanol como fluido de trabalho no caso do expansor de turbina.

Na tabela 2.5 pode-se observar um resumo das características de ambos os expansores.

Tabela 2.5- Resumo das características dos expansores Bosch [Seher *et al.* (2012)].

Tipo de expansor	<i>Turbina</i>	<i>Pistão de duplo efeito</i>
Peso [kg]	25	40
Potência máxima [kW]	25	25
Temperatura máxima [°C]	300	300
Pressão máxima [bar]	50	50
Transmissão de potência	<ul style="list-style-type: none"> • Cambota através de embraiagem e carreto ou gerador elétrico 	<ul style="list-style-type: none"> • Cambota através de embraiagem e carreto
Volume de expansão [l]	-	0,9

Segundo [Bosch (2015)], qualquer um dos expansores, instalado num sistema de recuperação de calor permite uma poupança de aproximadamente 5%. Ainda mais, é referido que a aplicação de um destes sistemas permite um tempo de retorno do investimento (*payback*) inferior a 2 anos.

2.3.6. Condensador

Tal como o próprio nome indica, o condensador tem a função de transformar o fluido de trabalho do estado gasoso para o estado líquido. O tipo de condensador e área de permuta terá de ser adaptado ao fluido de trabalho. Tipicamente sistemas de fluido de trabalho orgânico exigem condensadores maiores, pois os fluidos orgânicos possuem temperaturas de condensação mais baixas que a água. Apesar de existirem vários tipos de condensadores, a escolha tem recaído apenas por dois tipos de condensador, os de alhetas e os de placas. Os condensadores de alhetas possuem a vantagem de já estarem largamente estudados e de existir alguma facilidade em adaptar condensadores de outras áreas, nomeadamente o ar condicionado automóvel. Na figura 2.24 pode-se observar um condensador de alhetas, usado por [Wang *et al.* (2010)].



Figura 2.24- Condensador de alhetas [Wang *et al.* (2010)].

Recentemente, a atenção tem-se virado para condensadores de placas, arrefecidos a água [Wang *et al.* (2013)] e [Rohmaha *et al.* (2014)], entre outros que além de ocuparem um volume menor, induzem menos perda de carga, melhorando o rendimento do sistema. Na figura 2.25 pode-se observar uma representação de um condensador de placas.

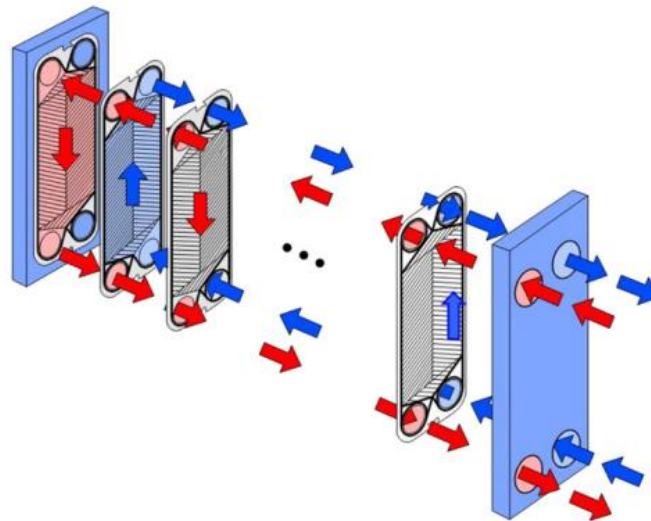


Figura 2.25- Condensador de placas [Wang *et al.* (2013)].

Na figura 2.25 pode-se observar a representação do fluido de trabalho a vermelho e a azul o circuito de arrefecimento (água). Este tipo de sistema tem como desvantagem o aumento de complexidade induzido por um permutador líquido-líquido, com bomba e permutador auxiliar. Ao passo que o condensador de alhetas apenas necessita de um ventilador elétrico, como se pode observar na figura 2.26.



Figura 2.26- Condensador refrigerado a ar forçado [Zhang *et al.* 2011].

2.4. Resumo comparativo

Apesar de todas as tecnologias anteriormente referidas terem capacidade de serem aplicadas a todos os tipos de motores, tendencialmente cada tecnologia tem uma aplicação mais favorável. Pelas suas características, o ciclo de Rankine e o *turbo-compounding* são estudados de modo a operar maioritariamente em motores de veículos pesados. Já por sua vez os sistemas TEG são quase exclusivamente aplicados em motores de veículos ligeiros.

Na tabela 2.6, pode-se observar uma tabela resumo com as vantagens e desvantagens de cada uma das tecnologias em estudo.

Tabela 2.6- Resumo comparativo, adaptado de [Aghaali *et al.* (2015)].

	<i>Vantagens</i>	<i>Desvantagens</i>
Turbo-compound	<ul style="list-style-type: none"> • Redução razoável do consumo específico • Sistema relativamente simples • Baixo volume • Baixo custo 	<ul style="list-style-type: none"> • Induz perda de carga no escape • Eficiência nula em determinados regimes • Eficiência global reduzida
Ciclo de Rankine (água)	<ul style="list-style-type: none"> • Boa redução do consumo específico • Sem interação com o motor 	<ul style="list-style-type: none"> • Complexo e oneroso • Pesado e volumoso • Baixa eficiência dos expansores existentes
Ciclo de Rankine (orgânico)	<ul style="list-style-type: none"> • Muito boa redução de consumo específico • Sem interação com o motor • Permutador reduzido 	<ul style="list-style-type: none"> • Complexo e oneroso • Toxicidade do fluido
TEG	<ul style="list-style-type: none"> • Boa redução de consumo específico • Leve • Sem interação com o motor 	<ul style="list-style-type: none"> • Baixa eficiência térmica • Superfície necessária elevada • Demasiado oneroso

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

3 Montagem Experimental

Neste capítulo são caracterizados os sensores e atuadores utilizados na construção da montagem experimental. São igualmente expostos os procedimentos referentes ao controlo e aquisição de sinais, bem como as operações conducentes à realização dos ensaios.

3.1. Componentes do sistema

Neste subcapítulo é mostrado o funcionamento da montagem experimental e são caracterizados os principais componentes do sistema em estudo.

3.1.1. Diagrama funcional

A Figura 3.1 apresenta a representação esquemática da montagem experimental.

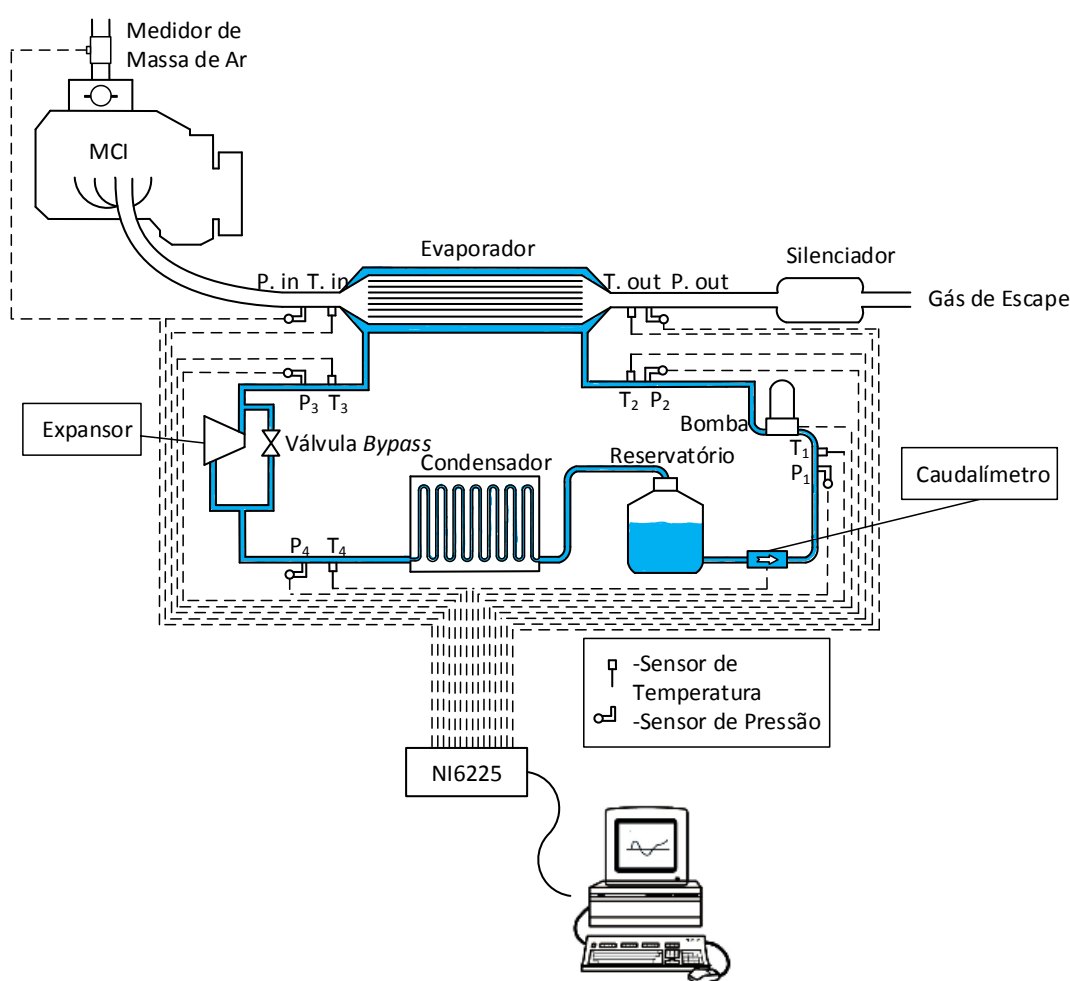


Figura 3.1- Representação esquemática da montagem experimental.

Por sua vez, a imagem da montagem experimental com a respectiva identificação de cada componente, pode ser observada na figura 3.2.

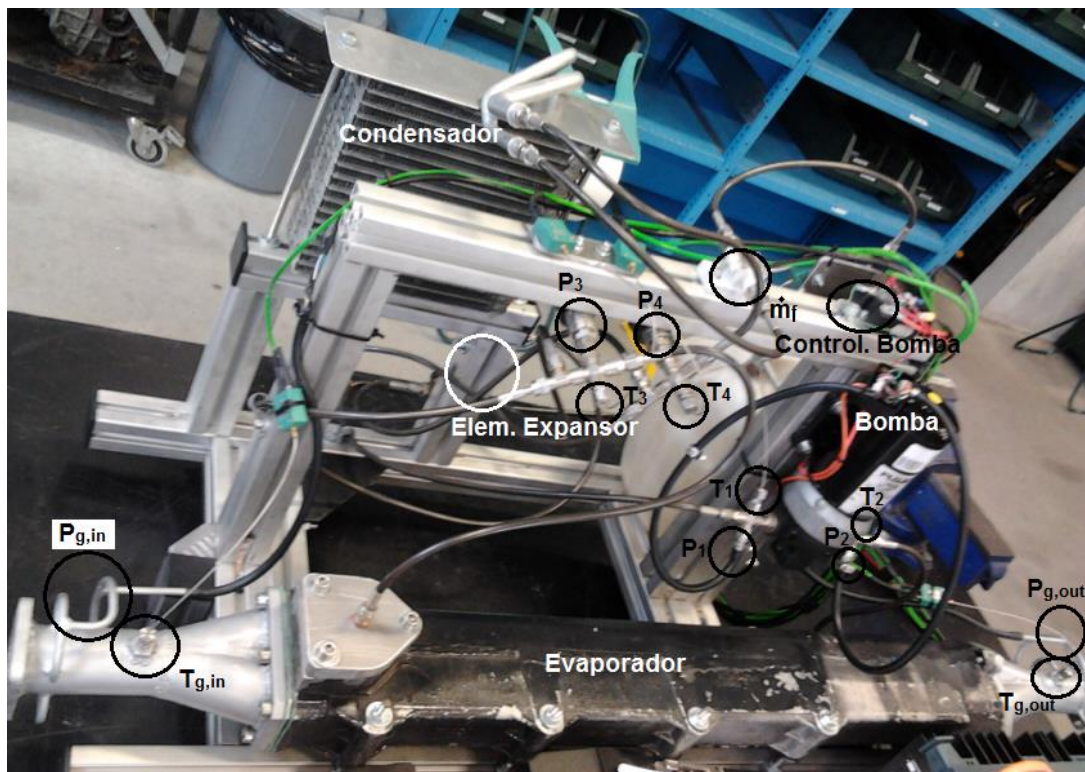


Figura 3.2- Imagem da montagem experimental.

A figura 3.1 mostra o MCI, e o respectivo sistema de admissão, onde o ar aspirado por este é medido através de um medidor de massa de ar. O sistema de escape que vai desde o coletor de escape até ao silenciador foi alterado de modo a que este pudesse incorporar um permutador de calor para recuperação de energia térmica dos gases de escape, denominado por evaporador na figura 3.1. É efetuada uma medição de temperatura e pressão dos gases de escape à entrada e à saída do evaporador. Os gases de escape atravessam o evaporador através de tubos internos ligados por falanges adaptadas para o efeito. O ciclo de Rankine implementado opera em circuito fechado, no qual foi usada água como fluido de trabalho.

O fluido de trabalho (água) inicia o seu ciclo no reservatório, de onde é bombeado até ao evaporador. No evaporador o fluido de trabalho muda de fase, de líquido para vapor sobreaquecido. O vapor sobreaquecido segue para um expansor de onde é extraído trabalho mecânico. Na presente montagem foi usada uma válvula de regulação de pressão para

simular o elemento expansor. Paralelamente a esta, foi colocada uma válvula de *bypass* de atuação manual. Finalmente, o fluido de trabalho é conduzido ao condensador de modo a retornar ao estado líquido, regressando ao depósito, fechando deste modo o circuito.

Durante o seu ciclo, a água é constantemente monitorizada em 4 pontos, onde é medida a sua temperatura e pressão. O caudal do fluido de trabalho é igualmente medido à saída do reservatório, através de um caudalímetro, tal como indicado na figura 3.1.

3.1.2. Tubagens de ligação

Na tubagem de ligação usada optou-se por usar tubo PTFE (Politetrafluoretileno) liso, revestido a malha de inox. Este tipo de tubo tem uma pressão máxima de operação de 233 bar e uma temperatura máxima de trabalho de 260 °C. Na Figura 3.3 pode-se observar a constituição do tubo usado e na figura 3.4, uma aplicação prática do tubo na presente montagem experimental.



Figura 3.3- Aplicação do tubo com cravação.



Figura 3.4- Constituição interna do tubo [Barboflex (2011)].

Este tipo de tubo vem pré-ensamblado com terminais hidráulicos. Por questões de curvatura técnica e para permitir futuras alterações, as secções de tubo foram aumentadas cerca de 10% relativamente ao projeto original. Este aumento, apesar de esteticamente menos agradável, facilitou a sua montagem e precaveu futuras alterações.

3.1.3. Condensador

O condensador utilizado é um permutador de calor proveniente de um sistema de ar condicionado automóvel. Trata-se de um permutador de tubo oval com alhetas construído em alumínio. Na figura 3.5 pode-se observar uma representação da sua construção e na figura 3.6 verifica-se a sua aplicação.

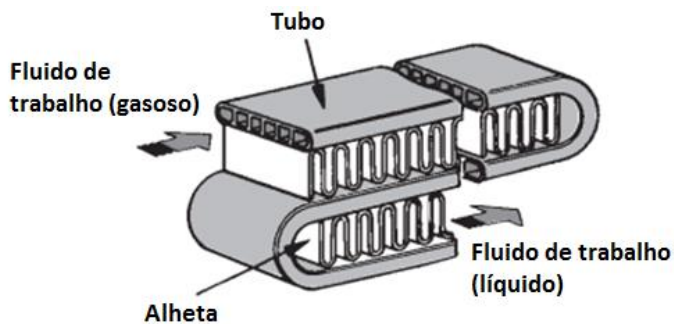


Figura 3.5- Representação interna do condensador.

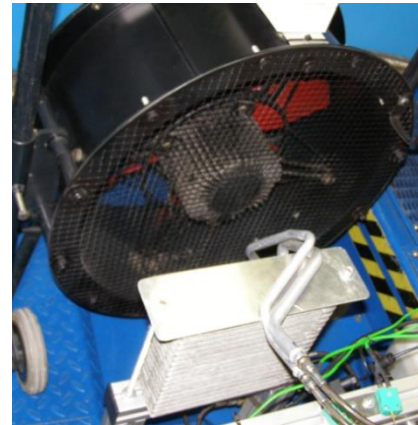


Figura 3.6- Aplicação do condensador no circuito.

Para se garantir o controlo sobre a potência de arrefecimento no processo de condensação foi colocado um ventilador, o qual assegura a convecção forçada do ar através do condensador. O ventilador revelou-se indispensável de modo a garantir a necessária condensação da água. Se tal não ocorre-se poderia danificar a bomba e o caudalímetro que se encontram a jusante do reservatório.

3.1.4. Expansor simulado

Por questões orçamentais não foi usado o expansor indicado para o presente projeto. Idealmente seria aplicado um expansor de 1,5 kW produzido pela Green Turbine, tal como foi referido na secção 2.3.5. No entanto, para simular a expansão do fluido foi usada uma simples válvula de estrangulamento. Na Figura 3.7 pode-se observar a válvula de expansão (indicada por A), bem como a válvula de *bypass* que se encontra instalada em paralelo ao circuito, (indicada por B).

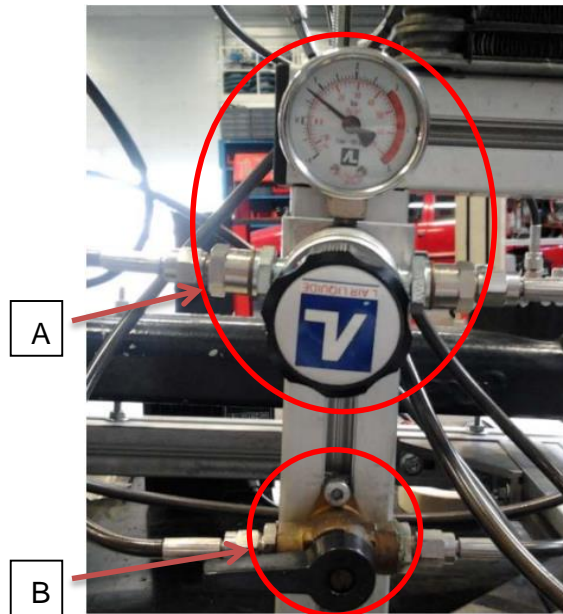


Figura 3.3- Válvula de estrangulamento (A) e válvula de *bypass* (B).

3.1.5. Evaporador

Não sendo uma solução perfeita, mas dado que era a solução disponível que mais garantias dava, foi utilizado um permutador de recirculação de gases de escape, como evaporador. O permutador é proveniente de um veículo pesado MAN.

Na figura 3.8 pode-se observar a carcaça do permutador em (cima), bem como os tubos de passagem de refrigerante (em baixo). No presente estudo, os gases de escape passaram por dentro dos tubos e a água na carcaça, sendo que o escoamento ocorria em contra corrente.

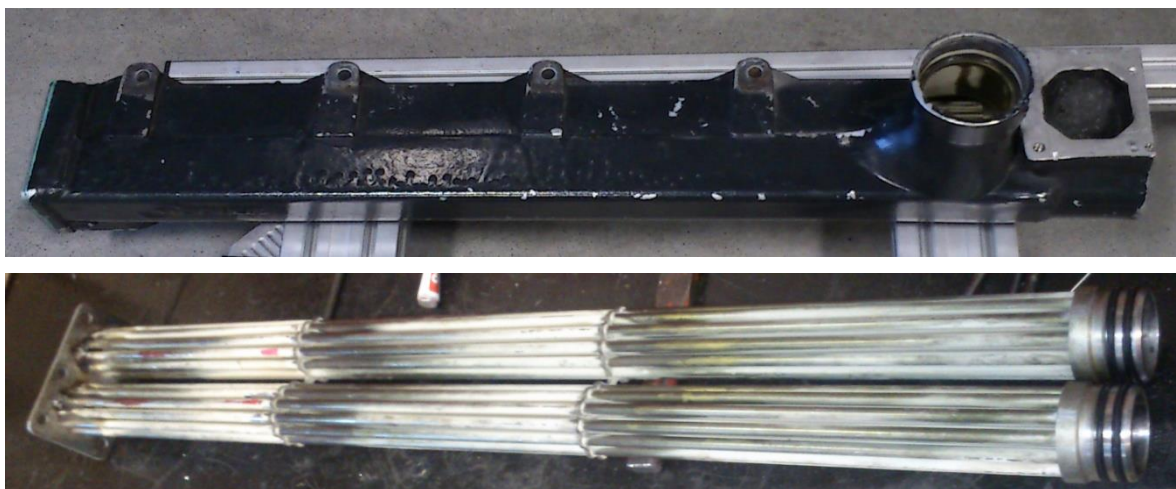


Figura 3.4- Carcaça (cima) e tubos de arrefecimento (baixo) de um permutador de EGR MAN.

O permutador de EGR arrefecido a água é usado em veículos automóveis para reduzir a temperatura dos gases de escape antes destes serem introduzidos na admissão do motor. A reintrodução de gases queimados tem como objetivo baixar a temperatura gerada na câmara de combustão. A redução de temperatura limita a produção de óxidos de azoto (NO_x), cujo limite de emissão é estabelecido por normas antipoluição. Na fase inicial de aquecimento do motor é desejável que os gases recirculados através do sistema de EGR estejam à sua temperatura normal, isto é, pretende-se uma temperatura elevada, de modo a auxiliar o rápido aquecimento do motor até à sua temperatura nominal. A partir desta fase, para melhorar o rendimento volumétrico do motor e para reduzir as temperaturas máximas no interior da câmara de combustão, e assim reduzir a formação de NO_x , os gases passam a ser arrefecidos através do EGR *cooler* antes de serem colocados na admissão. Para se conseguir este efeito, os permutadores de EGR possuem comportas e mecanismos de comando de modo a direcionar os gases de escape diretamente para o coletor de admissão ou através do EGR *cooler*. O permutador utilizado foi adaptado à montagem experimental através de falanges e juntas de bloqueio de modo a eliminar as comportas e pontos de perda de carga. Na figura 3.9, pode-se observar uma das alterações efetuadas no permutador de modo a adaptar o mesmo à presente aplicação.

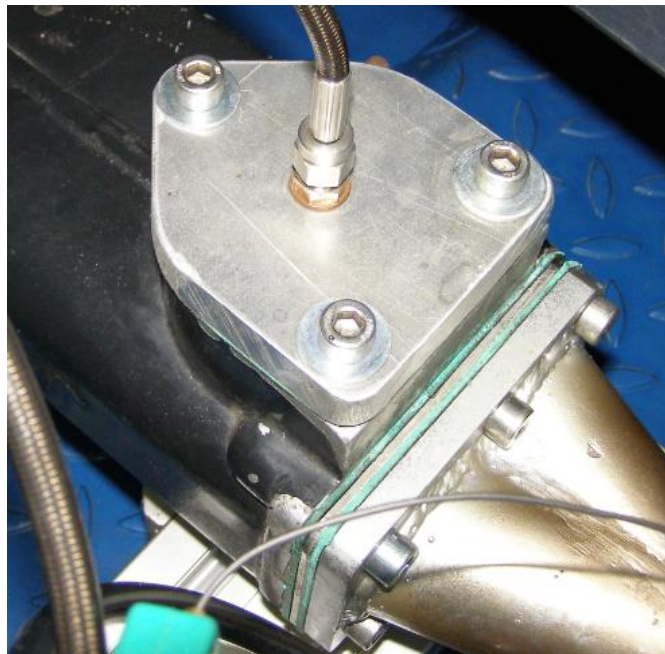


Figura 3.5- Falanges adaptadas no permutador.

Os tubos de passagem de gases encontram-se equidistantes, em arranjo hexagonal. A tabela 3.1 apresenta as características geométricas do evaporador.

Tabela 3.1- Características geométricas do evaporador.

