



UNIVERSIDADE D
COIMBRA

João Daniel Raimundo Mendes

**DESENVOLVIMENTO DE UM BANCO DE ENSAIOS
PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DE
VEÍCULOS AUTOMÓVEIS LIGEIOS**

Dissertação no âmbito do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica na especialidade de Produção e Projeto orientada pelo Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira e apresentada à Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra ao Departamento de Engenharia Mecânica.

Setembro de 2021

1 2



9 0

FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE
COIMBRA

Desenvolvimento de um banco de ensaios para motores de combustão interna de veículos automóveis ligeiros

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Produção e Projeto

Development of a test bench for internal combustion engines of light automotive vehicles

Autor

João Daniel Raimundo Mendes

Orientador

Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Júri

Presidente	Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho Professor Catedrático da Universidade de Coimbra
Orientador	Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Vogais	Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes Professor Associado da Universidade de Coimbra

1 2



9 0

FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE
COIMBRA

Coimbra, setembro, 2021

Agradecimentos

O desenvolvimento deste trabalho não seria possível sem o apoio e o encorajamento de várias pessoas às quais gostaria de agradecer.

Ao Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira, que com toda a sua experiência e conhecimento soube prestar uma preciosa orientação no decorrer deste projeto. Agradeço-lhe também a compreensão e disponibilidade que demonstrou ao longo deste ano e ainda as sugestões e correções que efetuou durante a revisão desta dissertação que foram muito úteis para o resultado final.

Um enorme obrigado à minha família, em particular aos meus pais pelo apoio e incentivo durante todo o meu percurso académico

A todos os meus amigos e colegas de curso que me acompanharam ao longo destes anos pela amizade e apoio.

Um especial obrigado à minha namorada Carina por toda a paciência e compreensão que teve comigo no decorrer deste trabalho.

Resumo

O presente trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um banco de ensaios para motores de combustão interna de automóveis ligeiros a ser montado no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra. O banco irá testar motores até 133 kW de potência permitindo obter as suas curvas de potência e binário em função da velocidade angular do motor, e avaliar o desempenho do mesmo sob determinados ciclos de condução.

Neste trabalho foi dimensionada uma instalação onde o banco de ensaios será inserido. Começou-se o projeto desta célula fazendo um estudo dimensional de forma a garantir o espaço necessário para integrar todos os componentes e permitir a movimentação do utilizador e dos equipamentos no interior da mesma. No interior da célula irão estar inseridos o motor que se pretende testar, a caixa de velocidades, o freio dinamométrico e uma base onde os componentes serão montados.

Projetou-se um sistema de ventilação incorporando dois ventiladores axiais que garantem a renovação do ar no interior da célula e extraem eventuais poluentes contidos no ar. Desenvolveu-se também uma solução para o isolamento acústico do interior da célula usando painéis metálicos perfurados com núcleo de lã mineral para revestir toda a envolvente interior da célula por forma a minimizar o ruído que se transmite para o exterior da célula. De forma a isolar as vibrações, provenientes do motor em funcionamento, do edifício foram selecionados seis apoios elásticos anti vibratórios que irão suportar toda a massa do sistema constituído pela base, motor, freio e caixa de velocidades.

Por último foram dimensionados dois sistemas de arrefecimento independentes para o freio e para o motor juntamente com sistemas de tubagens por onde irá circular o líquido de arrefecimento. Foram selecionados radiadores capazes de extrair as potências caloríficas geradas no freio e no motor e ainda bombas hidráulicas capazes de bombear o líquido nos dois sistemas de arrefecimento.

Palavras-chave: Banco de ensaios, Motores de combustão, Freio dinamométrico, Célula do banco de ensaios.

Abstract

The present work has as objective the development of a test bench for internal combustion engines of light automotive vehicles to be assembled at the Department of Mechanical Engineering of the University of Coimbra. The test bench will test engines up to 133 kW of power, allowing to obtain their power and torque curves as a function of the angular speed of the engine, and to evaluate its performance under certain driving cycles.

In this work, the installation where the test bench will be inserted was dimensioned. The design of this cell began with a dimensional study in order to guarantee the space needed to integrate all the components and allow the user and equipment to move inside it. Inside the cell will be inserted the engine to be tested, the gearbox, the dynamometric brake and a base where the components will be mounted.