Número de tubos	38
Diâmetro dos tubos [m]	0,006
Comprimento do permutador [m]	0,7
Distância entre tubos [m]	0,002
Espessura [mm]	0,5

3.1.6. Bomba

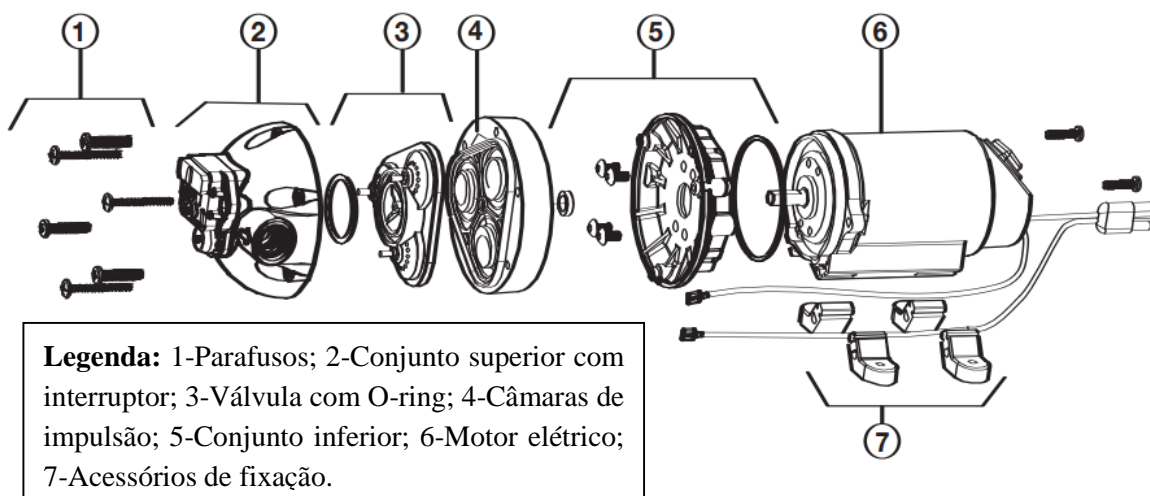
Para efetuar a recirculação e aumento de pressão do fluido de trabalho foi necessário colocar uma bomba adequada ao sistema em estudo. A seleção da bomba recaiu sobre uma bomba elétrica que, de preferência, operasse com um valor de tensão disponível no veículo automóvel, isto é 12 V. Outro aspeto a considerar foi o facto da presente aplicação requerer caudais de fluido de trabalho muito baixos e um aumento de pressão elevado. Deste modo a seleção foi direcionada para uma bomba volumétrica de diafragma, que possibilita ambas as exigências mencionadas. Considerando as características pretendidas e o custo de aquisição, foi seleccionada uma bomba da marca Xylem, modelo Flowjet R3811, visível na figura 3.10.



Figura 3.6- Bomba de recirculação.

Este tipo de bombas volumétricas de diafragma são auto-ferrantes, podendo inclusivamente operar na ausência de fluido de trabalho sem que haja qualquer dano. Sendo uma bomba totalmente hermética e não ventilada, está dimensionada para operar intermitentemente. Este tipo de bomba pode operar continuamente, todavia o seu tempo de vida será drasticamente reduzido.

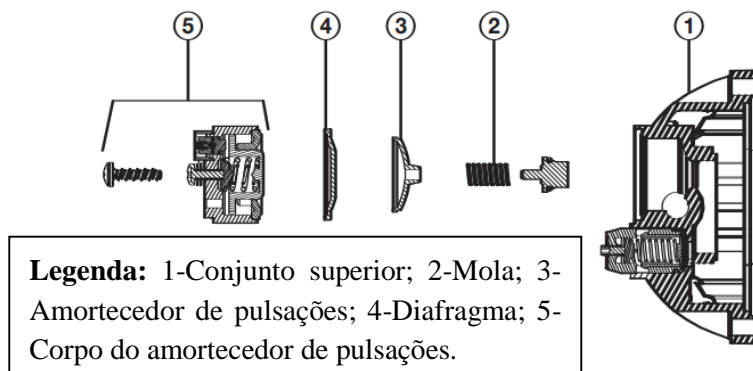
Na figura 3.11 podem-se observar os componentes da bomba, sendo visíveis as 3 câmaras de diafragma nas secções 3 e 4.



Legenda: 1-Parafusos; 2-Conjunto superior com interruptor; 3-Válvula com O-ring; 4-Câmaras de impulsão; 5-Conjunto inferior; 6-Motor elétrico; 7-Acessórios de fixação.

Figura 3.7- Constituição interna da bomba [Flojet (2015)].

A Figura 3.12 mostra a câmara de amortecimento em 3.



Legenda: 1-Conjunto superior; 2-Mola; 3-Amortecedor de pulsações; 4-Diafragma; 5-Corpo do amortecedor de pulsações.

Figura 3.8- Conjunto superior da bomba [Flowjet (2015)].

A bomba em questão opera a 12 V em corrente contínua (direct current DC, na nomenclatura Inglesa), tendo um consumo máximo de 8 A e um caudal máximo de 7,6 l/m (20 g/s). Estas características podem ser observadas no gráfico da figura 3.13.

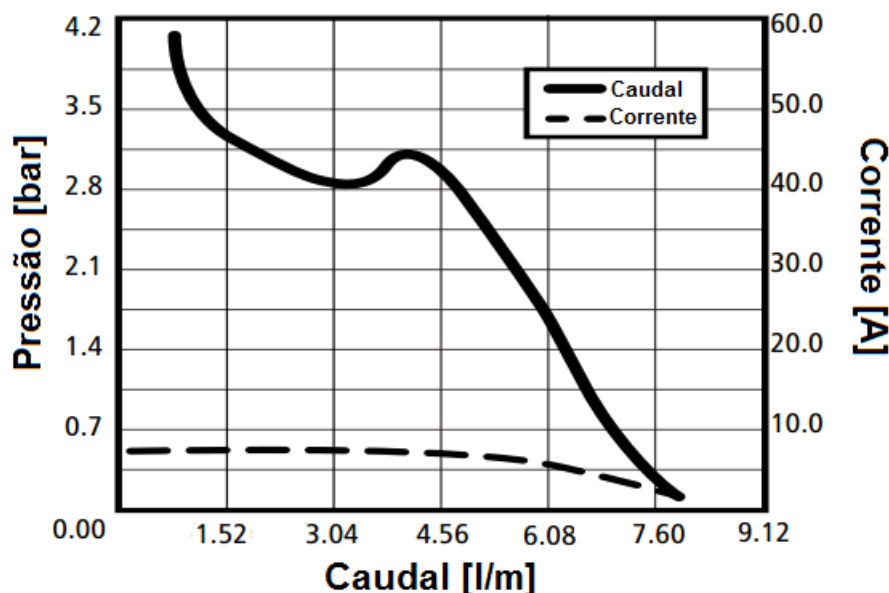


Figura 3.9- Curvas características da bomba de recirculação [Flowjet (2015)].

As restantes características da bomba encontram-se resumidas na tabela 3.2.

Tabela 3.2- Características da bomba de recirculação [Flowjet (2015)].

Mecanismo de impulsão	3 câmaras de diafragma
Motor	Ímanes permanentes
Tensão nominal [V] DC	12
Consumo de corrente [A]	8 (max.)
Caudal máximo [l/m]	7,6
Pressão máxima [bar]	10.3
Temperatura máxima de operação [°C]	60
Temperatura mínima de operação [°C]	4

Controlo da bomba

De modo a controlar a bomba foi empregue um módulo de controlo de motor DC, que permite o controlo da velocidade de rotação da bomba através da tensão de alimentação fornecida à bomba. O comando do módulo pode ser efetuado com recurso a um

potenciómetro de 5 k Ω , ou através de um sinal de 0-5 V. Nesta aplicação foi usado um sinal gerado pela placa de aquisição de dados para comandar a bomba. No presente projeto, o sinal foi gerado através de um botão rotativo digital implementado no *software* de aquisição e controlo de dados desenvolvido no presente trabalho. A vantagem desta aplicação em detrimento de um potenciómetro físico é que o comando pode ser transformado num controlo automático dependente de uma ou mais variáveis adquiridas pela placa de aquisição de dados. Ou seja, a bomba poderá vir a ser comandada dependentemente da temperatura do evaporador, de modo a manter uma produção de vapor constante, independentemente do regime do motor.

O controlador utilizado permite modelar a tensão DC através de uma saída PWM (Pulse Width Modulation, na literatura Inglesa). Com a variação do tempo de trabalho (*duty cycle*), conseguem-se estabelecer valores de tensão diferentes. Na Figura 3.14 observa-se um exemplo de modelação PWM.

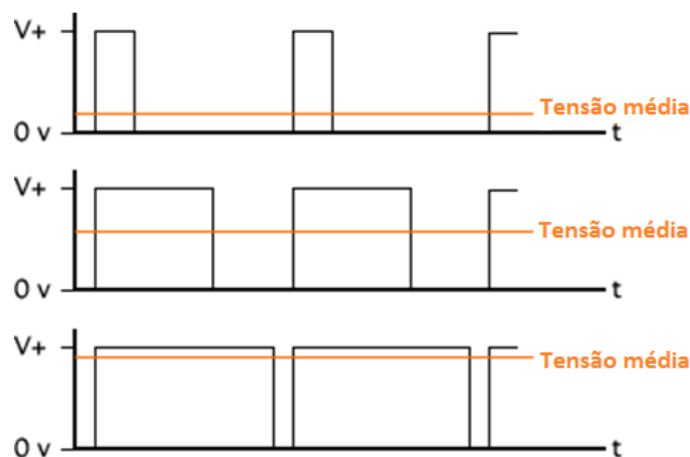


Figura 3.10- Diagrama exemplificativo de uma modelação de tensão por PWM.

A modelação PWM atua a frequências elevadas, assim não são notados os períodos de 0 V ou de 12 V. O módulo utilizado permite a escolha entre 180 Hz ou 350 Hz. A título de exemplo, o regulador de caudal de uma bomba de alta pressão de um sistema de injeção *common rail* do tipo CP3, utilizada em motores Diesel de última geração, é comandado a 180 Hz. Uma vez que não existe qualquer inconveniente, apesar da impercetível melhoria, foi usada a configuração com saída de frequência de 350 Hz.

A tabela 3.3 apresenta as características técnicas do módulo utilizado para controlo da bomba.

Tabela 3.3- Características técnicas do módulo de controlo DCM 24-40 [United Automation (2015)].

Tensão máxima de trabalho [V] DC	24
Corrente máxima de trabalho [A] DC	40
Tensão de controlo [V] DC	0 – 5
Consumo de corrente de controlo a 5 V [mA] DC	1
Frequência de trabalho (Modo 1) [Hz]	350
Frequência de trabalho (Modo 2) [Hz]	180
Temperatura de trabalho admissível [°C]	0 – 60

O módulo de controlo da bomba tem tendência a aquecer, pelo que é recomendada a aplicação de um dissipador de calor. No entanto, uma vez que o consumo máximo da bomba é inferior a $\frac{1}{4}$ da potência disponível no controlador, o dissipador de calor não foi aplicado. Para evitar o eventual aquecimento, e para prolongar a vida do mesmo, este foi aplicado na estrutura de perfil Bosch em alumínio, com massa térmica, operando deste modo a estrutura como um dissipador de calor, tal como se pode observar na figura 3.15. Em funcionamento observou-se algum aquecimento, todavia a temperatura foi sempre inferior a 50°C.

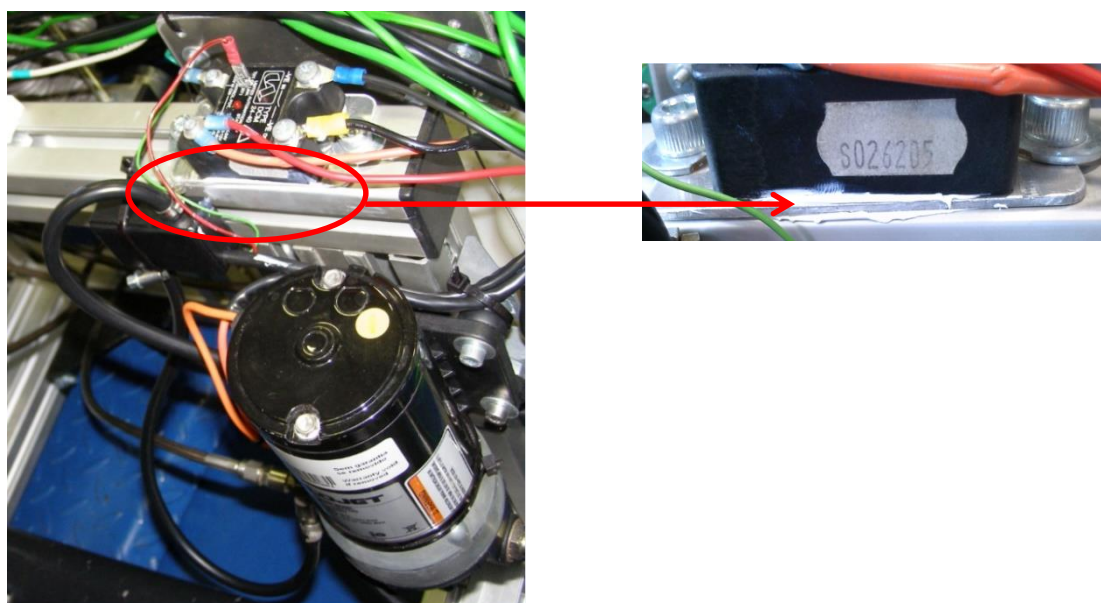


Figura 3.11- Aplicação de pasta térmica no módulo de comando da bomba de recirculação.

A figura 3.16 apresenta o esquema elétrico da implementação usada.

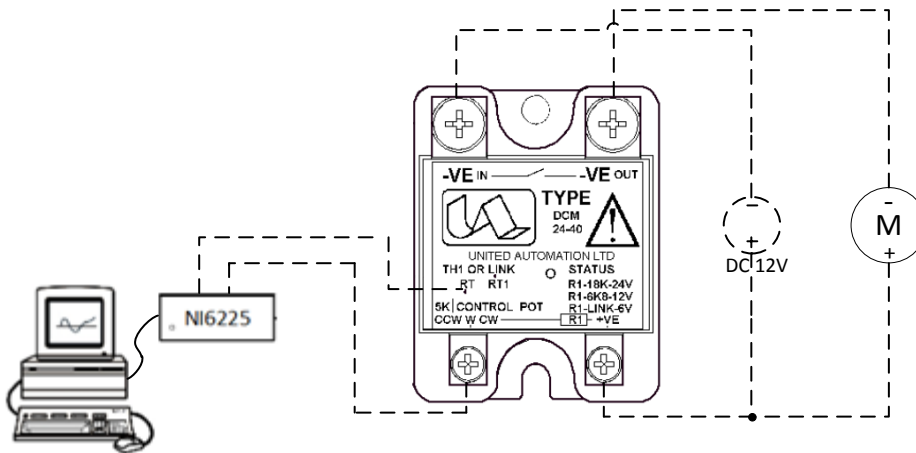


Figura 3.12- Esquema elétrico de ligações usadas.

A placa envia um sinal PWM, de frequência fixa, com manipulação do *duty cycle*. O módulo de controle irá reproduzir um sinal semelhante mas a uma tensão de 12 V e com disponibilidade de corrente muitíssimo superior quando comparado com a disponível na placa de aquisição. É importante notar que a placa de aquisição de dados apenas consegue disponibilizar 5 mA, ao passo que o módulo de comando permite até 40 A.

A figura 3.17 mostra as fontes de alimentação de laboratório usadas para que não existisse nenhuma influência através da alteração da carga do alternador e a sua consequente interação no MCI. Estas fontes de alimentação de laboratório foram usadas para alimentar o controlador da bomba e restantes barramentos de 5 e 12 V.

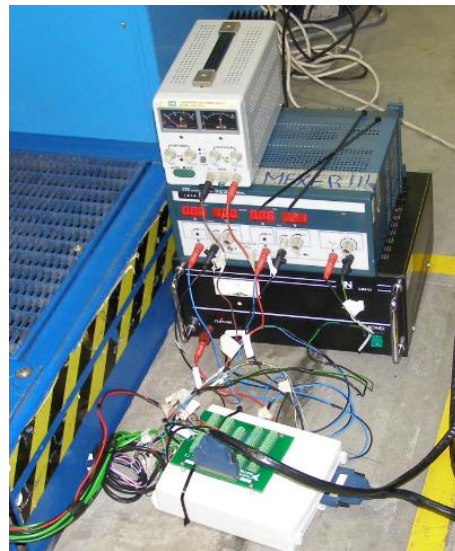


Figura 3.13- Fontes de alimentação usadas.

3.1.7. Veículo

Para a implementação do sistema em desenvolvimento foi usado um veículo pertencente ao laboratório de Engenharia Automóvel da ESTG. O veículo, um Ford Sierra, encontra-se equipado com um MCI de explosão com 2000 cm³ de cilindrada. O MCI possui um sistema de injeção multiponto sequencial e um sistema de ignição por bobine de faísca perdida. A gestão do MCI é feita através de uma unidade de comando programável da marca Motec, modelo M4. A unidade de comando está calibrada de modo a manter o avanço de ignição ajustado a um binário máximo, mantendo igualmente a relação ar/combustível estequiométrica para todos os regimes do MCI. O sistema de escape do automóvel foi alterado de modo a passar lateralmente e poder albergar o evaporador ligado em série com a conduta de escape, tal como se pode observar na figura 3.18.



Figura 3.14- Alteração do escape para receber o evaporador.

De modo a facilitar o transporte da montagem experimental, esta foi montada numa plataforma com rodas. Esta construção modular permite que a plataforma seja compatível com outros automóveis, bastando para isso pequenas alterações no sistema de escape destes. Na figura 3.19 pode-se observar a incorporação da montagem final no automóvel.



Figura 3.15- Integração da montagem experimental no automóvel.

3.2. Instrumentação

A instrumentação utilizada no sistema inclui: sensor de massa de ar, sensores de temperatura, sensores de pressão e um caudalímetro. Um resumo das características da bateria de sensores pode ser observado na tabela 3.4.

Tabela 3.4- Resumo das características dos sensores usados.

<i>Variáveis</i>	<i>Sensor</i>	<i>Marca</i>	<i>Gama de medição</i>	<i>Temperatura de funcionamento</i>
MAF	HFM5	Bosch	15 a 1000 Kg/h	120°C (máx)
\dot{m}_f	Low-flow type 8031 783721V	Bürkert	10 a 100 l/h±2%	55°C (máx)
$P_{g,in}, P_{g,out}$	MPX4250AP	Freescale	0,2 a 2,5 bar ±0,345 bar	-40 a 125°C
P_1, P_2	24PCGFA6D	Honeywell	0 a 17,2 bar ±0,2%	-40 a 85°C
P_3, P_4	DS2805 HPS- A	RS	1 a 9 (abs.) bar ±0,25%	-20 a 125°C
$T_{g,in}, T_{g,out}$ $T_1, T_2, T_3,$ T_4	Termopar tipo K	Correge	-50 a 1200°C ±1,5°C (-40 a 375°C) ±0,004xT (375 a 1000°C)	-

A figura 3.1, (ver secção 3.1.1) apresenta uma representação esquemática onde é possível observar a localização dos sensores utilizados para medir as variáveis apresentadas na tabela 3.4.

3.2.1. Medidor de massa de ar

O sensor de massa de ar (MAF- Mass Air Flow, na literatura Inglesa) permite medir o caudal mássico de ar admitido no motor. Assim, em conjunto com a indicação dada pela sonda lambda, a unidade de comando do motor irá dosear a quantidade de combustível a ser injetada em cada cilindro de modo a manter uma mistura estequiométrica. Uma imagem deste sensor e do seu princípio de funcionamento, podem ser observadas na figura 3.20 e na figura 3.21 respetivamente.



Figura 3.170- Medidor de massa de ar HFM5 [Bosch (2015)].

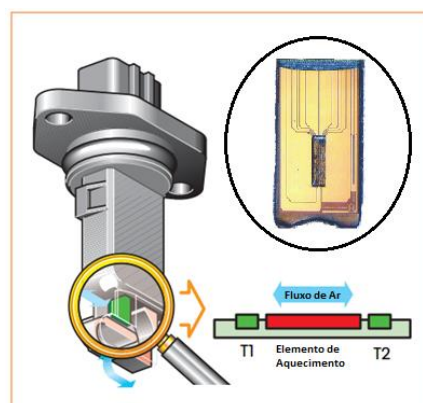


Figura 3.16- Elemento sensor, adaptado de [Volkswagen (2015)].

Na montagem experimental foi usado um sensor Bosch, HMF5. Este tipo de sensor faz uso de um micro sistema de aquecimento em filme de platina, que é aquecido 120°C acima da temperatura ambiente. A montante e a jusante estão colocados dois sensores de temperatura, tal como se pode observar na figura 3.21. A temperatura do ar ao entrar no sensor é medida por um sensor de temperatura e depois aquecido pelo elemento aquecedor central. Deste modo é possível determinar o caudal mássico de ar, através da aplicação de um balanço energético, utilizando a diferença de temperaturas entre a entrada e a saída. Adicionalmente, este sensor permite determinar a direção do fluxo de ar, usando exatamente o mesmo cálculo. Esta medição é importante, pois permite ao sensor considerar

os fluxos provocados pelas ondas de pressão geradas pela abertura e fecho das válvulas de admissão.

A componente eletrónica deste sensor é composta por duas partes distintas, que se podem observar na figura 3.22, referenciadas por “A” e “B”.

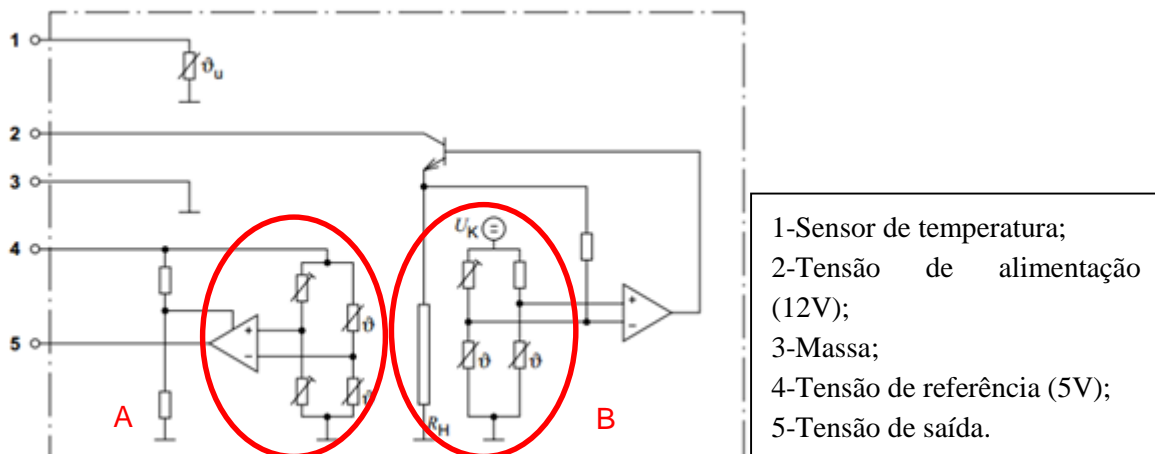


Figura 3.18- Esquema interno de um medidor de massa de ar HFM5 [Bosch (2015)].

No grupo indicado por “A” encontram-se as duas resistências previamente mencionadas, designadas pela letra ϑ . Estas resistências serão do tipo NTC (negative temperature coefficient, da literatura Inglesa), ou seja a sua resistência irá baixar com o aumento de temperatura. Ambas estão colocadas em ponte de Wheatstone, com ligação a um amplificador operacional que será responsável pelo sinal de saída do sensor. No grupo “B” encontra-se o circuito responsável pelo comando de aquecimento do filme quente. O elemento aquecedor encontra-se designado por R_H , sendo alimentado pelo transistor acima deste. O referido transistor é comandado através de um segundo circuito de medição de temperatura, de modo a manter uma temperatura estabilizada de 120°C acima da temperatura ambiente. Para efeitos de correlação do sensor, e para funções de gestão de motor, no pino 1 encontra-se outra resistência do tipo NTC que indica a temperatura do ar que atravessa o sensor.

3.2.2. Caudalímetro

Para a aplicação em estudo pretende-se medir o caudal mássico de fluido de trabalho numa gama de 2 a 20 g/s ou seja, o caudalímetro a seleccionar deverá ter uma gama de medição

entre 7,2 l/h e os 72 l/h. A escolha recaiu sobre um caudalímetro da Bürkert. Este apesar de estar ligeiramente fora da gama de medição originalmente prevista, revelou-se adequado para a montagem experimental. Pode-se observar uma imagem deste na figura 3.23.



Figura 3.19- Caudalímetro Bürkert DS8031 [Bürkert (2015)].

O princípio de funcionamento deste sensor é baseado no efeito de Hall. Este efeito é referente a uma tensão que ocorre na direção perpendicular ao fluxo de corrente que percorre um condutor, quando este é atravessado por um fluxo magnético. A figura 3.25 ilustra uma representação deste fenómeno.

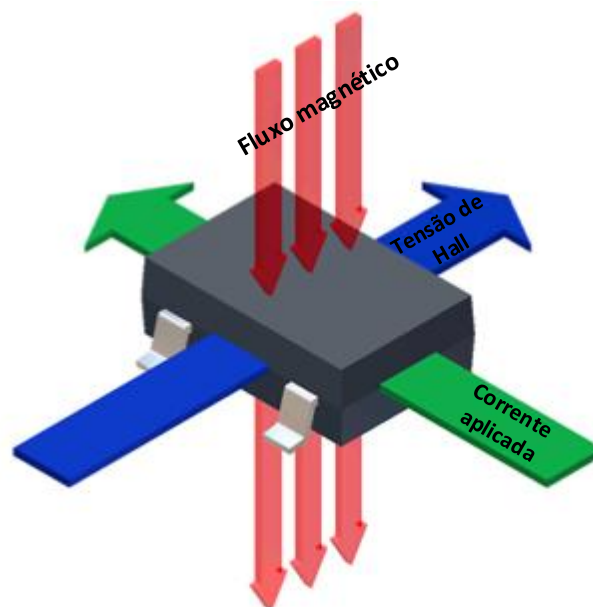


Figura 3.20- Representação do funcionamento do sensor (efeito de Hall), adaptado de [allegromicro (2015)].

Este tipo de sensor é construído com uma turbina que irá ser movida com uma velocidade proporcional ao caudal do fluido de trabalho. O veio da turbina está acoplado a um íman que irá criar um campo magnético rotativo, que por sua vez vai afetar o sensor de efeito de Hall. Como resultado, a tensão gerada vai excitar um transístor, que por sua vez irá comutar a tensão de alimentação, gerando uma onda quadrada de frequência proporcional ao caudal do fluido que atravessa o sensor. Na figura 3.26 pode-se observar o sinal de onda quadrada gerada quando se faz rodar a turbina no seu interior.

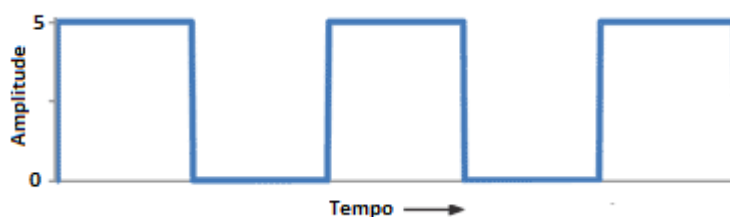


Figura 3.21-Sinal de saída típico de um sensor de efeito de Hall.

Na tabela 3.5 podem-se observar as principais características do caudalímetro.

Tabela 3.5- Características técnicas do caudalímetro DS8031 [Burkert (2015)].

Construção	Halar, Safira e POM
Incerteza [%]	± 2
Repetibilidade [%]	<1
Temperatura do fluido [°C]	0 - 80
Viscosidade do fluido [cTs]	1 - 10 cTs
Fator K [pulsos/litro]	10200
Intervalo de medição [l/h]	10 - 100
Alimentação [V]	5 - 24
Consumo máximo [mA]	11
Frequência (Hz)	0 - 300

3.2.3. Sensores de pressão

Na montagem experimental foi medida a pressão dos gases de escape antes e depois do evaporador, bem como a pressão do fluido de trabalho em quatro partes do sistema de ciclo

de Rankine, (tal como indicado na figura 3.1 da secção 3.1.1). A tabela 3.6 apresenta um resumo das principais características dos sensores usados para medir a pressão dos gases de escape e do fluido de trabalho.

Tabela 3.6- Resumo das características dos sensores de pressão utilizados.

Variáveis	Sensor	Marca	Gama de medição	Tipo de fluido de trabalho
$P_{g,in}$, $P_{g,out}$,	MPX4250AP	Freescale	0,2 a 2,5 bar $\pm 0,345$ bar	Gases de escape
P_1 , P_2	24PCGFA6D	Honeywell	0 a 17,2 bar $\pm 0,2\%$	Fluido de trabalho: água (líquido)
P_3 , P_4	DS2805 HPS-A	RS	1 a 9 (abs.) bar $\pm 0,25\%$	Fluido de trabalho: água (vapor sobreaquecido)

Sensor de pressão para gases de escape

O sensor MPX4250AP é largamente usado para medir a pressão em coletores de admissão de motores de combustão interna. Na figura 3.27, no canto superior esquerdo, pode-se observar a imagem de um dos sensores usados na montagem experimental.

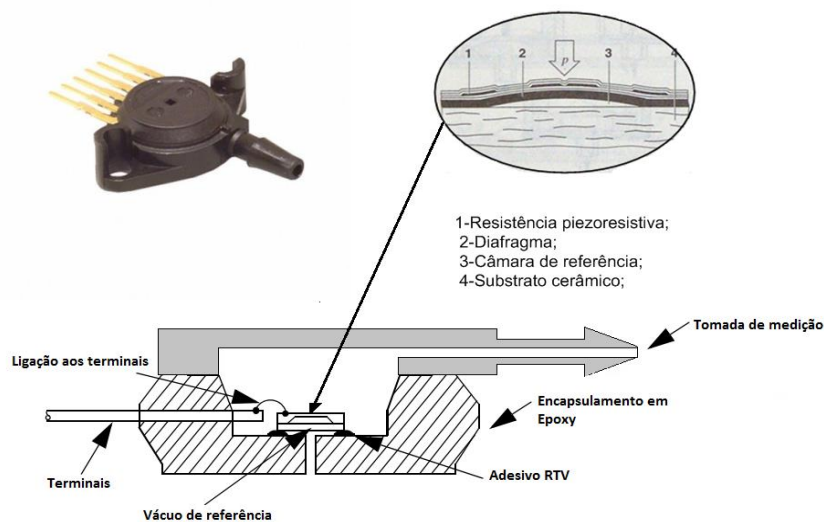


Figura 3.22- Sensor MPX4250AP, adaptado de [Freescale (2015)].

Este sensor possui uma membrana de material piezoresistivo, que faz a separação entre a pressão a medir e uma câmara com vácuo. A figura 3.27 ilustra um esquema em corte do respectivo sensor. As características do sensor encontram-se resumidas na tabela 3.7.

Tabela 3.7- Características técnicas do sensor MPX4250AP.

Fabricante	Freescall
Modelo	MPX4250AP
Gama de leitura [kPa]	20 – 250
Sensibilidade (mV/kPa)	20
Temperatura de funcionamento [°C]	-40 - 125
Tensão de alimentação [V]	4,85 - 5,35
Erro de leitura (0 – 85°C) [kPa]	$\pm 1,5 V_{FSS} / \pm 3,45$
Tempo de resposta (10 – 90% da gama) [ms]	1,0
Consumo nominal de corrente [mA]	7,0 mA

A medição através do efeito piezoresistivo faz uso de um diafragma construído em silício que flete sob pressão. Na membrana estão difundidos vários elementos resistivos que estão ligados numa ponte de Wheatstone, tal como se pode observar na figura 3.28. Quando é aplicada pressão, a ponte de Wheatstone é desequilibrada, gerando uma tensão nos seus terminais que é proporcional à pressão aplicada.

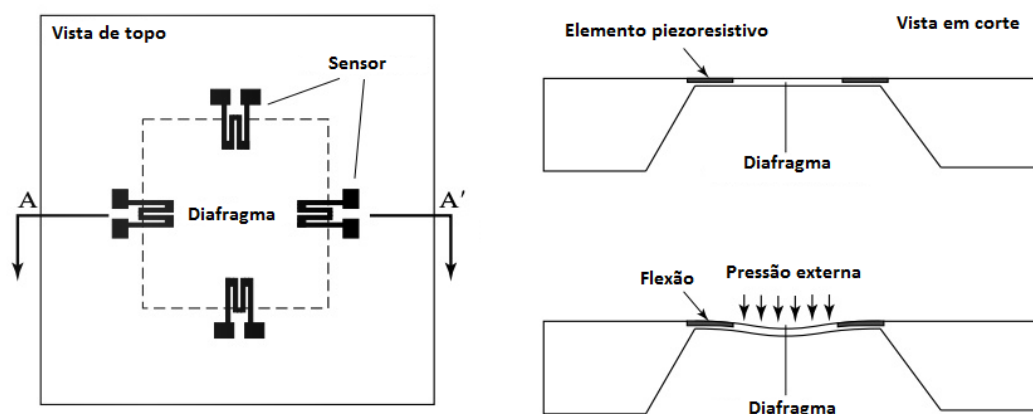


Figura 3.23- Princípio de funcionamento de um sensor piezoresistivo, adaptado de [Liu (2010)].

A aplicação de circuitos integrados embebidos no diafragma permite uma miniaturização do sensor. Adicionalmente, permitem uma maior sensibilidade e uma frequência natural

mais elevada, comparativamente com os extensómetros metálicos. Outra vantagem é a propriedade elástica do uso de um cristal monocristalino de silício, evitando que o diafragma entre no domínio plástico. Deste modo o sensor mantém-se estável ao longo de um elevado período de tempo.

Sensor de pressão para fluido de trabalho (líquido)

À semelhança do sensor MPX4250AP, o sensor 24PCGFA6D, é um sensor de pressão diferencial que faz uso de um microfilme com transdutor piezoelétrico. A grande diferença entre eles é que o sensor 24PCGFA6D não é amplificado. Na figura 3.29 pode-se observar o sensor 24PCGFA6D.

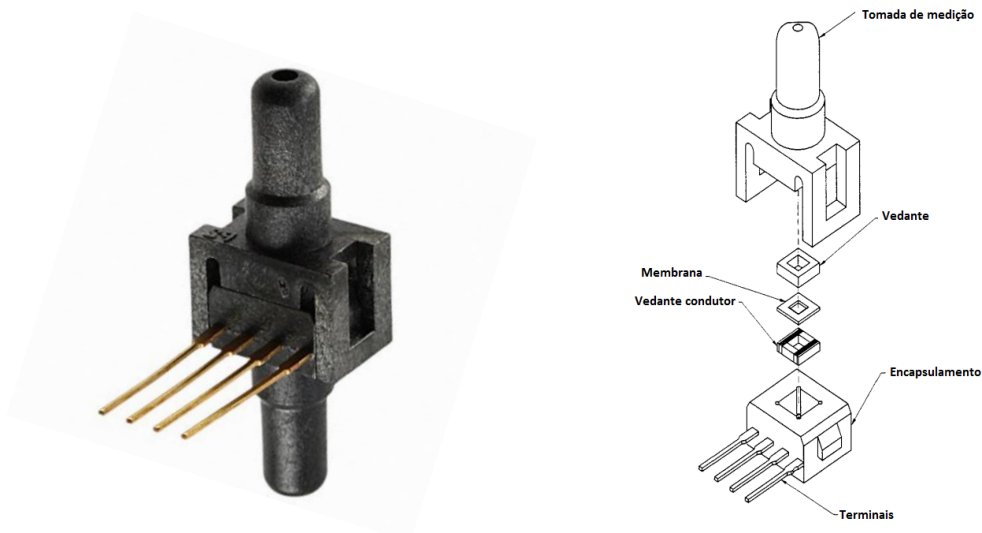


Figura 3.24- Sensor 24PCGFA6D, imagem real (esquerda) e representação técnica (direita), adaptado de [Honeywell (2015)].

A grande vantagem deste sensor é sem dúvida o seu custo reduzido. Ainda assim, este apresenta outras características interessantes: permite medir pressões relativas negativas (vácuo), pressões positivas, o meio de medição pode ser líquido ou gasoso (desde que seja compatível com a polieterimida, silício e silicone fluorado). A sua construção é bastante simples, pois não possui circuito de amplificação e linearização. Como se pode observar na figura 3.29, a membrana com a ponte de Wheatstone incorporada encontra-se ligada aos terminais de saída por intermédio de um vedante condutor.

Na figura 3.30 pode-se observar a ligação dos terminais do sensor, diretamente à ponte de Wheatstone.

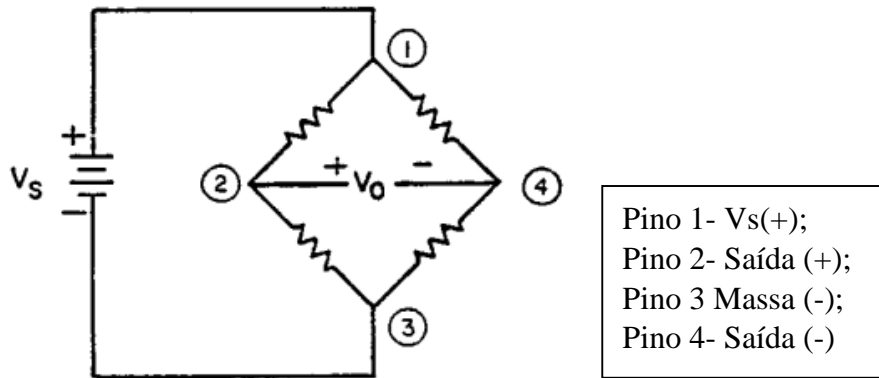


Figura 3.25- Ligação elétrica do sensor 24PCGFA6D, adaptado de [Honeywell (2015)].

Para proteger ambos os sensores usados foi adaptada uma pequena caixa usada para albergar circuitos eletrônicos. Esta funcionou como caixa de proteção e como caixa de derivação para outras ligações, como o comando da bomba de recirculação. Deste modo foi possível usar um cabo com múltiplos condutores, ficando alguns deles disponíveis para futuras alterações na montagem experimental. A implementação da caixa é visível na figura 3.31. Relembrando que os sensores em questão efetuam uma medição de pressão diferencial. Além da furação para acomodar os sensores e o cabo de ligação, foi feito um furo adicional para evitar que a caixa se torne completamente estanque (formação de vácuo parcial ou sobrepessão).



Figura 3.26- Incorporação dos sensores em caixa de proteção.

Sensor de pressão para fluido de trabalho (vapor sobreaquecido)

Para efetuar a medição da pressão a montante e jusante do expansor foram usados sensores de pressão absoluta. Na figura 3.32 pode-se observar uma representação do interior do sensor em causa. Estes foram selecionados por serem mais tolerantes a temperaturas elevadas e por permitirem a medição de pressão dentro dos parâmetros do projeto. Na sua

construção é usado um diafragma cerâmico constituído por 97% de alumina. Acoplados ao diafragma encontram-se 4 extensómetros ativos.



Figura 3.27- Representação do interior do sensor DS2805 [Sensit (2015)].

Nestes sensores o movimento do diafragma provoca a deformação dos extensómetros. A alteração do volume pode ser representada pelo coeficiente de Poisson, que relaciona a variação relativa do deslocamento com a variação relativa da área. A deformação dos extensómetros altera a resistência destes ao serem percorridos por uma corrente eléctrica. Como se pode observar pela figura 3.33, os extensómetros apenas permitem efetuar medição num único eixo razão pela qual, tipicamente é usado mais do que um extensómetro por membrana.

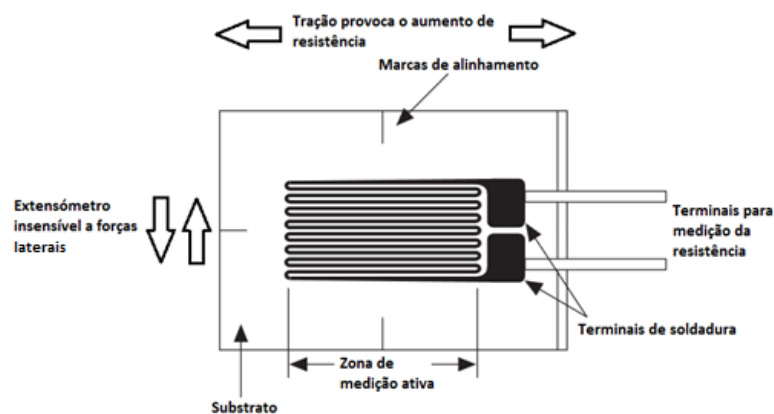


Figura 3.28- Demonstração do princípio de medição usado no sensor DS2805, adaptado de [National Instruments (2015)].

Na figura 3.34 podem-se observar duas variantes da incorporação do extensómetro no circuito eléctrico de medição.

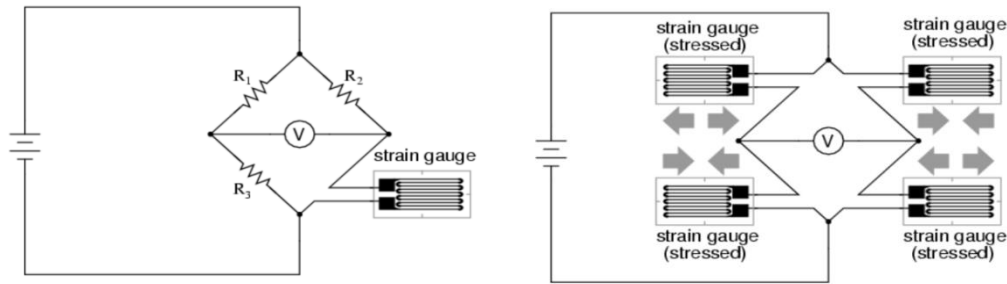


Figura 3.29- Medição com apenas um extensômetro (esquerda) e com quatro extensômetros (direita), adaptado de [allaboutcircuits (2015)].

Devido aos limites elásticos, a deformação do extensômetro será apenas uma fração da sua deformação total. Para ser possível efetuar uma leitura em alterações de resistência tão baixas, é normalmente usado uma ponte de Wheatstone. As resistências R_1 , R_2 e R_3 , visíveis na figura 3.34 (esquerda), possuem uma resistência igual e apenas funcionam como elementos passivos. A variação do extensômetro provoca a descompensação da ponte, permitindo uma leitura no voltímetro V. Para uma maior exatidão, os elementos passivos podem ser substituídos por elementos ativos, ou seja mais três extensômetros. Esta implementação é visível na figura 3.34 (direita) permite uma maior sensibilidade e linearidade. Na tabela 3.8 encontra-se um resumo das características do sensor de pressão DS2805.

Tabela 3.8- Características do sensor de pressão DS2805 [Sensit (2015)].

Valor correspondente ao fim de escala relativamente ao zero de referência [mA]	16 +/- 1%
Zero absoluto [mA]	4 +/- 1%
Não linearidades e histerese [%]	+/- 0.25
Gama de temperatura compensada [°C]	-0 a 80
Gama de temperatura de operação [°C]	-20 a 125
Estabilidade ao longo do tempo [%/ano]	0,1
Alimentação [V]	10 a 32
Resistência em malha fechada [kΩ]	1,1 (max.)
Limite de sobrepressão sem danos (bar)	13,5
Limite de sobrepressão com danos (bar)	36

Sensor de pressão atmosférica

Para medir a pressão atmosférica, em vez de se instalar um sensor adicional, foi usado o valor fornecido pela estação meteorológica existente no campus da ESTG, onde se encontra igualmente o banco de potência no qual foram feitos os ensaios experimentais. O sítio da estação meteorológica na internet, pode ser consultado em [<http://www.meteo.estg.ipleiria.pt>].

Os valores introduzidos foram automaticamente somados através do programa de aquisição de dados aos sensores de pressão absoluta, representados na figura 3.34 por P_3 e P_4 .

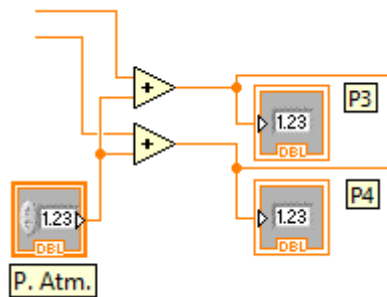


Figura 3.30- Excerto do programa de aquisição de dados.

3.2.4. Sensores de temperatura

Para efetuar a medição de temperaturas foram usados termopares do tipo K. Este tipo de sensor é largamente usado em instrumentação de montagens experimentais devido à sua elevada precisão e reduzido tempo de resposta.

De referir que os termopares medem a diferença entre as duas junções. Para tornar este sistema eficiente em aplicações práticas é necessário conhecer a temperatura de uma das junções (junção de referência). Se dois materiais diferentes, condutores ou semicondutores, forem ligados um ao outro em duas junções diferentes formando um circuito fechado, então origina-se um efeito termoelétrico conhecido como efeito Seebeck, tal como ilustrado na figura 3.35. Se uma das junções estiver a uma temperatura mais elevada do que a outra, pode-se fazer uma medição de temperatura com base nessa diferença. É esta propriedade que está na base da construção de sensores de temperatura denominados por termopares.

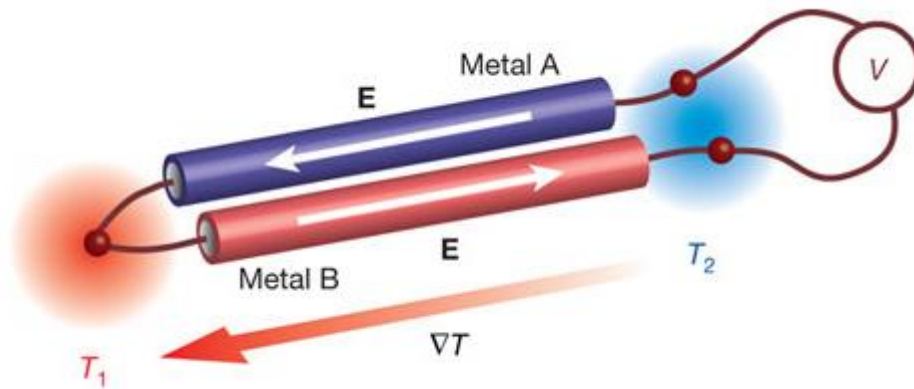


Figura 3.31- Representação do efeito de Seebeck [Engadget (2015)].

Os sensores de termopar são adequados para medir temperaturas elevadas. Contudo, utilizando os instrumentos apropriados podem ser utilizados para medir qualquer temperatura, inclusive temperaturas negativas.

Os termopares do tipo K utilizados no presente trabalho, apresentam uma gama de temperaturas de operação bastante ampla, tendo um alcance que pode ir de (200°C a +1100°C), a sua curva característica (f.e.m/temperatura) é relativamente linear e apresenta uma sensibilidade de 41 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$.

É importante atribuir designações a cada uma das junções para facilitar a aplicação destes sensores em termos práticos, posto isto, a junção de medição, referida vulgarmente como junção quente é aquela que fica exposta ao meio do qual se pretende conhecer a temperatura. A outra junção é designada por junção de referência, que é a junção que é mantida a uma temperatura conhecida, também designada por junção fria.

A temperatura da junção fria é dependente da temperatura ambiente, logo irá variar ao longo do dia. Pode ser feita uma compensação da junção fria no circuito no sentido de compensar possíveis alterações de temperatura.

Os termopares utilizados consistem numa única junção de medição e a referência é sempre a temperatura terminal. Se a temperatura do terminal não for controlada e estável, é necessário medir de forma exata a temperatura terminal e fazer uma compensação nos

cálculos do valor medido pelo sensor. Assim os terminais podem ser introduzidos em cápsulas para conseguir o controlo térmico desejado. Uma outra forma será ainda, fazer a terminação não em cobre, mas fazendo uma compensação, ou utilizando o fio do termopar para fazer a extensão da terminação do sensor aplicando uma instrumentação adequada (com cabos de compensação de ligas de baixo custo com propriedades termoelétricas similares às do termo-elemento em causa). Nesta base, não existe tensão térmica na terminação dos termopares. Por fim uma última forma de fazer a compensação é utilizando um transmissor de temperatura na terminação do sensor. Isto significa trazer a instrumentação para perto do sensor onde podem ser utilizadas técnicas de controlo eletrónico na junção de referência. O transmissor produz um sinal corrigido e amplificado que pode ser enviado para ferramentas ou instrumentos através de um fio de cobre de qualquer comprimento.