A ventilation system was designed incorporating two axial fans that ensure the renewal of air inside the cell and extract any pollutants contained in the air. A solution was also developed for the acoustic insulation of the cell interior using perforated metal panels with a mineral wool core to cover the entire interior of the cell in order to minimize the noise transmitted to the outside of the cell. In order to isolate the vibrations from the engine in operation from the building, six elastic anti-vibration supports were selected, which will support the entire mass of the system consisting of the base, engine, brake and gearbox.

Finally, two independent cooling systems were designed for the brake and the engine, together with piping systems through which the coolant will circulate. Radiators capable of extracting the heat power generated in the brake and the engine were selected, as well as hydraulic pumps capable of pumping the liquid in the two cooling systems.

Keywords Test bench, Internal combustion engines, Dynamometric brake, Test bench cell.

Índice

Índice de Figuras	ix
Índice de Tabelas	xi
Simbologia e Siglas	xiii
Simbologia.....	xiii
Siglas	xv
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Tipos de bancos de ensaios	1
1.2. Objetivos do trabalho	3
2. FREIO DINAMOMÉTRICO	5
2.1. Freio dinamométrico de correntes de Foucault.....	7
2.2. Freio elétrico baseado num motor síncrono.....	9
3. CONSTITUIÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS.....	11
3.1. Célula do banco de ensaios	13
4. SISTEMA DE ARREFECIMENTO	15
4.1. Cálculo de caudais de ventilação do ar ambiente	15
4.1.1. Potência térmica dissipada pelo motor	15
4.1.2. Potência térmica dissipada pelo freio dinamométrico.....	17
4.1.3. Cálculo do caudal de ar de insuflação	17
4.1.4. Seleção do ventilador.....	18
4.2. Cálculo de caudais de líquido de arrefecimento	22
4.2.1. Arrefecimento do freio dinamométrico	23
4.2.2. Arrefecimento do motor	25
4.2.3. Seleção de uma bomba de água.....	28
5. VIBRAÇÕES E RUÍDO	33
5.1. Vibrações	33
5.2. Isolamento acústico.....	37
6. CONCLUSÃO.....	43
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	45

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Banco de ensaios de motores.	2
Figura 2. Banco de ensaios de chassis.	2
Figura 3. Esquema de um freio dinamométrico [2].	5
Figura 4. Freio dinamométrico <i>SCHENCK</i> W150.	6
Figura 5. Rotor e anel indutor [5].	7
Figura 6. Esquema da carcaça do freio [5].	8
Figura 7. Base em ferro fundido com ranhuras de perfil em 'T'.	11
Figura 8. Dimensões <i>standard</i> dos perfis 'T' [6].	12
Figura 9. Dimensões dos perfis 'T' em função da ligação aparafusada [6].	12
Figura 10. Representação esquemática da célula do banco de ensaios.	14
Figura 11. Campânula metálica com extrator de gases de escape.	14
Figura 12. Ventilador axial de parede <i>SODECA</i>	19
Figura 13. Curvas Pressão-Caudal Volúmico dos ventiladores.	20
Figura 14. Esquema representativo do sistema de arrefecimento do motor.	23
Figura 15. Diferença de temperaturas nos diversos componentes do sistema de arrefecimento.	27
Figura 16. Curva de desempenho da bomba de água.	31
Figura 17. Apoio elástico anti vibratório.	34
Figura 18. curva de resposta de sistemas de segunda ordem com amortecimento.	36
Figura 19. Painel de absorção acústica com revestimento de lã de rocha.	38
Figura 20. Perfuração do painel metálico e respetivas curvas características.	40

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1. Ventiladores axiais de parede do fabricante <i>SODECA</i>	20
Tabela 2. Pontos de funcionamento ótimo de cada ventilador.	21
Tabela 3. Custos energéticos e de aquisição de cada ventilador.	21
Tabela 4. Radiadores para arrefecimento do freio.....	24
Tabela 5. Valores finais da modelação do sistema de arrefecimento.....	30
Tabela 6. Dureza e carga máxima dos diferentes modelos de apoio.....	35
Tabela 7. Deformação dos apoios face ao carregamento.	35
Tabela 8. Frequências natural e de excitação dos apoios com durezas 65 e 75.	37

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

A – Área [m²]

$bsfc$ – Consumo específico de combustível ao freio [kg/kW.h]

$Cp_{\text{água}}$ – Calor específico da água [J/kg.K]

Cp_{ar} – Calor específico do ar [J/kg.K]

d – Distância ao eixo de rotação do freio [m]

d_{tubos} – Diâmetro das tubagens do sistema de arrefecimento [m]

d_{vent} – Diâmetro do ventilador [m]

f – Coeficiente de *Darcy*

Frequência [Hz]

F – Força [N]

$f_{\text{rotação}}$ – Frequência rotacional do motor [Hz]

f_{coolant} – Taxa de transferência de calor para o líquido de arrefecimento

f_{ar} – Fração da energia química do combustível que é transferida sobre a forma de calor para o ar no interior da célula

g – Aceleração da gravidade [m/s²]

h – Coeficiente de transmissão de calor por convecção [W/m².K]

h_{fg} – Calor latente de evaporação [J/kg]

K – Coeficiente de perda de carga devido ao comprimento dos tubos do sistema de arrefecimento

Constante de mola [N/m]

K_{local} – Coeficiente de perda de carga localizado

K_s – Constante de mola para diferentes tipos de borracha [N/m]

L – Comprimento dos tubos do sistema de arrefecimento [m]

m – Massa [kg]

$M_{\text{água}}$ – Massa molar da água [g/mol]

- $\dot{m}_{combustível}$ – Caudal mássico de combustível [kg/s]
 \dot{m}_{vent} – Caudal mássico do ar de ventilação da célula [kg/s]
 n – Rotações por minuto [rpm]
 N_{vent} – Número de ventiladores
 P – Potência [W]
 P_{chem} – Potência química [W]
 $p_{dinâmica}$ – Pressão dinâmica do escoamento [Pa]
 P_{max} – Potência máxima do motor [W]
 p_{vapor} – Pressão de vapor [Pa]
 Q_{agua} – Potência calorífica que a água extrai do freio [W]
 $Q_{ar, freio}$ – Potência térmica dissipada pelo freio [W]
 Q_{arref} – Potência do sistema de arrefecimento [W]
 $Q_{ar, motor}$ – Potência térmica dissipada pelo motor [W]
 $QLHV_p$ – Poder calorífico inferior a pressão constante [MJ/kg]
 $Q_{radiador}$ – Capacidade de arrefecimento do radiador [W]
 Q_{total} – Potência térmica dissipada total [W]
 Re_d – Número de Reynolds
 R_u – Constante dos gases perfeitos [J/mol.K]
 T – Binário [N.m]
 T_{agua} – Temperatura da água [°C]
 v – Velocidade de escoamento [m/s]
 v_{ar} – Velocidade do ar [m/s]
 $\dot{V}_{liquido}$ – Caudal volúmico de líquido de arrefecimento [m³/h]
 Δh – Diferença de alturas entre o solo e os radiadores [m]
 Δp – Perda de carga [Pa]
 $\Delta p_{estática}$ – Perda de carga devido à diferença de alturas entre o solo e os radiadores [Pa]
 $\Delta p_{dinâmica}$ – Perda de carga nas tubagens dos sistemas de arrefecimento [Pa]
 ΔT – Diferença de temperatura [°C]
 ε – Rugosidade da parede interior das tubagens do sistema de arrefecimento [m]
 μ – Viscosidade dinâmica da água [N.s/m²]

ρ_{agua} – Massa volúmica da água [kg/m³]

ρ_{ar} – Massa volúmica do ar [kg/m³]

ω – Velocidade angular [rad/s]

ω_n – Frequência natural [Hz]

$\omega_{n,sistema}$ – Frequência natural do sistema [Hz]

Siglas

bsfc – *Brake specific fuel consumption*

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

m.c.a – Metro de coluna de água

QLHVP – *Lower heating value at constant pressure*

rpm – Rotações por minuto

1. INTRODUÇÃO

Ao longo dos anos, desde que o primeiro motor de combustão interna surgiu, deu-se início a uma grande competitividade entre os diferentes fabricantes de automóveis tentando desenvolver motores mais potentes, mais eficientes, mais fiáveis e económicos, aumentando assim cada vez mais a sua complexidade. Nos dias de hoje, devido às elevadas exigências dos consumidores, assim como restrições e normas que têm de ser cumpridas, levam a que os motores de combustão integrem tecnologias modernas e complexas. Há inúmeros fatores a considerar aquando do desenvolvimento de um automóvel, tais como a potência, fiabilidade e durabilidade dos motores, consumos de combustível, emissões de poluentes para a atmosfera, ruído, entre muitos outros fatores. Assim, um banco de ensaios é uma ferramenta essencial para o desenvolvimento dos motores, na medida em que permite testar e avaliar, de forma a conhecer as suas curvas características de potência e binário em função da velocidade angular do motor, medir o consumo específico de combustível, rendimento e emissões de poluentes.