No presente trabalho foi usada cablagem própria, com metais diferentes para cada terminal e foi igualmente monitorizada a temperatura da junção fria. Ambas as técnicas serão explicadas na secção 4.1.5.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

4 Aquisição de dados

Nesta secção são apresentadas as características do *hardware* de aquisição de dados e todo o software desenvolvido para o efeito.

4.1. Placa de aquisição

Um sistema de aquisição de dados é constituído por três componentes fundamentais. Entre eles encontra-se o sensor, o dispositivo de aquisição de dados e um computador. Ao criar um sistema de aquisição de dados há que considerar diversos aspetos. Entre eles encontram-se o tipo de computador a usar, o seu sistema operativo, a placa de aquisição de dados, tipo de cablagem e o seu acondicionamento, o tipo de *software* de controlo da placa, entre outros.

4.1.1. Computador

O computador no qual estará instalada a placa de aquisição faz igualmente parte do processo de aquisição de dados e como tal deve ser igualmente alvo de algumas considerações. Os três elementos básicos a considerar são a capacidade de processamento, a capacidade da memória volátil e o armazenamento de dados. No entanto, parâmetros como a modularidade, robustez, portabilidade, entre outros, devem ser igualmente considerados. Estes parâmetros são considerados na tabela 4.1.

Tabela 4.1- Tabela comparativa com os vários tipos de computadores existentes para aquisição de dados, adaptada de [National Instruments (2015)].

	<i>Sistema PXI</i>	<i>Desktop</i>	<i>PC Industrial</i>	<i>Laptop</i>	<i>Netbook</i>
Capacidade de processamento	***	***	**	**	*
Compatibilidade com sistema operativo	***	***	*	**	*
Modularidade	***	**	**	*	*
Robustez	**	**	***	*	*
Portabilidade	**	*	*	***	***
Custo	*	**	*	**	***

Finalmente resta considerar o sistema operativo. De todos, o mais usual é o MS Windows. Se porventura a aplicação necessitar de uma arquitetura determinística, onde as aplicações são executadas em momentos específicos e sincronizadas com outras aplicações, o MS Windows será incompatível.

4.1.2. Tipo de placa de aquisição

As placas de aquisição de dados são construídas de modo a efetuar:

- Medição de sinais analógicos;
- Geração de sinais analógicos;
- Medição/geração de sinais digitais;
- Contagem/geração de pulsos.

Algumas placas são designadas por multifunções, (família M), permitindo efetuar todas estas funções, como é o caso da NI-6225 (Multifunction DAQ), utilizada no presente trabalho. Na presente instalação foram usadas todas as funções acima expostas, com a exceção da medição/geração de pulsos digitais.

Resolução da placa de aquisição

Para efetuar a aquisição dos diversos sinais é necessário converter o seu sinal analógico em digital. A resolução da placa designa o número de bits que o conversor analógico/digital (ADC) usa para representar o sinal analógico. Quanto maior for a resolução, maior será o número de divisões em que a faixa do sinal será representada. Na figura 4.1 é observável a diferença entre uma digitalização de 3 bits e uma de 16 bits.

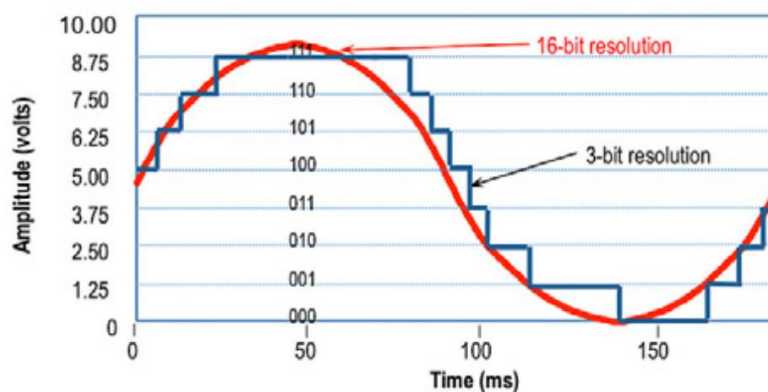


Figura 4.1- Exemplo final de duas digitalizações [National Instruments (2015)].

A frequência de aquisição tem imperativamente de ser alvo de estudo. Ao optar por uma frequência demasiado baixa podem-se introduzir erros de medição, ou até adulterar por completo o sinal medido. O teorema de Nyquist refere que um sinal deve ser amostrado a uma taxa maior que duas vezes a componente de maior frequência de interesse do sinal. A frequência de aquisição do presente sistema foi de 5 Hz, ou seja 5 amostras por segundo. Esta taxa é adequada para os ensaios realizados no presente trabalho.

No entanto, é importante salientar que o presente sistema de aquisição de dados ficou preparado para aumentar o número de sensores a serem usados no futuro. Entre eles encontra-se a sonda lambda. O tipo de sonda passível de ser usada no motor/ sistema de controlo em questão é uma sonda lambda (de banda curta). Esta sonda ao ralenti gera um sinal de aproximadamente 1 Hz, podendo eventualmente atingir os 5 Hz. Segundo o teorema de Nyquist, será necessário duplicar a frequência de aquisição. Uma vez que este é um parâmetro de fácil modificação, usou-se a frequência de 5 Hz, que permite uma visualização com detalhe sem necessidade de filtros *anti-aliasing*.

A placa de aquisição utilizada no presente trabalho é uma NI6225, pertencente a uma gama de baixo custo, a classe “M”, que se pode observar na figura 4.2. Esta placa multifuncional de aquisição de sinais foi desenvolvida para sistemas de



aquisição em que o custo do equipamento é um parâmetro

Figura 4.2- Placa de aquisição usada [National Instruments (2015)].

preponderante. Esta placa é compatível com os seguintes *softwares*:

- LabView;
- LabWindows/CVI;
- Measurement Studio;
- LabView SignalExpress;
- ANSI C/C++;
- C#;

- Visual Basic .NET;
- Visual Basic 6.0.

4.1.3. Linguagem gráfica de programação

Atualmente a National Instruments dispõe de vários *softwares* de aquisição de dados. Todos eles derivam de uma programação gráfica denominada por G, sendo construída num ambiente designado por Labview.

Introduzido pela primeira vez em 1986, o Labview¹ foi criado com o intuito de permitir a engenheiros com pouca experiência de programação, uma rápida implementação de um sistema de aquisição de dados. A inovação deste *software* consistiu numa separação entre *software* e *hardware*. Adicionalmente, o Labview incorpora diversas funções de código pré-construídas, de modo a que o programador não despenda tempo a construir funções genéricas. Entre a biblioteca de funções do Labview podem-se encontrar algoritmos de aquisição de dados, análise de sinais, matemática aritmética, entre muitos outros. Outra grande inovação é que se trata de uma linguagem de programação numa plataforma gráfica, que usa uma arquitetura sequencial de fluxo de dados, onde o fluxo determina a execução.

Uma das grandes vantagens da linguagem de programação gráfica G prende-se com a facilitação do uso de instrumentação virtual, ficando à responsabilidade do utilizador a definição e orientação desses instrumentos, tornando um simples computador numa bancada de instrumentos.

A linguagem G pode dividir-se em duas secções, o painel frontal e o diagrama de blocos. O painel frontal atua como um *interface* de utilizador, onde podem ser visualizadas informações ou emitidos controlos. O diagrama de blocos é a matriz onde é implementado o código que irá reger o painel frontal. Ao conjunto de código criado nos dois blocos, dá-se o nome de VI (Virtual Instruments).

¹ O acrónimo LabView (Laboratory Virtual Instruments Engineering Workbench)

Na figura 4.3 mostra-se à esquerda o diagrama de blocos de um programa que gera uma onda sinusoidal, e à direita a janela que permite a visualização e controlo de variáveis, o painel frontal.

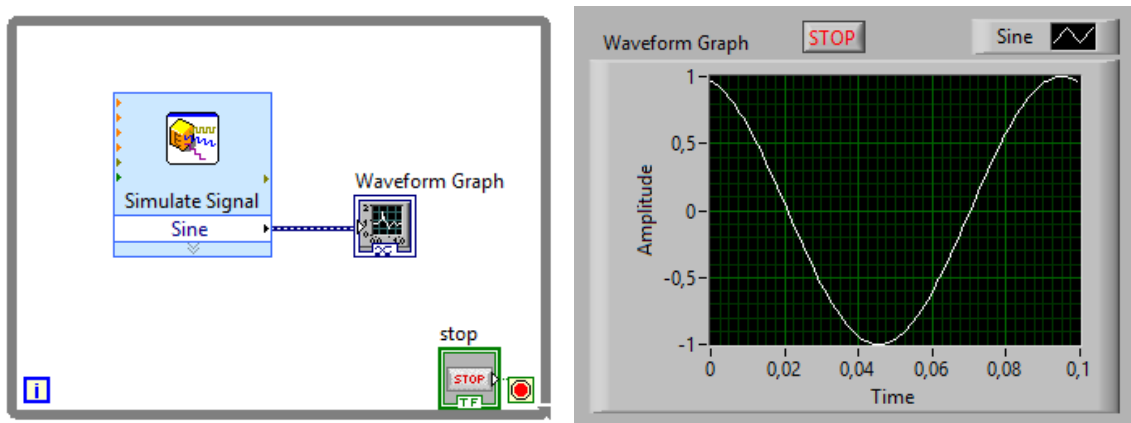


Figura 4.3- Exemplo de código em ambiente Labview.

Este programa é construído com recurso a um ciclo “*Do while*”, que cerca todo o código. Este ciclo irá repetir a execução de todos os elementos até que o botão “Stop” seja pressionado. De modo a permitir esta execução, todos os elementos de visualização e controlo possuem uma ligação entre as duas secções. No painel frontal estão apresentados sob uma representação da sua forma física, ao passo que no diagrama de blocos a sua representação é simbólica.

Painel frontal

Quando o programa de aquisição está a correr, é no painel de aquisição que vão ser mostrados os dados que estão a ser adquiridos e onde serão inseridos os comandos para alteração de parâmetros. Na figura 4.4 pode ser observada uma imagem do painel frontal, onde o operador pode acompanhar as grandezas que estão a ser adquiridas e efetuar alterações, velocidade da bomba, por exemplo.

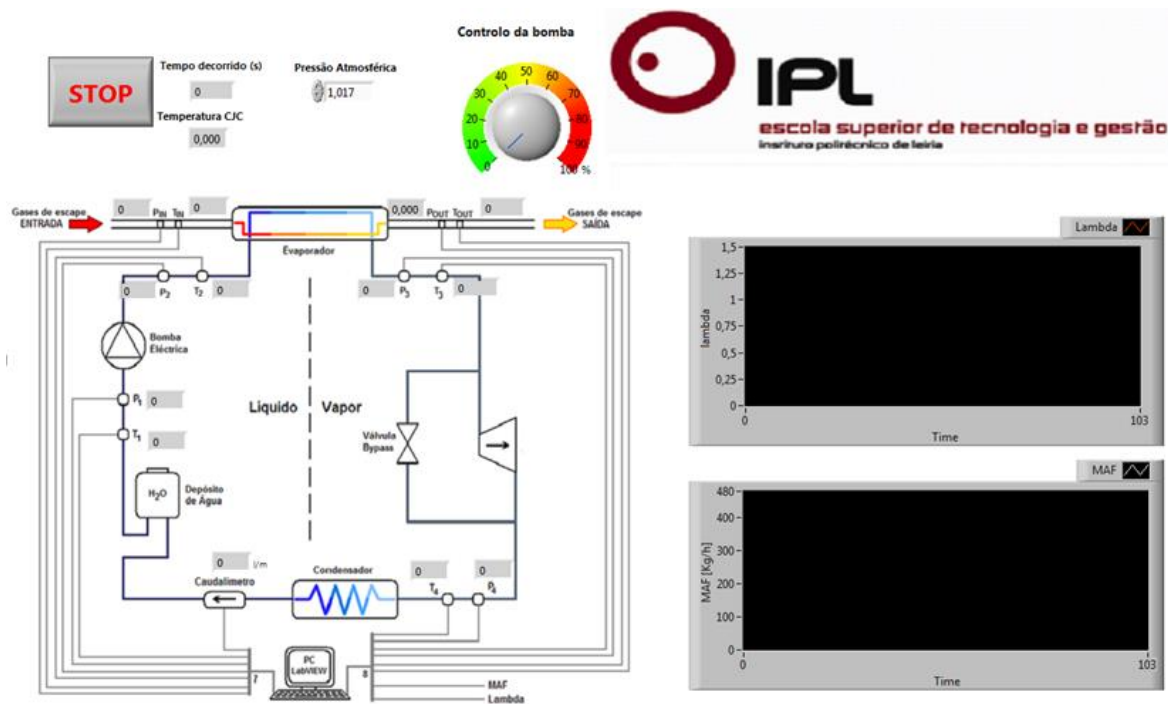


Figura 4.4- Painel frontal.

O painel frontal pode dividir-se em 3 secções. Na primeira secção, ilustrada na figura 4.5, pode-se observar o controlo da bomba, a informação da temperatura da placa de acondicionamento de sinal, o botão para paragem do programa, o tempo decorrido e a pressão atmosférica.



Figura 4.5- Secção superior do painel frontal.

O botão de STOP, como o nome indicia, pára o programa de aquisição de dados e dá início à compilação dos dados gravados numa folha de dados. Logo de seguida pode-se observar um mostrador do tempo decorrido. Este mostrador irá apresentar o tempo decorrido desde que o botão “iniciar” é premido. Abaixo deste tem-se a temperatura de referência que designa a temperatura da junção fria dos termopares, CJC (cold junction compensation, na literatura Inglesa). Esta temperatura diz respeito à temperatura a que se encontra a placa de

acondicionamento de sinal. O controlador da pressão atmosférica é uma pequena janela, onde o operador introduz a pressão atmosférica presente no laboratório. O valor introduzido irá afetar as medições de pressão dos sensores de pressão absoluta, (ver secção 3.2.3). Finalmente à direita encontra-se o botão rotativo de controlo da velocidade de rotação da bomba de recirculação. Com este, o operador consegue controlar em tempo real o caudal o fluido de trabalho no circuito do sistema de ciclo de Rankine. Na segunda parte tem-se o sistema de visualização de pressões, temperaturas e caudal do fluido de trabalho. Os mostradores encontram-se embebidos num diagrama representativo do fluxo de trabalho da montagem experimental, tal como se pode observar na figura 4.6.

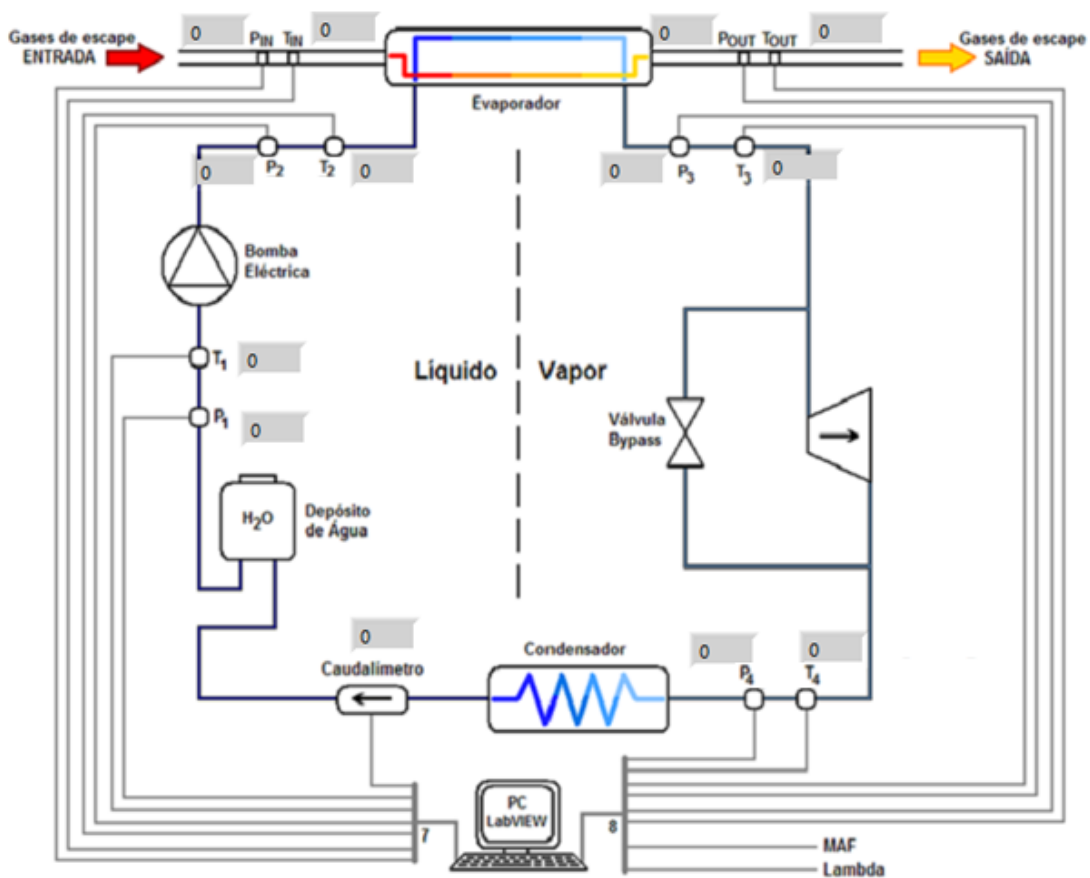


Figura 4.6- Secção inferior do painel frontal.

Na presente montagem não foi necessária a aquisição do sinal da sonda lambda, todavia, para facilitar a evolução futura da montagem experimental, o programa e a cablagem ficaram preparados para tal.

Aquisição e visualização de dados

O presente programa de aquisição de dados tem por base o ciclo de rotina “*Do while*”. Para simplificar o código e de modo a executar tarefas distintas sem que a memória ficasse cheia, foi usado um ciclo dentro de outro. Ou seja, apesar da maioria do código correr dentro de um ciclo do *while*, dentro deste foi colocado um ciclo do tipo “*flat sequence*”. Um exemplo de código ilustrativo pode ser observado na figura 4.7.

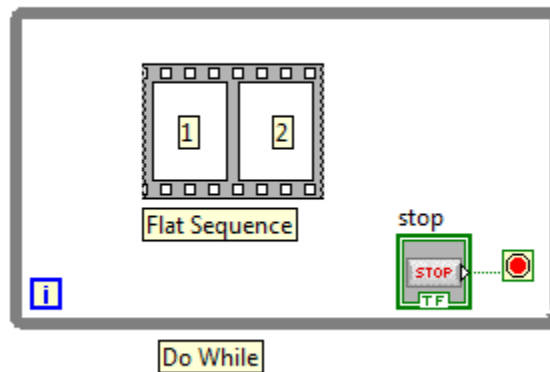


Figura 4.7- Exemplo de código do ciclo *Do While*.

No código ilustrado observa-se que o ciclo *flat sequence* corre continuamente dentro do ciclo do *while*, executando primeiro os objetos presentes na janela “1” e de seguida os da janela “2”. No código exemplificativo, todos os elementos contidos no ciclo *do while*, serão repetidos continuamente até que exista uma entrada no terminal vermelho, tipicamente através de um booleano, neste caso o sinal de STOP. Dentro deste ciclo, encontra-se a sequência de execução designada por *flat sequence*. Esta permite que determinadas ordens sejam executadas antes de outras. Ou seja, todos os objetos dentro da janela “1” serão executados antes dos que se encontram na janela “2”. Este ciclo permite organizar melhor o código, e passa a ser possível usar uma saída ou um cálculo efetuado na primeira janela, como valor de entrada na segunda janela.

No que diz respeito à aquisição de sinais, todos os sensores, com a exceção do caudalímetro e do sensor de temperatura da placa de acondicionamento de sinal, foram adquiridos através da função *DAQ Assistant*. Na figura 4.8 pode-se observar o elemento responsável pela



Figura 4.8-Função *DAQ Assistant*.

aquisição, que é basicamente um sub-vi (sub-Virtual Instruments) construído pela NI, facilitando a programação nas aquisições. Nesta função podem-se alterar os principais parâmetros de aquisição, bem como inserir uma curva característica do sensor em questão. Um exemplo das configurações possíveis é visível na figura 4.9. Para aceder a este menu basta clicar duas vezes no ícone presente na figura 4.8.

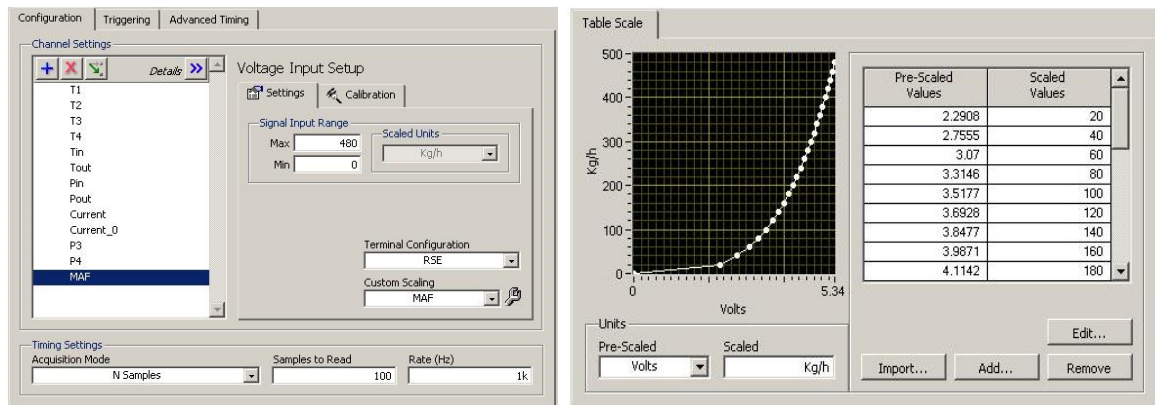


Figura 4.9-Configurações presentes na função *DAQ Assistant*.

A título de exemplo, na figura 4.10 pode-se observar o código gerado automaticamente ao inserir um *DAQ Assistant*. Este pode ser acessível ao clicar com o botão direito do rato e selecionando “*Generate DAQmx code*”.

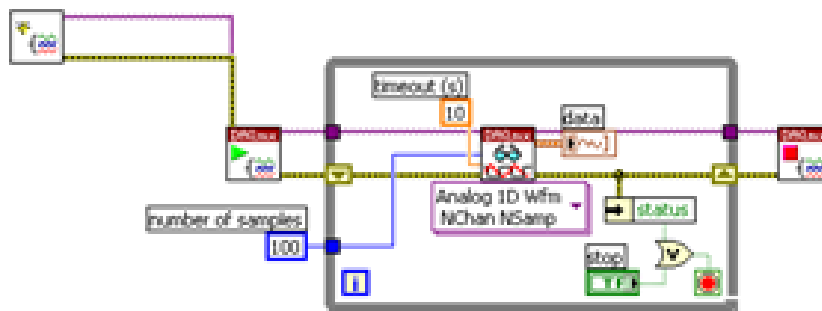


Figura 4.10- Código regente da função *DAQ Assistant*.

Apesar da função *DAQ Assistant* ser largamente usada e abranger a maioria das necessidades de aquisição, existem exceções que terão de ser manipuladas usando o código base que rege o *DAQmx*. Neste caso, terá de se escrever o código de aquisição de raiz, como se irá ver mais adiante.

Para que a aquisição seja feita em todos os ciclos é necessário que esta função esteja inserida numa estrutura de execução do *while*. No presente projeto, esta função foi inserida na segunda janela de um ciclo *flat sequence*, que por sua vez estava inserida na estrutura de execução *do while*. O código de aquisição usado para a maioria dos sensores encontra-se representado na figura 4.11.