O teste de novos motores é um procedimento que precisa de ser realizado inúmeras vezes até que estes se encontrem em condições de serem fabricados em massa [1] [2].

1.1. Tipos de bancos de ensaios

O tipo de banco de ensaios varia conforme os testes que se pretende realizar. Existem dois tipos principais de bancos: bancos de ensaio para motores e bancos de ensaios de chassis. Na Figura 1 e Figura 2 são ilustrados, respetivamente, um banco de ensaios de motores e um banco de ensaios de chassis [3].

Estes dois tipos de bancos de ensaios diferem um do outro pelo tipo de freio dinamométrico que é utilizado. O freio dinamométrico é o principal constituinte de um banco de ensaios pois é através dele que são feitas as medições de potência e binário. Essencialmente os freios dinamométricos dividem-se em dois tipos: os de travagem e os de inércia. No caso dos freios dinamométricos de travagem, como é o caso do que se irá utilizar neste projeto, o motor é acoplado diretamente ao freio através de um veio de transmissão.



Figura 1. Banco de ensaios de motores.



Figura 2. Banco de ensaios de chassis.

O freio tem como principal função travar o motor que roda a uma velocidade constante predefinida, sendo o binário transmitido medido através de uma célula de carga. Este tipo de freio é normalmente utilizado em bancos de ensaio de motores, com o objetivo de testar a influência de certos parâmetros no comportamento do motor em condições específicas de carga ou binário estabilizado [2] [3].

Por sua vez, os freios dinamométricos de inércia opõem-se à aceleração a que são submetidos. Um dinamómetro inercial faz com que o motor acelere uma massa inercial durante toda a gama de rotações, desde o ralenti até à rotação máxima, até que a informação da evolução do binário seja totalmente obtida. Este tipo de freio é normalmente utilizado em bancos de ensaio de chassis para avaliar o comportamento do motor de um veículo em acelerações. O veículo a ser testado é colocado de forma a que as rodas fiquem sobre os rolos (Figura 2), desta forma, ao acelerar o motor, a potência transmitida às rodas faz girar os rolos, obtendo assim as curvas de potência e binário em função da rotação do motor [2] [3].

1.2. Objetivos do trabalho

O presente trabalho tem como objetivo projetar e dimensionar um banco de ensaios para motores de combustão interna de automóveis ligeiros com potências até aos 133 kW, a ser construído no DEM. O projeto deste banco pode ser dividido segundo as seguintes etapas:

- Dimensionamento do banco de ensaios.
- Seleção de uma base com as dimensões adequadas à montagem do motor e do freio.
- Projeto da célula onde será inserido o banco de ensaios.
- Sistema de ventilação da célula.
- Sistema de arrefecimento do motor e do freio.
- Isolamento das vibrações provenientes do motor do edifício.
- Isolamento acústico da célula.
- Seleção de componentes (ventiladores, radiadores, bombas, permutadores de calor, tubagens e apoios elásticos anti vibratórios).

2. FREIO DINAMOMÉTRICO

Um freio dinamométrico, como o próprio nome indica, é utilizado para travar o motor que roda a uma dada velocidade. O seu principal objetivo é obter as curvas de potência e de binário em função da velocidade angular do motor durante os ensaios. O binário produzido pelo motor durante o ensaio é resistido e medido pelo freio dinamométrico ao qual está acoplado. Com o binário e com a velocidade angular do motor, também ela medida pelo freio, é possível calcular a potência debitada (P) através da Equação (1), onde T é o binário produzido pelo motor e ω é a sua velocidade angular durante o ensaio.

$$P = T \times \omega \quad (1)$$

O freio dinamométrico consiste num rotor ligado ao motor através de um veio de transmissão e um estator apoiado em rolamentos de baixo momento de atrito, fixo por uma célula de carga que se encontra a uma distância conhecida do eixo de rotação, tal com ilustrado na Figura 3. A célula de carga mede a força que está a ser exercida de forma que o estator permaneça imóvel. A força medida é então multiplicada pela distância d , obtendo o valor do binário exercido [1] [2].