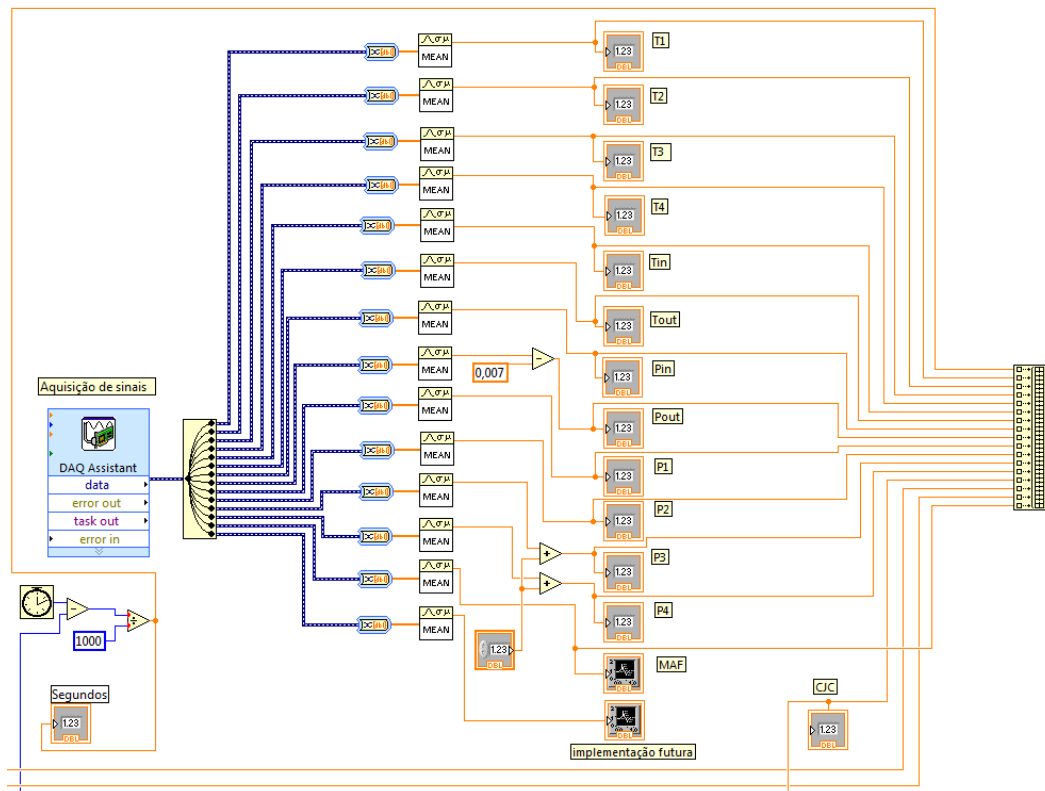


Figura 4.11- Código usado para efetuar a gravação dos parâmetros.

Na figura 4.11 pode-se observar que apenas uma linha sai do DAQmx, dividindo-se posteriormente em várias linhas de cores e padrões diferentes. Apesar das linhas terem a possibilidade de serem alteradas ao gosto do programador, existe uma coloração estandardizada que codifica as linhas conforme a função de cada uma delas.

A mudança de cor da linha deve-se à sua conversão nas várias funções. A figura 4.12 representa alguns componentes de código da figura 4.11 e a figura 4.13 representa a ligação do elemento C ao painel frontal.

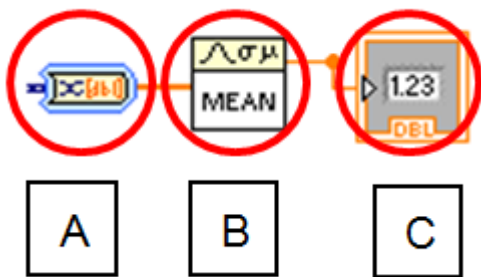


Figura 4.12- Parcial de código usado na aquisição de uma variável.

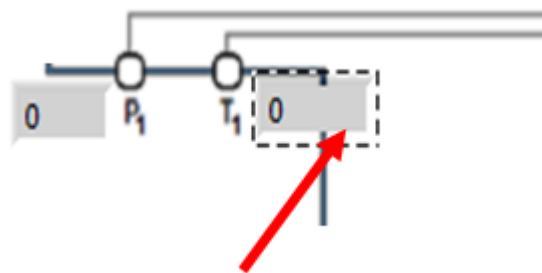


Figura 4.13- Ligação da variável ao painel frontal.

Ao entrar no elemento A, a linha é azul, representando *dynamic data*. Em A tem-se um objeto que irá transformar a linha de *dynamic data* em valor numérico de modo a que este possa ser representado através do objeto “C”. Este objeto, um mostrador, está diretamente ligado ao painel frontal, (como se pode observar na figura 4.4), representando a temperatura T_1 (temperatura à entrada da bomba).

Entre “A” e “B” encontra-se uma função responsável pelo cálculo da média instantânea de todos os elementos presentes na linha. Adicionalmente, é usada para converter a informação que vem sob a forma de tabela (*Array*) numa única linha com um valor numérico fácil de visualizar.

Os sinais dos sensores adquiridos são mostrados no painel frontal instantaneamente. Em simultâneo são gravados num ficheiro para posterior análise. O bloco de código que efetua esta função pode ser observado na figura 4.14.

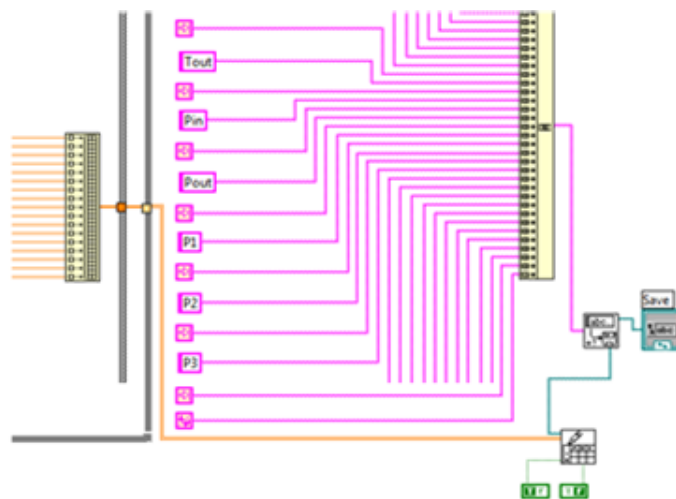


Figura 4.14-Secção de código responsável pela gravação dos resultados.

A linguagem G atualmente já tem um *vi express* que faz justamente a função do código anterior. Mas por questões de facilidade de manipulação, optou-se por uma aquisição manual através do bloco de código visível na figura 4.14. Ao longo da aquisição o Labview vai gravar os dados sob a forma de tabela num ficheiro de dados que pode ser acedido através do MS Excel.

Na figura 4.15 pode-se observar um exemplo da folha de dados resultantes de uma aquisição de dados.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
1	Tempo	T1	T2	T3	T4	Tin	Tout	Pin	Pout	P1	P2	P3	P4	CJC	Comando	Caudal	MAF
2	0,483	29 681	29 764	29 474	30 033	27 974	28 704	1 010	1 010	4 852	3 902	0.523	6 312	28 904	100 000	1 089	9 958
3	0,666	29 659	29 360	29 783	30 167	27 552	29 203	1 010	1 010	4 854	3 905	0.510	6 356	28 904	100 000	1 077	12 303
4	0,866	30 086	29 632	29 877	29 868	28 346	29 074	1 010	1 010	4 862	3 908	0.510	6 377	28 916	100 000	1 089	12 571
5	1 067	30 115	29 660	29 690	29 642	28 270	28 877	1 010	1 010	4 849	3 904	0.526	6 266	28 907	100 000	1 095	12 740
6	1 267	29 265	29 949	29 303	30 311	28 002	28 877	1 010	1 010	4 817	3 882	0.533	6 254	28 947	100 000	1 095	12 868
7	1 467	29 990	29 851	29 654	29 814	28 264	28 794	1 010	1 010	4 826	3 881	0.510	6 317	28 923	100 000	1 015	12 807
8	1 675	30 008	29 868	29 703	29 641	28 278	28 814	1 010	1 010	4 847	3 894	0.513	6 407	28 904	100 000	1 092	12 860
9	1 870	29 610	29 792	29 767	29 882	28 134	28 734	1 010	1 010	4 837	3 892	0.510	6 334	28 916	100 000	1 015	13 210
10	2 067	30 106	29 478	30 114	29 663	27 844	29 254	1 010	1 010	4 816	3 879	0.555	6 262	28 904	100 000	1 102	13 066
11	2 267	29 931	29 769	29 524	29 923	27 947	28 560	1 010	1 010	4 784	3 858	0.572	6 250	28 916	100 000	1 077	12 988
12	2 467	29 931	29 531	29 673	29 864	28 088	28 950	1 010	1 010	4 780	3 847	0.510	6 259	28 910	100 000	1 117	13 044

Figura 4.15- Resultado final da aquisição de dados.

O tempo decorrido desde o início da aquisição é mostrado na coluna “A”, seguido dos restantes parâmetros medidos, dispostos nas colunas seguintes.

4.1.4. Rotinas de aquisição e controlo

Nesta secção são expostos os procedimentos de controlo e calibração dos sensores e atuadores empregues na montagem experimental.

Controlo da bomba de recirculação

A bomba elétrica de recirculação foi alimentada através do módulo de amplificação (ver secção 3.1.6). Para operar o módulo de amplificação é necessário aplicar aos seus terminais uma tensão de 0-5 V. A placa NI6225 tem duas saídas capazes de enviar tensões de 0-10 V com uma corrente até 5 mA.

O manómetro de comando da bomba encontra-se na figura 4.17 e está ligado ao manómetro interativo que se presente no painel frontal, como se pode observar na figura 4.16.

Controlo da bomba

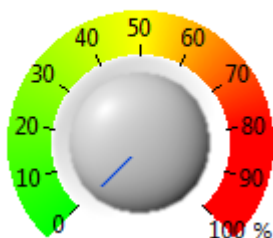


Figura 4.17- Manómetro de comando da bomba (painel frontal).

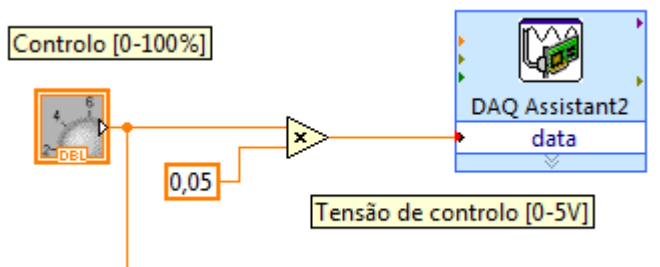


Figura 4.16- Código responsável pelo comando da bomba (diagrama de blocos).

A função de controlo da bomba foi colocada na primeira janela da sequência de execução “*flat sequence*”. Poderia ter ficado na segunda janela sem qualquer inconveniente, mas por uma questão de facilidade de leitura do código, foi incorporada na primeira janela.

No painel frontal é dada ao utilizador a opção de comandar a bomba de recirculação num intervalo de 0-100%. O valor em percentagem é enviado para a segunda janela, de modo a ser gravado como valor indicativo. Esta operação é feita com a linha inferior. A outra saída é multiplicada por 0,05 de modo a obter um sinal de 0-5 V através do *DAQ Assistant*. Esta função comporta-se como um *sub-vi*, ou seja é uma rotina com um código elaborado pela NI. A criação deste canal pode ser feita exteriormente através do programa NI MAX, ou diretamente através do *DAQ Assistant*. Dentro desta função é possível definir qual o canal de saída, a gama de amplitudes de tensão.

4.1.5. Calibração e curvas características

O LabView permite efetuar uma calibração dos sensores usados no momento da aquisição. Deste modo é poupado trabalho futuro a corrigir os valores obtidos. Nesta secção são descritos os passos efetuados para proceder à calibração dos diversos sensores.

Sensor de massa de ar

O sensor de massa de ar é utilizado para a quantificação do caudal mássico de ar admitido pelo motor. Para a aquisição de dados em LabView foi necessário obter a curva característica do sensor. O gráfico presente na figura 4.18 e a figura 4.19 são referentes a uma calibração anterior. Para não duplicar esforços e uma vez que já existe um sensor de massa de ar calibrado, foi usada a curva já disponível [Almeida, 2013].

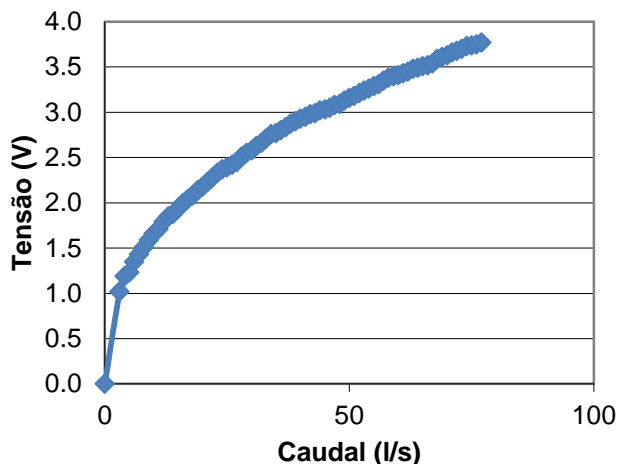


Figura 4.19- Curva característica de um MAF obtida através do fluxómetro.



Figura 4.18- Exemplo de medição de um MAF no fluxómetro.

Note-se que o circuito de admissão do automóvel deve ser reproduzido no fluxómetro. Por esta razão foi necessário reproduzir a configuração da conduta de admissão para a qual este sensor foi calibrado. A configuração invulgar é justificada pelo modelo usado no trabalho onde o sensor foi usado inicialmente.

A figura 4.20 ilustra as alterações feitas ao automóvel para replicar as condições de calibração de medidor de massa de ar.



Figura 4.20- Alteração efetuada no automóvel.

A figura 4.21 ilustra a configuração e respectiva calibração do medidor de massa de ar usada na aquisição de dados.

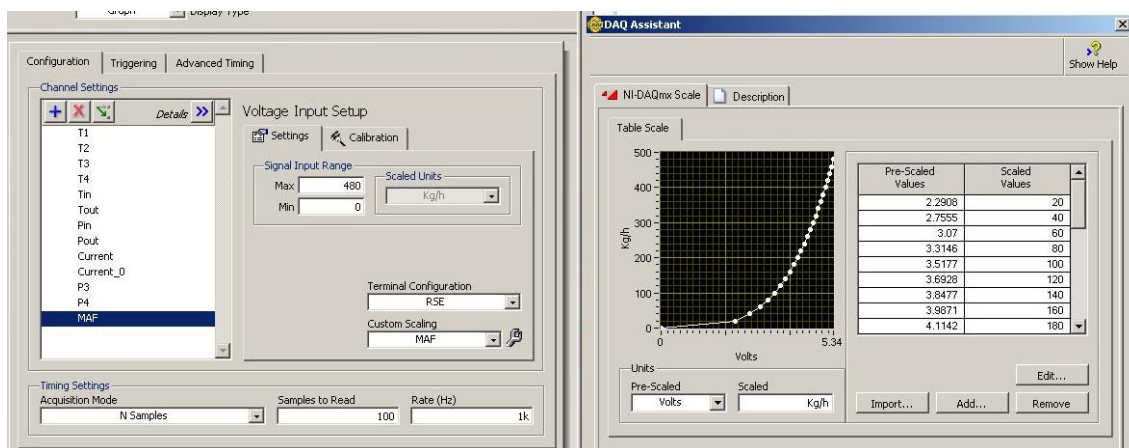


Figura 4.21- Configuração de canal (esquerda) e respectiva curva característica (direita).

Na figura 4.21 (direita), encontra-se a calibração do sensor de massa de ar. Do lado esquerdo, encontra-se a parametrização genérica do canal. Nesta são especificados os valores máximos e mínimos que o sensor irá gerar, os parâmetros de aquisição e a configuração do terminal. Este pode ser de aquisição simples RSE (referenced single-ended da nomenclatura Inglesa), onde apenas é usado um canal da placa, sendo este comparado com a massa e neste caso apenas poderão ser adquiridos valores positivos. Ou pode ser usado um canal diferencial, embora neste caso é necessário ocupar dois canais. Um deles irá adquirir o sinal do sensor e o outro a massa ou o ponto negativo do sensor. Esta segunda opção é mais precisa e é inclusivamente recomendada para aquisições cuja cablagem tenha um comprimento superior a 3 m. A aquisição em canal diferencial tem a

desvantagem inerente de ocupar dois canais de aquisição, reduzindo para metade o número de canais disponíveis da placa.

Na figura 4.21 (direita), encontra-se a tabela de importação da curva característica do sensor. A curva característica pode ser importada sob forma de equação ou através de uma tabela. Ao inserir uma curva de calibração, todos os valores de tensão adquiridos são automaticamente gravados sob a forma da grandeza colocada na curva de calibração. No presente trabalho, os valores de tensão gerados pelo sensor, são gravados no ficheiro de dados após a conversão do valor de tensão para caudal mássico.

Caudalímetro

O caudalímetro é utilizado para a medição do caudal mássico do fluido de trabalho. O caudalímetro utilizado possui um valor de calibração (fator K), que corresponde a 10200 pulsos por litro. Considerando que a resposta do sensor é linear, para meio litro o sensor irá gerar 5100 pulsos, portanto tem-se:

$$\frac{10200}{60} = 170 \text{ Hz} \quad (4.1)$$

$$\frac{5100}{60} = 85 \text{ Hz} \quad (4.2)$$

Calculando o declive da reta, tem-se:

$$m = \frac{1-0,5}{170-85} = 0.00588 \quad (4.3)$$

Assim, obtém-se a equação de calibração do sensor:

$$y = 0,00588 x + 0 \quad (4.4)$$

Uma vez que se trata de um canal global é necessário introduzir a calibração diretamente no código através de uma constante e de um operador matemático tal como ilustrado na figura 4.22.

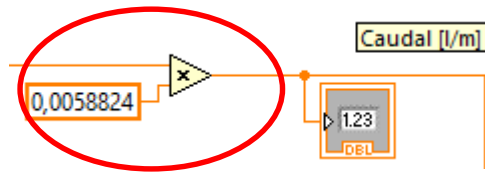


Figura 4.22-Calibração do caudalímetro.

Durante o desenvolvimento do código constatou-se que no momento em que o caudalímetro gerava uma frequência baixa ou próxima de zero, o programa era interrompido e uma mensagem de erro era gerada. Após várias tentativas, foi encontrada a explicação do problema através de um fórum da NI. Acontece que algumas versões de *drivers* de *DAQmx* das placas da família 62XX foram lançadas com um erro de *design*. Deste modo é expectável que a placa interrompa a aquisição se deixar de receber um sinal abaixo de 100 Hz. Esta característica iria impossibilitar a aquisição da frequência do caudalímetro. Para resolver este problema foi construído o código que se observa na figura 4.23. Para facilitar a leitura do código, este foi dividido em 3 partes, A, B e C.

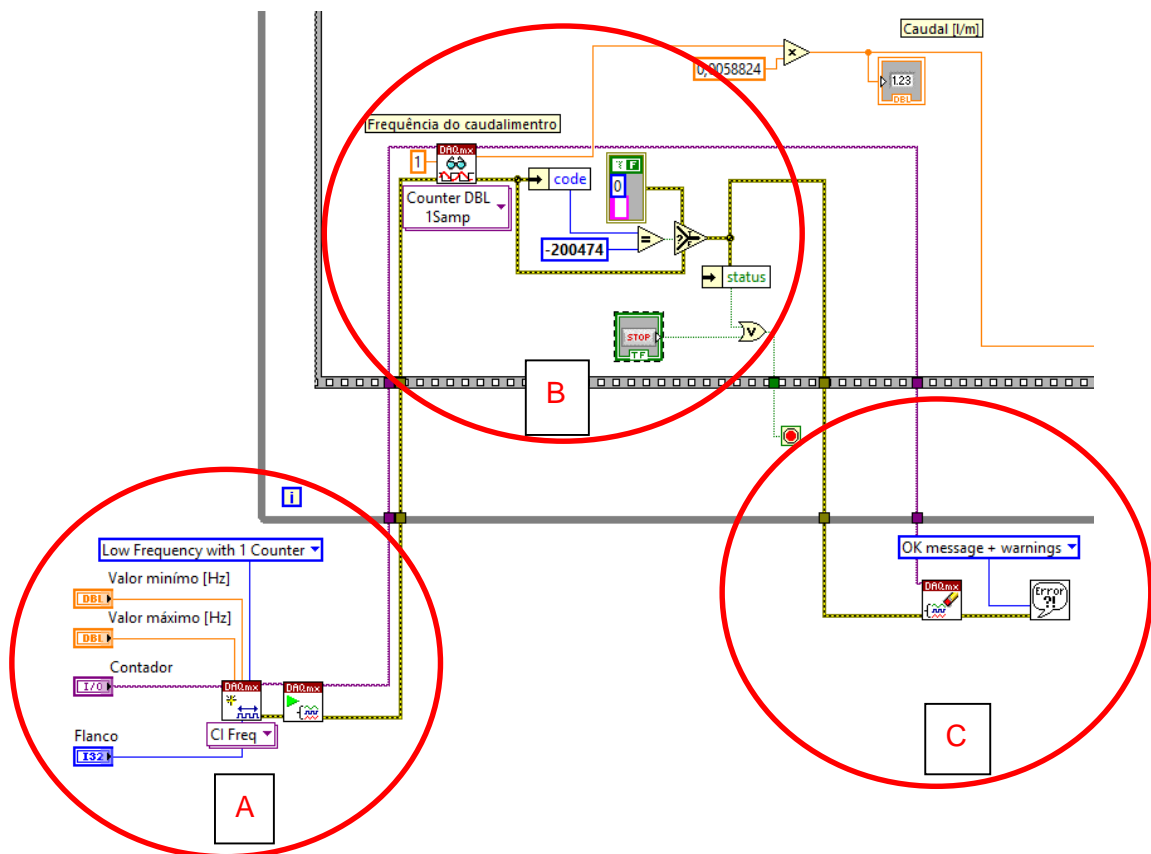


Figura 4.23- Código desenvolvido para resolução da paragem abrupta da aquisição.

Em “A” está o contador propriamente dito, ou seja a função que efetua a leitura da frequência do contador e a transforma num canal digital que pode ser observado com mais detalhe na figura 4.24.

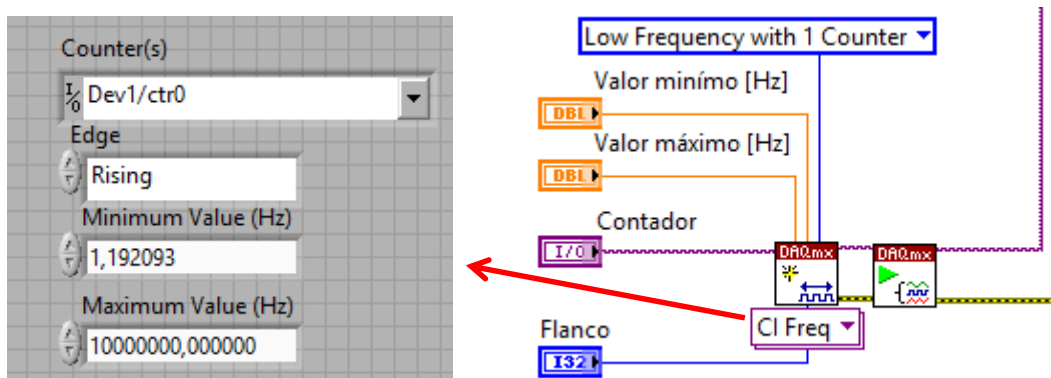


Figura 4.24- Função que efetua a contagem de pulsos e respectiva configuração.

O objeto responsável pela aquisição propriamente dita designa-se por *CI Freq*, visível na figura 4.24. Nesta função é necessário configurar o contador em questão, identificando que é o contador 0, adquirido na placa de derivação de sinais 1. É igualmente necessário informar o contador da frequência mínima e máxima expectável e o flanco a medir. Estes valores poderiam ser definidos localmente, mas para facilitar o futuro aproveitamento do código, foram transformados em botões com valor *default* previamente configurados. Na figura 4.24 à esquerda pode-se observar as configurações *default* dos botões.

Imediatamente à direita do *CI Freq*, encontra-se um objeto designado por *Start Task*, responsável pelo início da aquisição. Este objeto é facultativo nalgumas configurações, pois se ele não existir, a aquisição inicia automaticamente com o *CI Freq*. No presente código foram usados ciclos sequenciais Para evitar erros é necessário ter um objeto a comandar o início da aquisição, para que esta seja apenas feita no momento em que a *frame* na qual se encontra o restante código está ativa. Caso contrário, iria ser gerado um erro de enchimento do *buffer* de memória, pois os dados da aquisição não conseguiriam transitar para a gravação.

A secção B do código (ver figura 4.23) divide-se em duas partes, a de aquisição propriamente dita e a parte que salvaguarda o erro gerado por uma baixa frequência do caudalímetro. O objeto *Counter DBL* é responsável pela leitura do sinal digital gerado pelo

CI Freq, devolvendo à saída a frequência gerada pelo caudalímetro. A frequência é posteriormente multiplicada por uma constante de modo a obter um valor de caudal em l/min. Nesta fase o caudal é mostrado no painel frontal e o seu valor segue igualmente para gravação no ficheiro de dados. Na segunda parte, tem-se o tratamento da linha de erro. Esta linha amarela com traçado preto, traz consigo todas as informações de erro geradas pelo contador em A. O objeto com a palavra *code* vai extrair os vários códigos de erro, comparando-os através do operador matemático (=). Quando um erro for igual a -200474 (erro de frequência baixa), o operador vai enviar um sinal boleano de 1 para a derivação seguinte. Se a operação for verdadeira, significa que o erro foi gerado e neste caso o objeto triangular de decisão vai optar por ignorar esse erro e seguir o ciclo. No entanto a utilização deste código pressupõe a opção de interromper a aquisição de dados. Tal vai ser decidido pelo operador “OU” que irá interromper a aquisição se ocorrer um erro grave (exceptuando o -200474) ou quando o utilizador pressiona o botão de STOP.

Na secção C do código (ver figura 4.23) encontra-se a caixa de diálogo, onde são mostrados eventuais erros ao utilizador, através do objeto *Error Handler*, à direita. O segundo objeto é designado por *Clear Task*, este objeto vai libertar todos os recursos de uma tarefa e reinicia-la em caso de erro.

Sensores de temperatura

A figura 4.25 mostra a cablagem própria para a ligação dos termopares. Esta cablagem é construída com dois condutores de materiais diferentes e são ligados ao termopar tendo em consideração a sua polaridade.

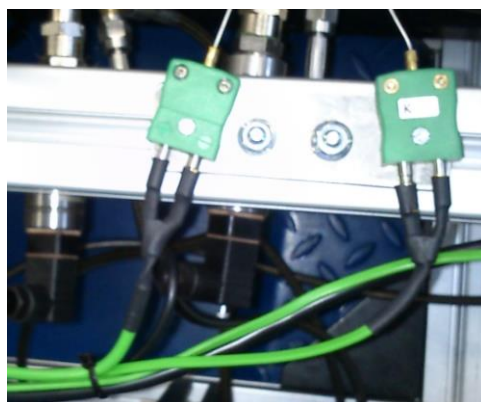


Figura 4.25- Aplicação de cablagem própria para termopares.

Compensação da junta fria (CJC)

Uma das formas de minimizar os erros de medição de um termopar consiste em monitorizar a temperatura da sua junção de referência. Tal é conseguido, adquirindo a temperatura ambiente do local onde o termopar está instalado. Para esse efeito, a placa de condicionamento de sinal usada (SCC-68), possui um sensor de temperatura (termístor), que permite monitorizar constantemente a temperatura ambiente, mais precisamente, a temperatura da caixa de acondicionamento de sinal, visível na figura 4.26.



Figura 4.26- Caixa de acondicionamento de sinal.

Tipicamente, neste tipo de aquisições, considera-se uma temperatura de referência, normalmente de 25 °C. No entanto, essa assunção irá induzir um erro equivalente à diferença entre temperatura estimada e temperatura real. Com a compensação de junta fria, a aquisição de dados está continuamente a usar a temperatura presente na junta fria para efeitos compensatórios.

Esta solução implica a criação de um canal para leitura deste sinal, geralmente o Ai7 pois as suas ligações físicas estão mais próximas dos terminais do sensor, como se pode ver na figura 4.27.

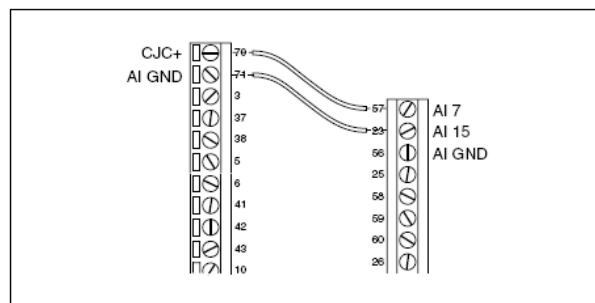


Figura 4.27- Esquema de ligações da caixa de acondicionamento de sinal.

Posteriormente, o *software* irá substituir os 25°C de referência pelo valor medido através do termistor, minimizando deste modo o erro medido. Contudo devido a perdas nas ligações físicas (parafusos e encaixes envolventes), será sempre necessária uma tolerância de 1°C a somar à precisão do termistor que é de +/- 0,3 °C.

A National Instruments recomenda a ligação da figura 4.33 para efetuar a compensação automaticamente. No entanto esta solução não permite visualizar a temperatura indicada pelo termistor. Para resolver este problema, foi usada a função *DAC Assistant*. Esta função permite 3 opções de configuração como se pode observar na figura 4.28.

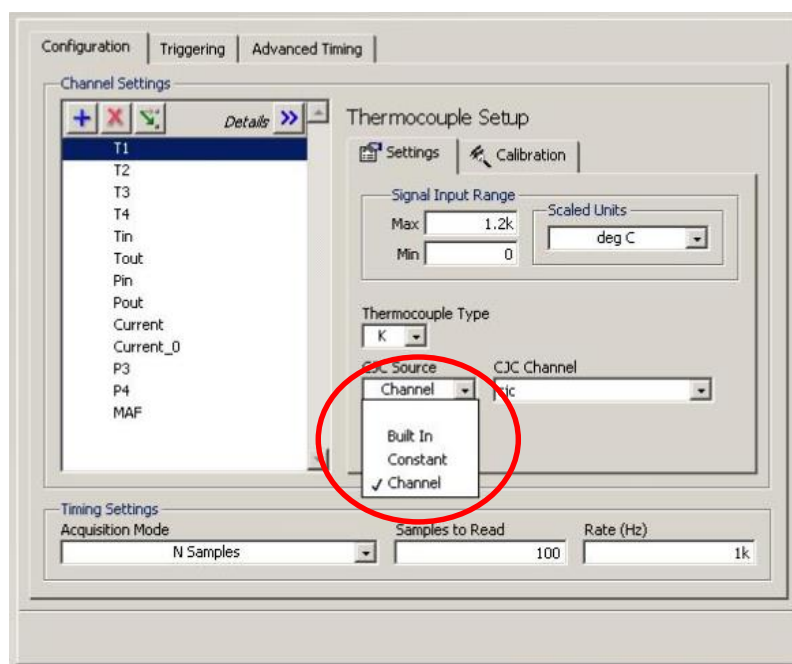


Figura 4.28- Opções de configuração da função *DAQ Assistant*.

A opção *built in* representa a configuração referida anteriormente, ou seja a função assume que as ligações foram feitas do modo recomendado, a função dedica um canal para a leitura do termistor automaticamente. Na opção *Constant*, o utilizador coloca um valor fixo de temperatura e tipicamente coloca-se o valor da temperatura ambiente. Finalmente existe a opção *Channel*, que pode ser usada para efetuar a aquisição de um sensor de temperatura externo para efeitos de compensação, numa situação em que não se tenha uma placa de acondicionamento de sinal.

Na presente montagem experimental, esta opção foi usada para efetuar a aquisição do termístor da placa de acondicionamento de sinal, de modo a efetuar a compensação de junta fria. Deste modo passou a ser possível observar a temperatura do termístor e ao mesmo tempo usa-lo para efetuar a compensação de junta fria. No entanto, o canal escolhido deixou de poder ser adquirido pelo *DAC Assistant*, exigindo uma aquisição fora deste através de um canal global. Para transpor a aquisição do canal foi usada uma função de leitura e outra de registo como se pode ver na figura 4.29.

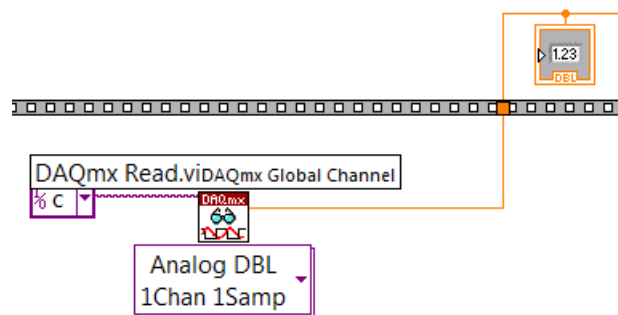


Figura 4.29- Canal global para aquisição de temperatura do termístor.

Na figura 4.30 pode-se observar a curva característica do termístor disponibilizada pela National Instruments, e na figura 4.31 pode-se observar a curva característica importada, onde apenas foi mantida a gama de interesse (10 a 50°C).

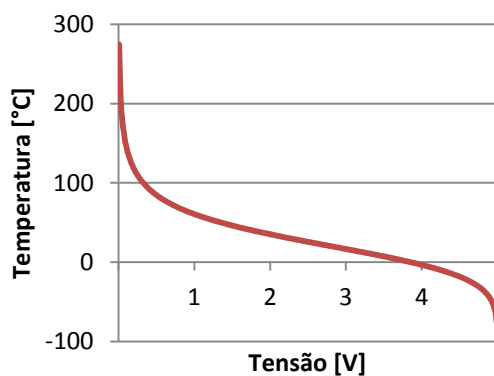


Figura 4.30- Curva característica disponibilizada pela NI.

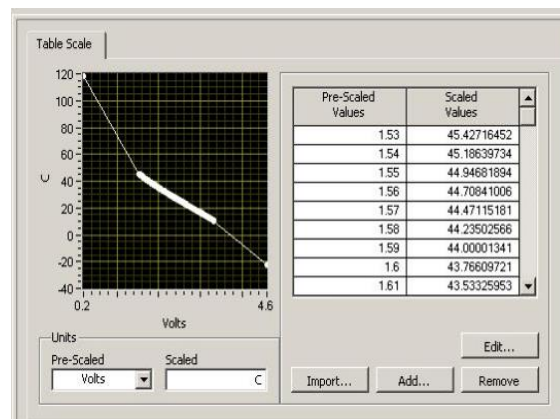


Figura 4.31- Curva característica importada.

Sensores de Pressão

Tal como apresentado na tabela 3.4, da secção 3.2, os diferentes sensores de pressão são utilizados para a medição de pressão em diferentes pontos no circuito de Rankine, já que os valores de pressão variam de ponto para ponto. Para aferir o bom funcionamento do sistema e validar os trabalhos de simulação, foram colocados vários sensores ao longo do circuito. Foram empregues quatro sensores de pressão absoluta (DS2805 e MPX4250AP) e dois de pressão relativa (24PCGFA6D).

Visto ser necessário efetuar medições em vários meios, e a diferentes pressões foram aplicados mais do que um tipo de sensor de pressão. Deste modo foi possível adequar a medição e também reduzir custos de aquisição, onde a necessidade de precisão era inferior.

Sensor de pressão para $P_{g,in}$ e $P_{g,out}$

Para efetuar a medição das pressões de escape a montante e a jusante do permutador, foram usados sensores de pressão do tipo MPX4250AP. A fragilidade deste sensor obrigou que este fosse montado a alguma distância do tubo de escape, de modo a que não fosse ultrapassada a sua temperatura máxima admissível de 125 °C. O valor médio da medição foi obtido através de quatro pontos equidistantes. Estas tomadas de medição são conetadas por tubo um metálico que efetua o acoplamento de quatro saídas para duas e na secção final une as duas saídas numa só. A ligação entre o tubo metálico e o sensor é feita por intermédio de tubo maleável com cerca de 500 mm de comprimento de modo a facilitar o arrefecimento dos gases de escape. O esquema de ligação e a respetiva implementação podem ser observados nas figuras 4.32 e 4.33, respetivamente. Segundo [Garigilio *et al.* (2004)], o diâmetro dos tubos de captação deve ser 0,1 vezes o diâmetro do respetivo tubo.

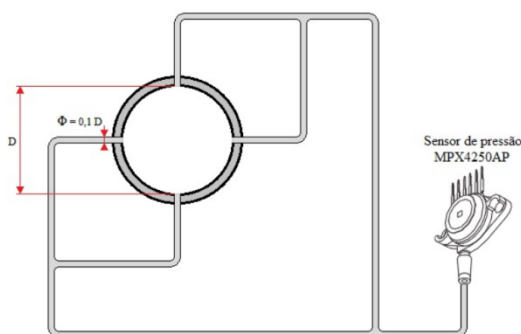


Figura 4.32- Esquema de ligação.



Figura 4.33- Implementação da ligação.

A aquisição destes sensores de pressão foi feita em tensão, aplicando diretamente a sua curva característica, presente na figura 4.34, diretamente na função *DAC Assistant*, usando uma tabela, como se pode observar na figura 4.35.

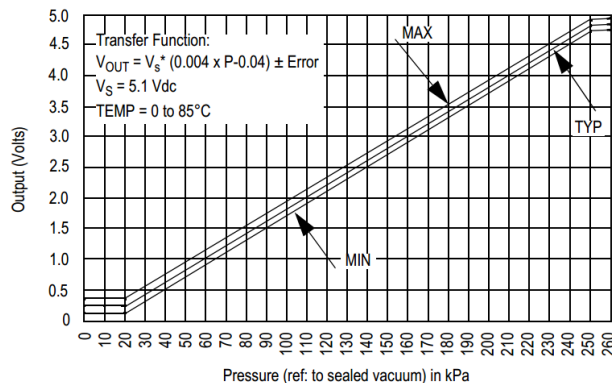


Figura 4.34- Curva característica do sensor MPX4250AP.

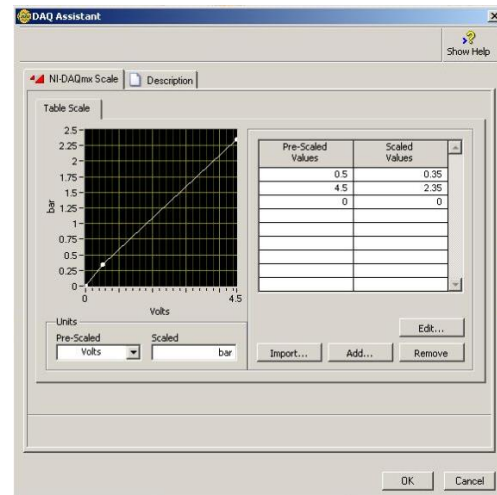


Figura 4.35- Tabela de calibração.

A curva linear estandardizada na gama de 0-5 V que este sensor apresenta apenas é possível graças ao circuito integrado de amplificação e linearização embutido no sensor.

Sensor de pressão para P_1 e P_2

Para efetuar a medição das pressões a montante e jusante da bomba de recirculação, foram utilizados dois sensores do tipo 24PCGFA6D. A aparente fragilidade deste sensor levou a cuidados acrescidos, (como já foi referido na secção 3.2.3). O facto de não ter circuito de amplificação faz com que a tensão de saída seja relativamente baixa, apenas 212 mV (no fim de escala). Esta baixa tensão torna a medição mais suscetível a interferências. Para minimizar este efeito, a aquisição deste tipo de sensores tem de ser obrigatoriamente efetuada em modo diferencial, minimizando deste modo as interferências externas.

Em termos de calibração, foi inserida a sua curva característica, retirada do seu *datasheet*, como se pode observar na figura 4.36.

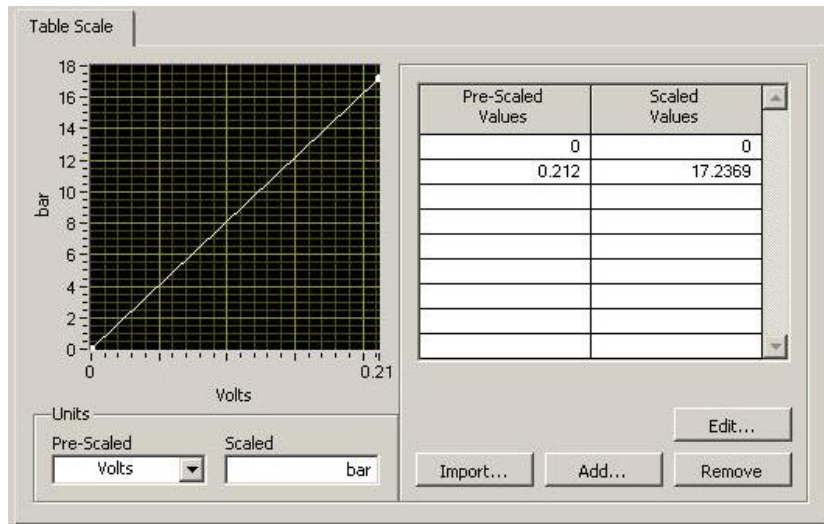


Figura 4.36- Calibração do sensor 24PCGFA6D.

Na figura 4.37 pode-se observar a respetiva tomada de medição feita com tubo maleável.

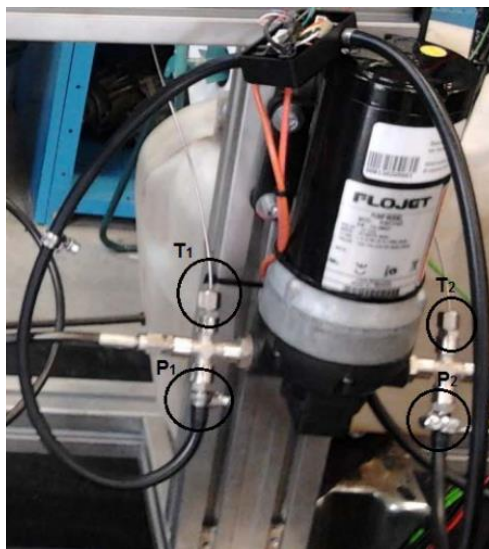


Figura 4.37- Tomadas de medição para os sensores P_1 , P_2 , T_1 e T_2 .

Sensor de pressão para medição de P_3 e P_4 (vapor sobreaquecido)

Para a medição das pressões em P_3 e P_4 , foram utilizados sensores de pressão DS2805. Este tipo de sensor permite ter uma saída em tensão (0-5 V) ou em corrente (4-16 mA). Por questões económicas e de disponibilidade, optou-se por adquirir o sensor com saída em corrente. Neste tipo de construção, o sensor adquire a função de regulador do fluxo de corrente, como se pode observar na representação da figura 4.38.

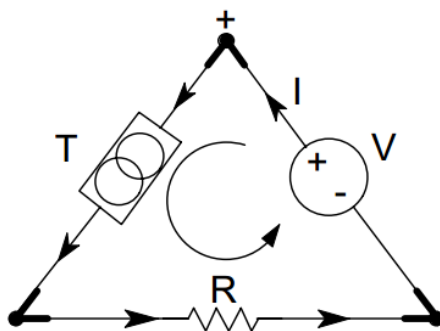


Figura 4.38- Esquema de ligação do sensor [Acromag (2015)].

A vantagem de ter uma saída em corrente prende-se com a sua baixa suscetibilidade a interferências eletromagnéticas. Outra das vantagens é que a resistência dos cabos de ligação pode ser desprezada, pois a corrente que chega à resistência “*shunt*” será sempre a mesma. Segundo a lei de Kirchoff, a corrente numa malha fechada é sempre igual em qualquer ponto da malha.

Para efetuar a aquisição é necessário transformar o valor de corrente em tensão para que este possa ser adquirido pela placa. Para tal é usada uma resistência dimensionada para o efeito. Tendo em conta que a tensão máxima admissível pela placa de aquisição é de 10 V e a corrente máxima circulada pelo sensor é de (16 + 4) mA, o valor da resistência a instalar é de 500Ω.

Note-se que os valores 4-16 mA, são um *standard* da indústria, no qual 16 mA não representa o fim de escala, mas sim o diferencial entre o fim de escala e o zero absoluto. Este valor é designado por “*span*”. Como tal, o valor de corrente usado no cálculo da resistência é o valor de fim de escala, ou seja os 20 mA e não os 16 mA, como se pode observar na figura 4.39.

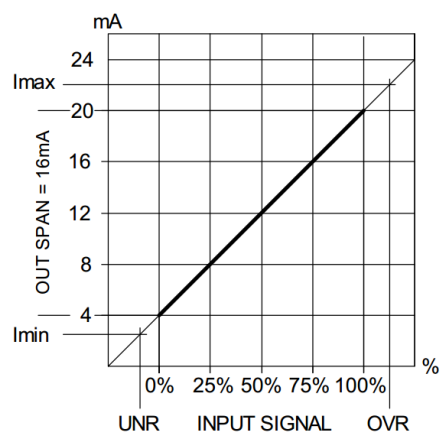


Figura 4.39- Ilustração do *span* de um sensor [Acromag (2015)].

As resistências seleccionadas foram medidas com recurso a um multímetro de bancada (Escort ELC-3131D), com um erro de +/- 0,3% na gama de 0 a 1000 Ω. Nas figuras 4.40 e

4.41 pode-se observar o multímetro de bancada usado e a configuração da aquisição dos sensores, respectivamente.



Figura 4.40- Medição de resistência com um multímetro de bancada Escort ELC-3131D.

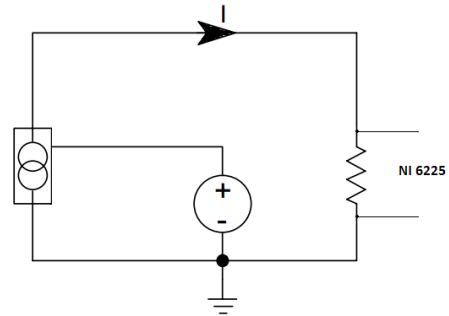


Figura 4.41- Esquema de ligação usado na aquisição dos sensores de pressão DS2805.

Cada um dos sensores traz um referencial de calibração, do qual resulta a tabela 4.2:

Tabela 4.2- Tabela de calibração

<i>Sensor</i>	<i>“Zero” [mA]</i>	<i>“Span”[mA]</i>	<i>“Shunt” usado [Ω]</i>
460810 (P3)	3,99	15,98	496,2
460674 (P4)	4,02	15,97	498,0

Da tabela 4.2 traça-se a curva característica em tensão para cada um dos sensores. No entanto, e uma vez que a placa de aquisição o permite, optou-se por fazer a aquisição em corrente. Para tal foi necessário indicar o valor do “shunt” exterior e introduzir a curva característica em corrente. As respetivas configurações são visíveis na figura 4.42.

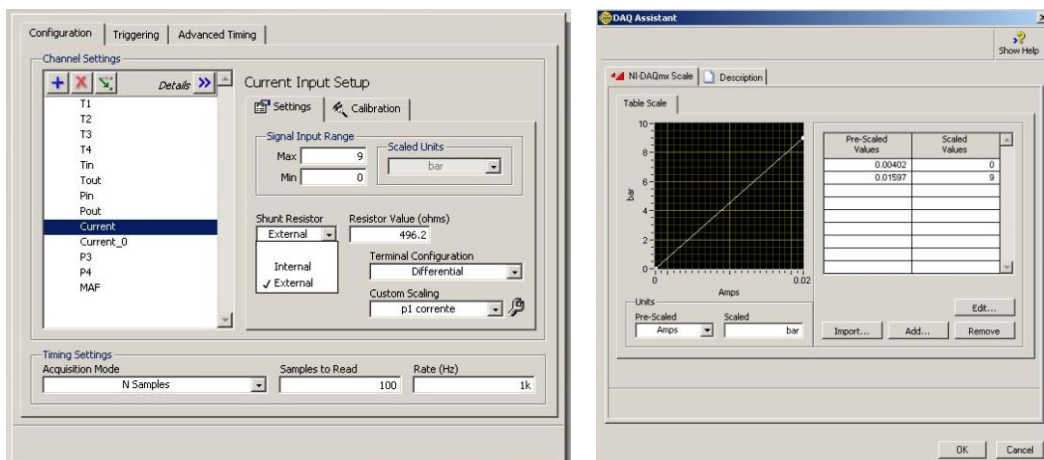


Figura 4.42- Calibração do sensor de pressão DS2805.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

5 Análise e discussão de resultados

No presente capítulo são expostos e analisados os dados obtidos através dos ensaios experimentais.

5.1. Ensaio experimental

De todos os ensaios realizados, foram retirados dois grupos de modo a validar a montagem experimental. O primeiro grupo permitiu efetuar a caracterização do sistema, analisando a resposta do sistema face ao comando da bomba e ao estrangulamento da válvula que simula o expensor. O segundo grupo de testes permitiu observar a resposta do sistema face aos parâmetros anteriores, combinados com o aquecimento provocado pelo sistema de recuperação de energia. O tempo de cada ensaio, e o valor de comando da bomba foram definidos de modo a garantir que:

- A temperatura do fluido de trabalho seja inferior a 260°C, temperatura máxima admissível pela tubagem;
- A pressão máxima do sistema seja inferior a 9 bar, pressão máxima de medição dos sensores de pressão P_1 e P_2 .

5.1.1. Caracterização da bomba

Ensaio em vazio à temperatura ambiente e com a válvula estranguladora completamente aberta

Durante o ensaio o comando da bomba foi incrementado 5% de dois em dois minutos, do qual foi obtido o gráfico apresentado na figura 5.1, que ilustra a resposta do sistema ao aumento de pressão induzido pela bomba. Note-se que o comando da bomba não ultrapassou os 90%, de modo a não ultrapassar o limite de medição dos sensores de pressão (P_1 e P_2).

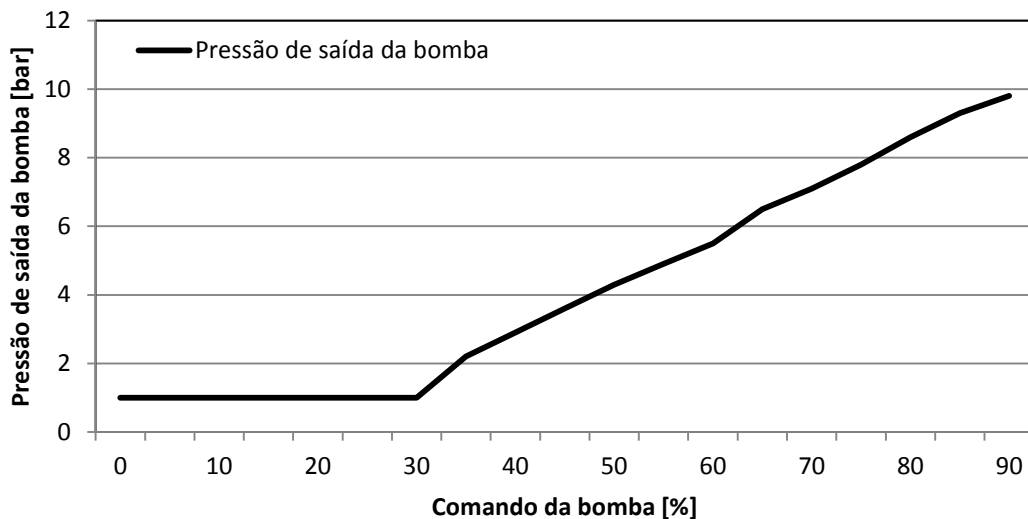


Figura 5.1- Variação da pressão de saída da bomba (P_2) em função da percentagem de comando.

A figura 5.1 permite verificar que a partir dos 30% de comando, a bomba produz uma resposta diretamente proporcional ao comando. Note-se que a bomba incorpora um motor elétrico DC, cuja rotação em vazio é diretamente proporcional ao valor da tensão de alimentação. Quando a percentagem de comando da bomba é inferior a 30%, a pressão à saída da bomba é aproximadamente 1 bar. Tal deve-se ao facto do sinal PWM inferior a 30% gerar à saída do controlador uma tensão demasiado baixa. Esta tensão é insuficiente para atuar a bomba e assim a velocidade de rotação desta será igual a zero até aos 30% de atuação.

A figura 5.2 mostra a variação do caudal volúmico de fluido de trabalho com a percentagem de comando da bomba.

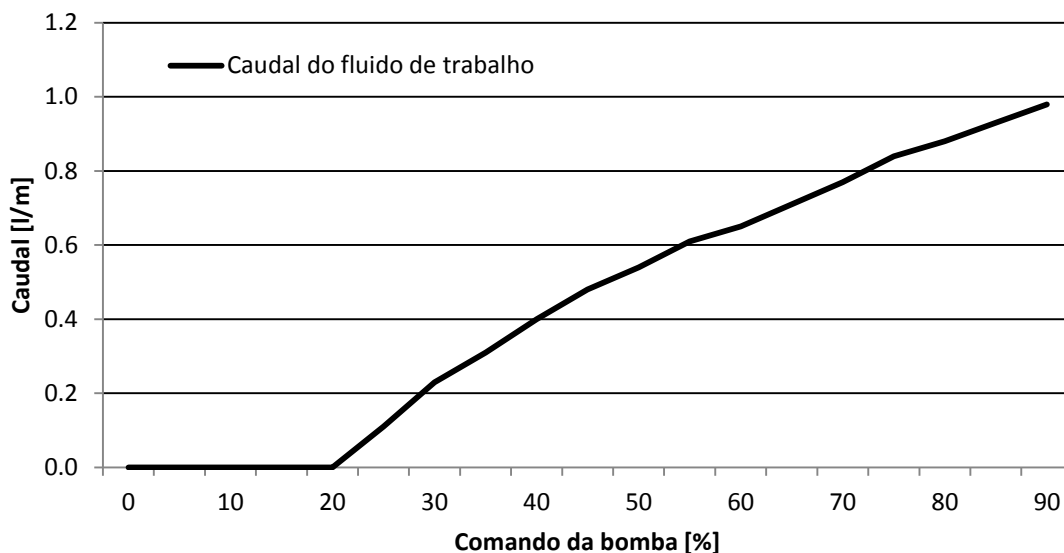


Figura 5.2- Variação do caudal da bomba em função da porcentagem de comando.

Do gráfico presente na figura 5.2 é possível concluir que o caudal do fluido de trabalho aumenta com a porcentagem de comando da bomba, uma vez ultrapassados os 20% de comando.

O gráfico da figura 5.3 mostra a variação da pressão de saída da bomba em função do caudal do fluido de trabalho.

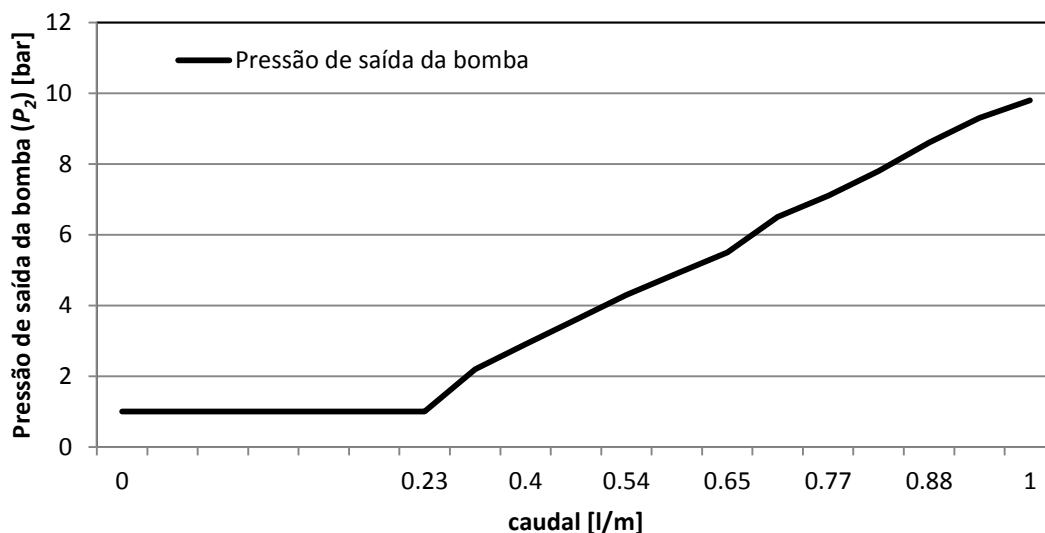


Figura 5.3- Pressão à saída da bomba (P_2) em função do caudal do fluido de trabalho.

Deste mesmo gráfico é possível observar que a pressão é quase diretamente proporcional ao caudal a partir de um caudal mínimo de 0,23 l/m.

Ensaio à temperatura ambiente com imposição de estrangulamento pela válvula que simula o expensor

A figura 5.4 mostra a variação da pressão de saída da bomba (P_2) com a percentagem de comando da bomba para as diferentes percentagens de abertura da válvula que simula o expensor.

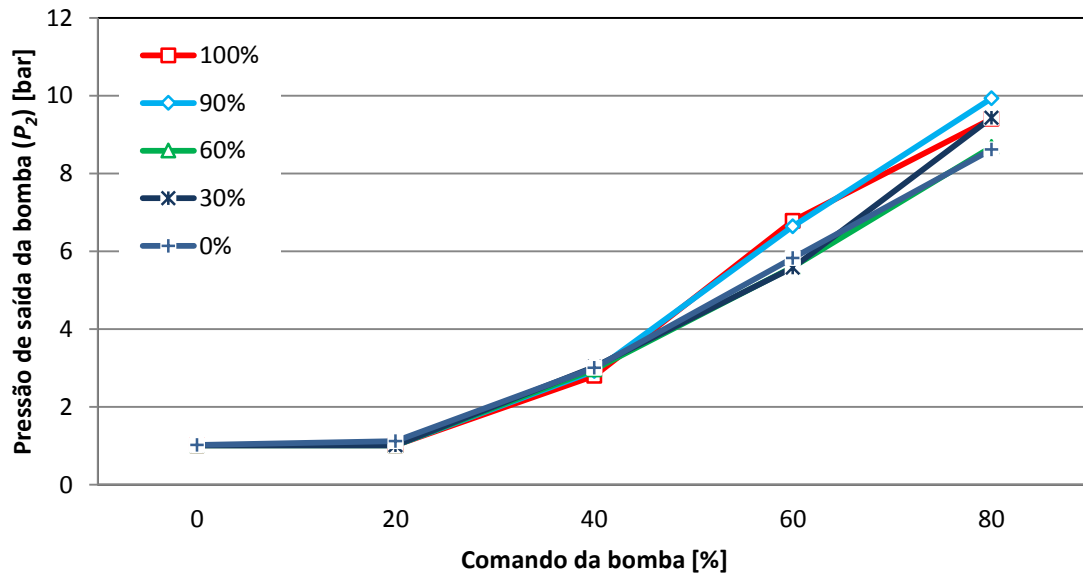


Figura 5.4- Pressão à saída da bomba (P_2) em função do comando e estrangulamento.

Como seria de esperar, pela análise da figura 5.4, quanto maior for o estrangulamento, maior será a pressão do fluido de trabalho à saída da bomba.

5.1.2. Análise de resultados dos ensaios experimentais

No segundo grupo de ensaios, o veículo utilizado para a realização dos testes, um Ford Sierra, foi colocado no banco de ensaio a uma rotação constante de 1500 rpm, numa condição de carga máxima (WOT – *wide open throttle*, na literatura Inglesa). A condição de operação do veículo correspondia a uma potência efetiva de 17,6 kW, medida no banco de ensaio para veículos. Durante o ensaio a válvula de estrangulamento foi mantida permanentemente aberta. De modo a controlar o caudal de fluido de trabalho no circuito, durante o decorrer dos ensaios, a bomba foi atuada para diferentes percentagens de controlo. Assim, o caudal foi reduzido gradualmente e novamente aumentado de modo a manter o ensaio dentro dos parâmetros de segurança.

A figura 5.5 mostra a pressão dos gases de escape à entrada ($P_{g,in}$) e à saída ($P_{g,out}$) do evaporador, em combinação com o comando da bomba.

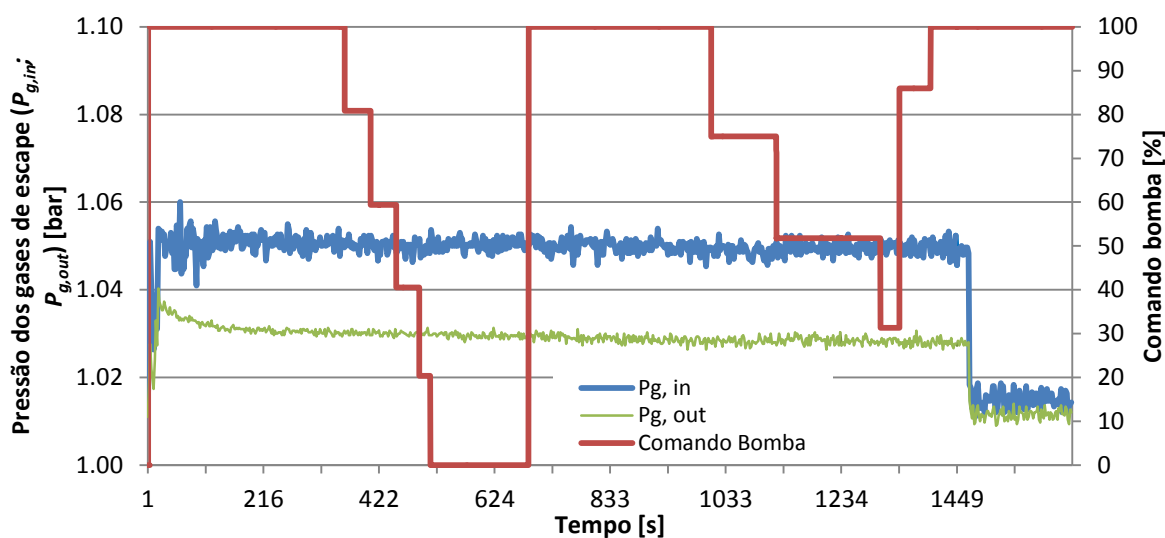


Figura 5.5- Variação das pressões dos gases de escape a montante ($P_{g,in}$) e jusante ($P_{g,out}$) do evaporador, em combinação com o comando da bomba.

No gráfico da figura 5.5 é possível observar a pressão dos gases de escape a montante e a jusante do evaporador. Neste gráfico, pode-se confirmar a espetável perda de carga provocada pela incorporação do evaporador no circuito de escape. A perda de carga é constante ao longo do ensaio, sendo mínima quando MCI se encontra ao ralenti, no fim do ensaio, ou seja após os 1500 s. Durante o ensaio, a perda de carga corresponde a um valor médio de 1740 Pa. É importante salientar que a perda de carga dos gases de escape através do evaporador foi medida (tal como foi descrito na secção 4.1.5).

A figura 5.6 mostra a variação da temperatura dos gases de escape à entrada ($T_{g,in}$) e saída ($T_{g,out}$) do evaporador para diferentes percentagens de comando da bomba. O ensaio decorreu durante aproximadamente 1500 s.

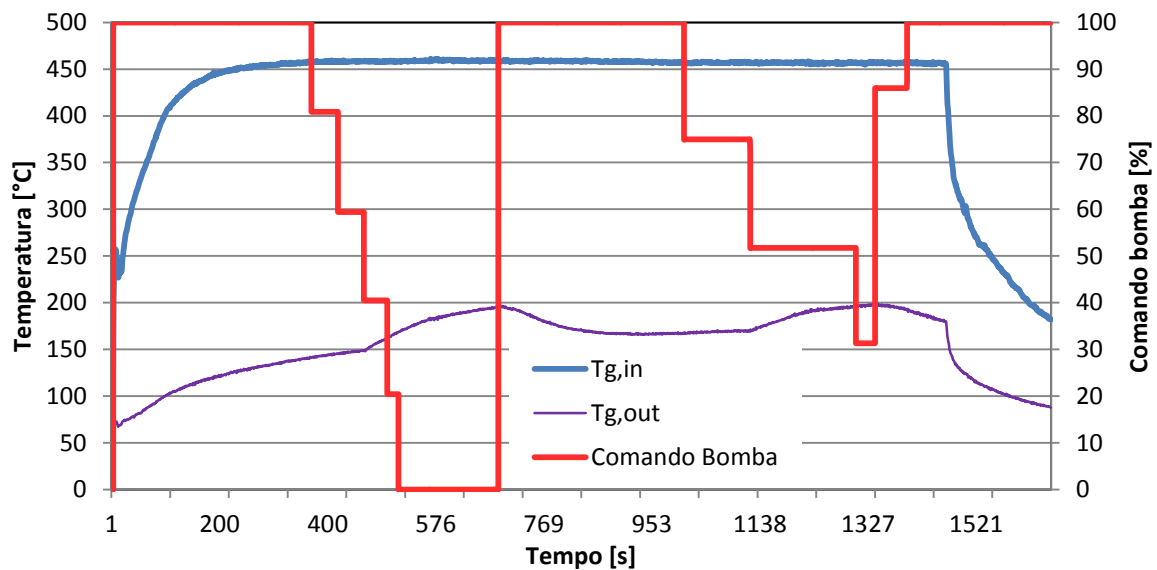


Figura 5.6- Variação da temperatura dos gases de escape à entrada ($T_{g,in}$) e saída ($T_{g,out}$) do evaporador, em função do comando da bomba.

A figura 5.6 permite observar que a temperatura dos gases de escape à entrada do evaporador ($T_{g,in}$) atinge os 450°C ao fim de 200 s. A temperatura ($T_{g,in}$) mantém-se igual a 460°C até ao fim do ensaio (que ocorre cerca dos 1500 s). Já por sua vez, a temperatura dos gases de escape à saída do evaporador ($T_{g,out}$) oscila com base no comando da bomba, aumentando ligeiramente cada vez que o caudal da bomba é reduzido, o que indica que a potência térmica recuperada reduz, tal como seria expetável.

A figura 5.7 mostra a variação da temperatura dos gases de escape ao atravessar o evaporador ($T_{g,in} - T_{g,out}$) e o caudal volúmico do fluido de trabalho ao longo do ensaio.

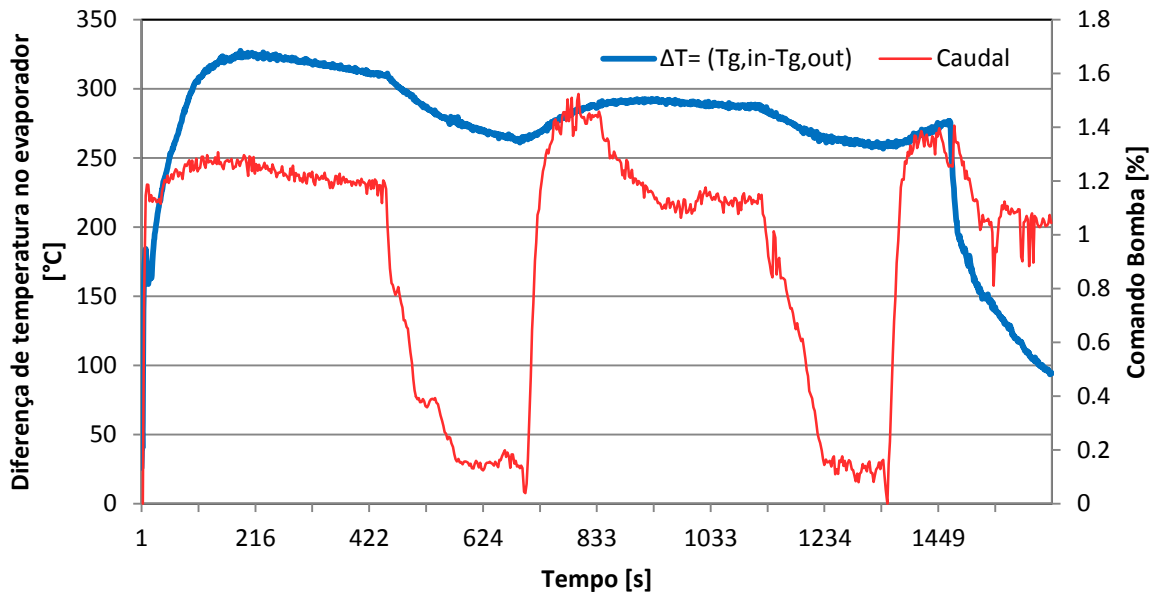


Figura 5.7- Variação da diferença da temperatura dos gases de escape ($T_{g,in} - T_{g,out}$) ao atravessar o evaporador e do caudal volúmico do fluido de trabalho em função do tempo.

Da figura 5.7 depreende-se a influência da variação do caudal do fluido na diferença de temperaturas dos gases de escape entre a saída e a entrada do evaporador. Como seria de esperar, um caudal de fluido de trabalho superior no interior do evaporador corresponde a uma diferença de temperatura dos gases de escape através do evaporador superior. Para melhor ilustrar este efeito, é calculada a potência térmica recuperada através da equação 5.1, onde \dot{m}_g representa o caudal mássico de gases de escape, Cp_g representa o calor específico dos gases de escape e ΔT_g representa a sua diferença de temperatura antes e depois do evaporador ($\Delta T_g = T_{g,in} - T_{g,out}$):

$$\dot{Q} = \dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot \Delta T_g \quad [\text{W}] \quad (5.1)$$

Para calcular o valor de \dot{m}_g , é usada a equação (5.2), onde \dot{m}_{fuel} representa a massa de combustível e $\frac{A}{F}$, a razão de massa de ar/combustível:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{fuel} \left(1 + \frac{A}{F} \right) \quad [\text{kg/s}] \quad (5.2)$$

Note-se que a unidade de comando foi calibrada para operar constantemente em mistura estoequiométrica, com recurso a sonda lambda. Tendo em conta que a massa de ar (\dot{m}_{ar}) é

obtida em tempo real através do medidor de massa de ar, pode-se calcular a massa de combustível (\dot{m}_{fuel}) através da equação 5.3.

$$\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{fuel}} = \frac{A}{F} \quad (5.3)$$

O valor de Cp_g é obtido através da equação 5.4, derivada utilizando o *software* Refprop 9.0, dependendo da temperatura dos gases de escape antes da passagem pelo evaporador e admitindo que a constituição mássica dos gases de escape é de 20,4% de CO₂, 7,8% de H₂O e 71,8% de N₂ (os constituintes em menor quantidade foram desprezados) [Domingues *et al.* (2013)]:

$$Cp_g = 956,0 + 0,3386.T_g - 2,476 \times 10^{-5}.T_g^2 \quad [\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})] \quad (5.4)$$

(equação válida para $400 \leq T_g \leq 1200 \text{ K}$)

Na figura 5.8 pode-se observar a potência térmica recuperada pelo evaporador em combinação com o caudal do fluido de trabalho, em cada instante do ensaio.

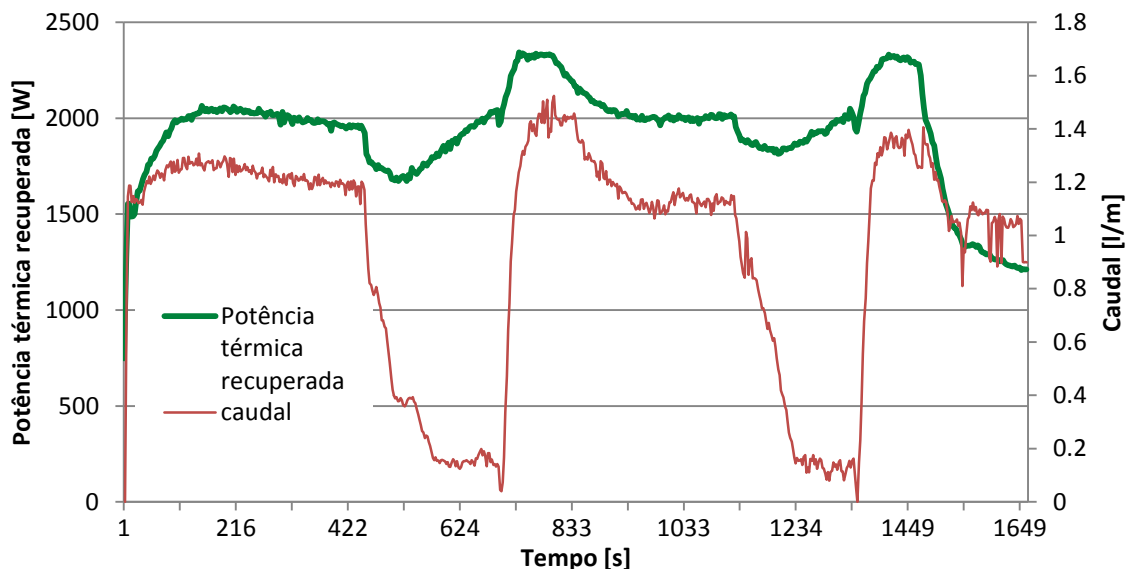


Figura 5.8- Potência térmica recuperada pelo evaporador em função do tempo.

Da figura 5.8 pode-se concluir que durante este ensaio o pico de potência recuperada foi de 2300 W, sendo o caudal mássico (\dot{m}_g) médio dos gases de escape de 0,00365 g/s. O pico

de recuperação é atingido no instante em que a bomba de recirculação é ativada (aumento de caudal), tornando posteriormente a estabilizar nos 2000 W.

As temperaturas do fluido de trabalho a montante (T_2) e jusante (T_3) do evaporador, em combinação com o caudal do fluido de trabalho, podem ser observadas no gráfico presente na figura 5.9.

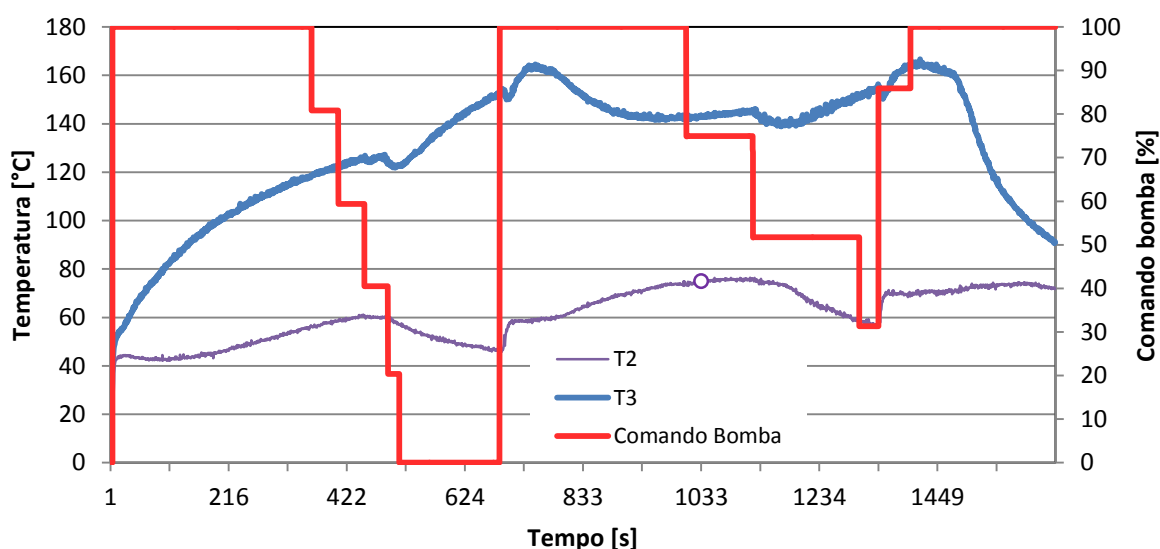


Figura 5.9- Variação das temperaturas a montante e jusante do evaporador, em combinação como comando da bomba.

Pela análise do gráfico presente na figura 5.9 pode-se concluir que a temperatura à entrada do evaporador (T_2) desce quando é feito o corte da bomba. Tal explica-se pela ausência de renovação de água quente proveniente do circuito. Por sua vez, a temperatura à saída do evaporador (T_3) tende a subir para valores elevados se não existir recirculação do fluido de trabalho. Se a renovação do fluido de trabalho não for realizada, a temperatura do fluido no evaporador subirá acima dos valores admissíveis pelos sensores da montagem experimental. Será portanto interessante criar um algoritmo que efetue a gestão do comando da bomba em função da temperatura de saída do expansor. Deste modo será possível obter uma temperatura à saída do evaporador constante, mesmo quando se alterem as condições de carga do veículo.

Na Figura 5.10 pode-se observar a variação das pressões do fluido de trabalho a montante (P_1) e jusante (P_4) da bomba de recirculação, bem como o valor de comando da bomba ao longo do ensaio.

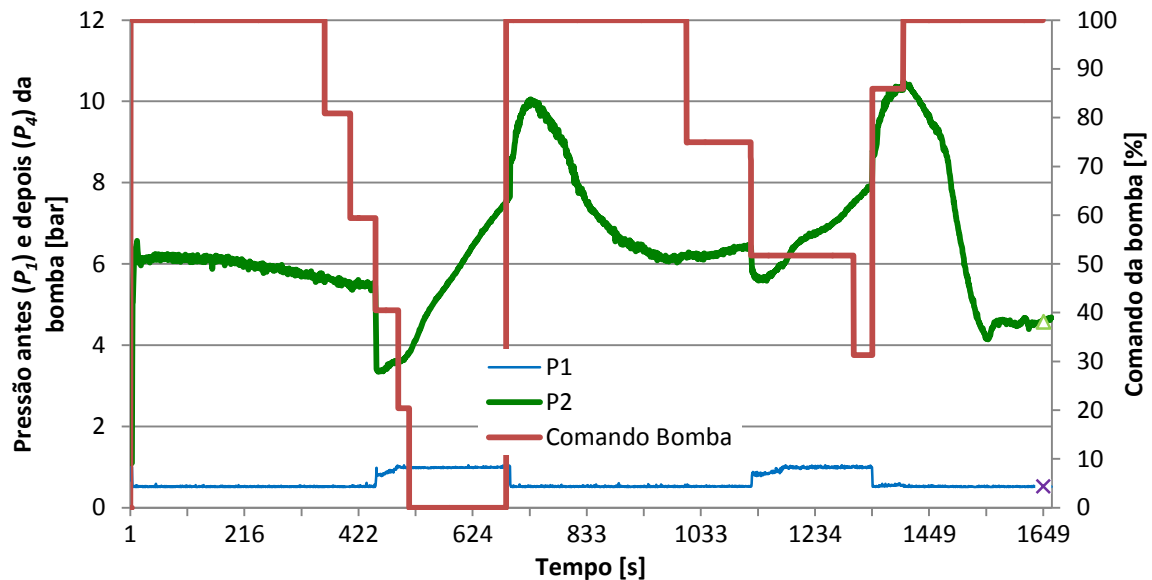


Figura 5.10- Variação das pressões do fluido de trabalho a montante (P_1) e jusante (P_4) da bomba, juntamente com o valor de comando da mesma.

O gráfico presente na figura 5.10 mostra que a pressão a jusante da bomba (P_4) se mantém relativamente constante quando o comando da bomba corresponde a 100%, durante os primeiros 400 s do ensaio. Quando é feito o corte da bomba, a pressão P_4 é reduzida inicialmente, aumentando posteriormente por efeito do evaporador. Esta pressão só estabiliza novamente quando a bomba é atuada e o fluido no interior do permutador é renovado. Por sua vez, a pressão a montante da bomba (P_1) mantém-se constante ao longo de quase todo o ensaio, pois é influenciada pela sucção provocada pela admissão da bomba. Os únicos dois momentos em que tal não se verifica é quando o comando da bomba é reduzido, deixando de provocar a referida redução de pressão.

Na figura 5.11 pode-se observar a variação das pressões do fluido de trabalho a montante (P_2) e jusante (P_3) do evaporador, juntamente com a percentagem de comando da bomba.

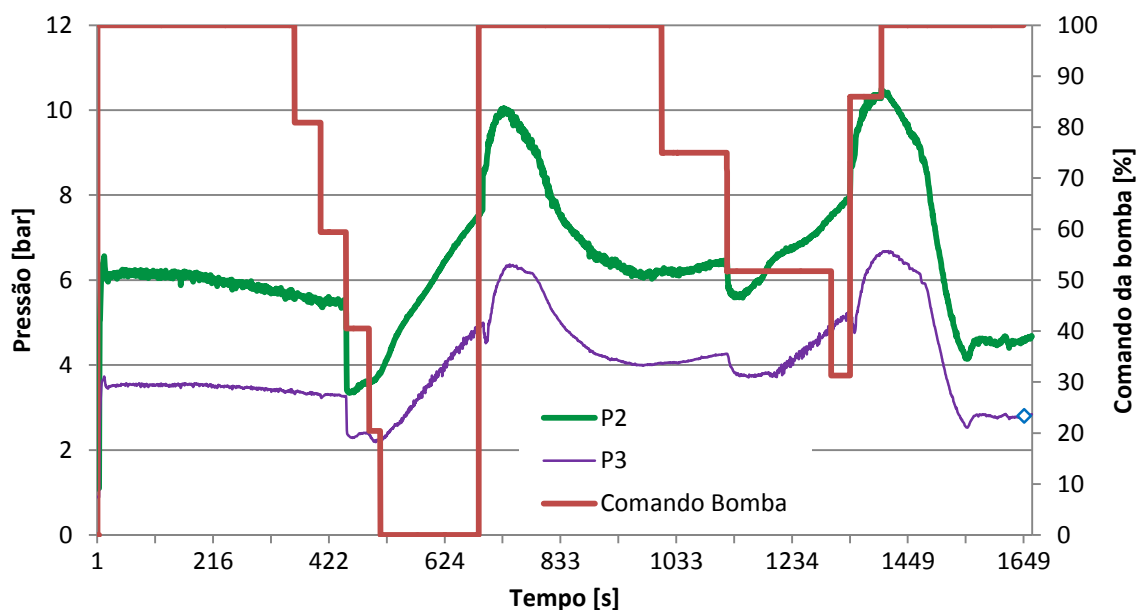


Figura 5.11- Variação das pressões a montante (P_2) e a jusante (P_3) do evaporador, juntamente com o comando da bomba.

Na figura 5.11 observa-se que ambas as pressões a montante (P_2) e jusante (P_3) do evaporador são afetadas quer pela bomba de recirculação, quer pelo aumento de pressão induzido pelo aumento de temperatura no interior do evaporador. Quando é feito o corte da bomba, as pressões descem momentaneamente, recuperando gradualmente devido ao aumento de pressão provocado pelo crescimento da temperatura no interior do evaporador. Para que este aumento de pressão não ultrapassa-se os limites do sistema, a bomba de recirculação foi reativada duas vezes. Nestes instantes a pressão sobe exponencialmente para depois inverter a tendência e estabilizar através da recirculação do fluido. A figura 5.11 permite também verificar que a perda de carga do fluido de trabalho através do evaporador é cerca de 2,2 bar.

5.2. Propostas de melhoria da montagem experimental

É importante salientar que o presente estudo tem como objectivo fundamental o desenvolvimento e teste de uma montagem experimental para estudo de sistemas de recuperação de energia térmica através da utilização do ciclo de Rankine.

Para a concepção da montagem experimental, foram utilizados um conjunto de componentes (evaporador, expansor, condensador e bomba) disponíveis. A evolução da

presente montagem requer a implementação de componentes especificamente concebidos para este tipo de instalação.

Propostas de melhoria ao nível da instrumentação

Nos trabalhos futuros é necessário ter em conta alguns dos limites dos sensores como a temperatura máxima atingida. Em vários ensaios foram atingidas temperaturas superiores a 160 °C, que ultrapassaram o limite admissível em 35°C para os sensores de pressão (P_3 e P_4) DS2805. Além da temperatura, também a pressão de fim de escala foi atingida e ultrapassada por diversas vezes. As pressões máximas medidas pelo sensor a montante do evaporador atingiram um máximo de 12 bar. Apesar do sensor em questão não medir mais do que 9 bar, este não sofreu danos uma vez que a pressão admitida foi inferior à pressão máxima admissível que é de 13,5 bar.

Ressalvando que aquando o momento de seleção do sensor acima referido, o custo foi um fator preponderante, a substituição deste sensor por outro mais adequado seguramente trará benefícios para a fiabilidade da montagem experimental. Uma possível opção seria um dos sensores da família Terwin 2000 da Omni Instruments. Nestes, é possível ter uma configuração de sensor de pressão com termopar incorporado. Sendo estes capazes de suportar temperaturas até 450°C e efetuar medições de pressão em várias gamas como 0-35 a 0-1000. A grande desvantagem deste sensor é o seu custo unitário de 1210 euros [Omniinstruments (2011)]. Na figura 5.12 podem-se observar algumas variantes deste sensor de pressão e temperatura



Figura 5.12- Sensores de pressão e temperatura Terwin 2000 [omniinstruments (2011)].

Propostas de melhoria ao nível do *hardware*

Apesar de existirem poucas opções comerciais, seria interessante substituir a bomba, pois apesar da sua câmara de amortecimento ser razoavelmente eficaz em situações de elevado caudal a baixa pressão, nas condições de teste, em que são usadas pressões elevadas, esta câmara revela-se insuficiente. Nas condições anteriormente referidas, é visível a pulsação da bomba nas respetivas tubagens de ligação. Como alternativa à substituição da bomba, pode-se considerar a inclusão de um amortecedor de vibrações de mola e diafragma imediatamente à saída da bomba.

O condensador revelou-se eficaz na sua finalidade, contudo o facto de ter um ventilador externo traz problemas de repetibilidade dos ensaios realizados. Adicionalmente o seu suporte deverá ser reforçado, pois se o ventilador for colocado no seu caudal máximo, observa-se uma oscilação elevada do condensador.

O ponto mais difícil de melhorar será seguramente o expansor. A migração de uma válvula simuladora do expansor para um verdadeiro expansor será tecnicamente fácil. Infelizmente o custo de um expansor dimensionado para o efeito terá um custo aproximado de 5000 euros [Green Turbine].

Propostas de melhoria ao nível do *software*

Ao nível do *software* será interessante efetuar uma automatização do sistema em função do vapor produzido. Através de uma ou mais variáveis de saída, será possível ajustar automaticamente o caudal da bomba de modo a atingir o débito de vapor pretendido. Tal terá de passar por um estudo do tempo de resposta do sistema, que durante os ensaios demonstrou demorar algum tempo a estabilizar devido à pressurização do evaporador. Mais ainda, deverá ser incorporado um algoritmo de predição da ultrapassagem das condições de segurança, de modo a que haja uma intervenção antes de serem atingidas pressões e temperaturas excessivas. Note-se que o aumento do caudal da bomba, provoca instantaneamente um aumento de pressão no evaporador e só passados alguns segundos, essa pressão estabiliza para valores nominais, como se pode observar na figura 5.11 da secção 5.1.2.

Finalmente recomenda-se a calibração do comando da bomba. Apesar de esta operar com normalidade, uma resposta nula da bomba para um comando entre 0 e 30% não é a melhor solução, devendo a bomba ter uma resposta linear para um comando entre 0 e 100%.

6 Conclusões

A necessidade de sistemas mais eficientes é especialmente sentida no sector automóvel. Considerando a maturidade do motor de combustão interna, resta explorar outros métodos de melhorar a eficiência do automóvel. Sendo elevada a percentagem de calor residual produzido por um veículo automóvel, os sistemas de recuperação de calor tornaram-se uma estratégia incontornável na recuperação de energia. A utilização de sistemas de ciclo de Rankine apresenta-se como uma opção viável.

Um dos grandes problemas na implementação deste tipo de sistemas é o expensor. Apesar da maioria dos componentes e fluidos de trabalho serem bastante comuns, nomeadamente na climatização, o mesmo não se pode dizer dos expansores. A maioria dos protótipos automóveis com sistemas de recuperação de energia através do calor residual usa compressores adaptados para operarem como expansores. Tendo em conta esta lacuna, várias empresas apostaram recentemente no desenvolvimento e produção de expansores para sistemas de baixa potência. As turbinas aparentam ser um dos tipos de expansores mais desenvolvidos, destacando-se os produtos da Green Turbine e da Infinity Turbine.

A presente montagem experimental permitiu realizar ensaios experimentais que validaram a montagem e o sistema de aquisição de dados. O sistema de comando da bomba revelou-se adequado para o controlo de caudal do fluido de trabalho do sistema de ciclo de Rankine implementado. Conclui-se que existe espaço para a evolução da montagem, ao nível da implementação de componentes, particularmente o evaporador e o expensor, e também ao nível da instrumentação e da incorporação de algoritmos de controlo automático.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Bibliografia

Acromag, disponível em: <http://www.acromag.com>, (acedido em 6/05/2014).

H. Aghaali , H. Ångström, A review of Turbocompounding as a Waste Heat Recovery System for Internal Combustion Engines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015.

Allaboutcircuits disponível em: <http://www.allaboutcircuits.com>, (acedido em 2/08/2015).

Allegromicro, disponível em: <http://www.allegromicro.com>, (acedido em 9/09/2013).

S. Amicabile, J. Lee, D. Kum, A Comprehensive Design Methodology of Organic Rankine Cycles for the Waste Heat Recovery of Automotive Heavy-duty Diesel Engines, Applied Thermal Engineering, 2015.

M. Badami, M. Mura, Preliminary Design and Controlling Strategies of a Small Scale Wood Waste Rankine Cycle (RC) with a Reciprocating Steam Engine (SE), Energy, 2009.

Bosch, disponível em: <http://www.bosch.de>, (acedido em 5/07/2015).

Bürkert, disponível em: <https://www.burkert.com>, (acedido em 1/07/2011).

R. Chammas, D. Clodic, Combined Cycle for Hybrid Vehicles, SAE 2005.

Chang Liu, Foundations of MEMS, Pearson Education India, 2010.

M. Costa, H. Santos, S. Pinheiro, Expander Selection for Internal Combustion Engines (ICE) Bottoming with Steam and Organic Rankine Cycle (ORC), EAEC2011.

Corege, disponível em: www.correge.fr, (acedido em 6/09/2011).

A. Domingues, H. Santos, M. Costa, Analysis of Vehicle Exhaust Waste Heat Recovery Potential Using a Rankine Cycle, Energy, 2012.

S. Edwards, J. Eitel, E. Pantow, P. Geskes, R. Lutz e J. Tepas, Waste Heat Recovery: The Next Challenge for Commercial Vehicle Thermomanagement, SAE International, 2012.

E. Doyle, S. Kramer, Installation of a Diesel-Organic Rankine Compound Engine in a Class 8 Truck for a Single-Vehicle Test, SAE, 1979.

Enefttech, disponível em: <http://www.enefttech.com>, (acedido em 5/06/2011).

Engadget, disponível em: <http://www.engadget.com>, (acedido em 20/09/2015).

T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki, Study on Maximizing Energy in Automotive Engines, SAE 2007.

Expresso, disponível em: <http://www.expresso.sapo.pt> (acedido em 28/08/2015).

E. Feru, F. Kupper, C. Rojer, X. Seykens, Experimental Validation of a Dynamic Waste Heat Recovery System Model for Control Purposes, SAE 2013.

Flowjet, disponível em: <http://www.xylemflowcontrol.com/flojet/>, (acedido em 5/08/2011).

Freescale, disponível em: <http://www.freescale.com>, (acedido em 6/08/2011).

R. Freymann, W. Huebner, A. Obieglo, P. Doemeland, N. Kraus, J. Becker, M. Hoetger, C. Goebel, G. Gensicke, Heat Exchanger Arrangement, Patente: US 20090229786 A1. 2009.

Geaust, disponível em: <http://www.geaust.com.au>, (acedido em 5/06/2011).

Green Turbine, disponível em: <http://www.greenturbine.eu/>, (acedido em 5/07/2015).

K. Harada, Master Thesis “Development of a Small Scale Scroll Expander”, Oregon State University, 2010.

T. Horst, H. Rottengruber, M. Seifert, J. Ringler, Dynamic Heat Exchanger Model for Performance Prediction and Control System Design of Automotive Waste Heat Recovery Systems, Applied Energy, 2013.

T. Horst, W. Tegethoff, P. Eilts, J. Koehler, Prediction of Dynamic Rankine Cycle Waste Heat Recovery Performance and Fuel Saving Potential in Passenger Car Applications Considering Interactions with Vehicles’ energy management, Energy Conversion and Management, 2013.

D. Hountalas, G. Mavropoulos, Potential for Improving HD Diesel Truck Engine Fuel Consumption Using Exhaust Heat Recovery Techniques, New Trends in Technologies: Devices, Computer, Communication and Industrial Systems, Sciyo, 2010.

Infinity Turbine, disponível em: <http://www.infinityturbine.com>, (acedido em 5/06/2011).

P. Kew, K. Cornwell, Development of a Highly Compact Steam Generator, Applied Thermal Engineering, 2005.

C. Leising, G. DeGrey e J. Finegold, Waste Heat Recovery In Truck Engines. SAE, 1978.

X. Liu, Y. Deng, Z. Li, C. Su, Performance Analysis of a Waste Heat Recovery Thermoelectric Generation System for Automotive Application, Energy Conversion and Management, 2014.

E. Lodwig, Performance of a 35 HP Organic Rankine Cycle Exhaust Gas Powered System, SAE, 1970.

A. Mamat, R. Martinez-Botas, S. Rajoo, A. Romagnoli, Waste Heat Recovery Using a Novel High Performance Low Pressure Turbine for Electric Turbocompounding in Downsized Gasoline Engines: Experimental and Computational Analysis, Energy, 2015.

B. Mazar, State of The Art Prototype Vehicle with a Thermoelectric Generator, TE Application Workshop, BMW Group 2012.

G. Meisner, (General Motors Global Research & Development), Skutterudite Thermoelectric generator for automotive waste heat recovery, 3rd Thermoelectric Applications Workshop, 2012.

J. Melis, Waste Heat Recovery Through Rankine Cycle on Heavy Duty Vehicle EVE, Energy Via Exhaust: Waste Heat Recovery 15^o cycle de conférences: Utilisation Rationnelle de L'énergie et Environnement, 2014.

M. Mori, T. Yamagami, N. Oda, M. Hattori, Current Possibilities of Thermoelectric Technology Relative to Fuel Economy, SAE 2009.

National Instruments, disponível em: <http://portugal.ni.com/>, (acedido em 7/08/2011).

C. Nelson, (Cummins), Exhaust Energy Recovery, DEER Conference, 2008.

A. Obieglo, J. Ringler, M. Seifert, W. Hall. (BMW Group Research and Technology), Future Efficient Dynamics with Heat Recovery. DEER, 2009.

Omniinstruments, disponível em: <http://www.omniinstruments.co.uk>, (acedido em 6/05/2014).

G. Qiu, H. Liu, S. Riffat, Expanders for Micro-CHP Systems with Organic Rankine Cycle, Applied Thermal Engineering, 2011.

N. Rohmaha, G. Pikraa, A. Purwantoa, R. Pramana, The Effect of Plate Spacing in Plate Heat Exchanger Design as a Condenser in Organic Rankine Cycle for Low Temperature Heat Source, 2nd International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application, ICSEEA 2014.

RS, disponível em: <http://pt.rs-online.com>, (acedido em 7/09/2011).

R. Saidur, M. Rezaei, W.K. Muzammil, M.H. Hassan, S. Paria, M. Hasanuzzaman, Technologies to Recover Exhaust Heat From Internal Combustion Engines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012.

Scania, disponível em: <http://www.scania.com/>, (acedido em 2/04/2012).

D. Seher, T. Lengenfelder, J. Gerhardt, N. Eisenmenger, M. Hackner, I. Krinn, Waste Heat Recovery for Commercial Vehicles with a Rankine Process, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, Germany 21 st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2012.

Self Study Program, 195, Volkswagen, 1997.

Self Study program, 358, Volkswagen, 2007.

R. Stobart, A. Wijewardane, Exhaust System Heat Exchanger Design for Thermal Energy Recovery in Passenger Vehicle Applications, Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition, 2010.

S. Tie, C. Tan, A Review of Energy Sources and Energy Management System in Electric Vehicles, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012.

United Automation, disponível em: <http://www.united-automation.com/>, (acedido em 7/08/2011).

J. Wang, M. Wang, M. Li, J. Xia, Y. Dai, Multi-objective Optimization Design of Condenser in an Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery Using Evolutionary Algorithm, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013.

T. Wang, Y. Zhang, Z. Peng e G. Shu, Review of Researches on Thermal Exhaust Heat Recovery with Rankine cycle, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011.

T. Wang, Y. Zhang, Z. Peng, G. Shu, A Review of Researches on Thermal Exhaust Heat Recovery with Rankine Cycle, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011.

C. Yu, K. Chau, Thermoelectric Automotive Waste Heat Energy Recovery Using Maximum Power Point Tracking, Energy Conversion and Management, 2009.

Z. Zeng, S. Bai, Y. Zhang e M. HE, Exhaust Recovery of Vehicle Gasoline Engine Based on Organic Rankine Cycle, SAE 2011.