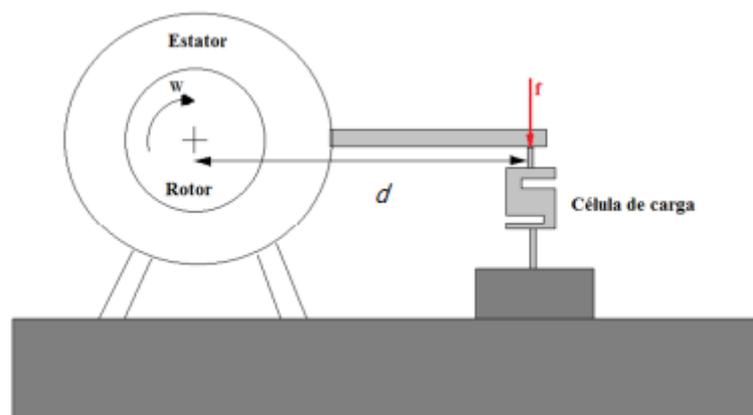


Figura 3. Esquema de um freio dinamométrico [2].

A escolha do tipo de freio dinamométrico a usar é algo complicada, uma vez que existe uma grande variedade, desde freios puramente mecânicos, até freios modernos que utilizam células de carga, sensores e componentes eletrónicos para efetuar as medições. A classificação dos diferentes tipos de freios dinamométricos é feita da seguinte forma [1]:

- Freios hidráulicos
- Freios hidrostáticos
- Freios elétricos
- Freios de atrito
- Freios a ar

No presente caso, a escolha para o freio dinamométrico a utilizar no banco de ensaios a desenvolver neste trabalho é simplificada, uma vez que se tem à disposição no DEM um freio *SCHENCK* de correntes de *Foucault*. O freio em questão é um freio *SCHENCK* modelo W150 ilustrado na Figura 4.



Figura 4. Freio dinamométrico *SCHENCK* W150.

2.1. Freio dinamométrico de correntes de Foucault

Nos freios dinamométricos de correntes de *Foucault* são usadas bobinas para gerar campos eletromagnéticos, que por sua vez geram um binário resistente no rotor e um binário de reação de igual módulo e sentido contrário no estator. O binário resistente é conseguido ao excitar as bobinas colocadas no estator com simetria em relação ao eixo de rotação do rotor, gerando assim um campo eletromagnético no anel indutor e no rotor. A superfície interna do anel indutor está sujeita a uma penetração pelo fluxo magnético, que varia de intensidade com a rotação do rotor, Figura 5 [4].

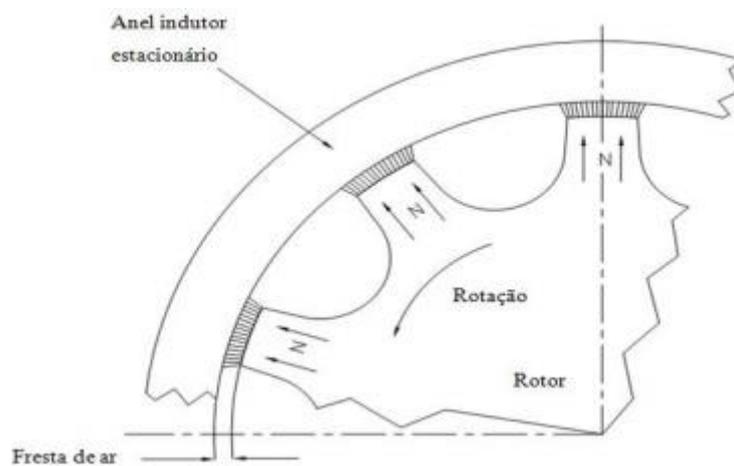


Figura 5. Rotor e anel indutor [5].

Esta variação de intensidade do fluxo magnético no anel indutor cria uma corrente que por sua vez cria um campo eletromagnético que interage com o campo do rotor. É esta interação entre campos eletromagnéticos que provoca uma atração numa direção tangencial ao rotor e ao estator e que desenvolve o binário resistente. A força exercida pelo campo magnético é controlada através de ajustes na corrente de excitação da bobina [4].

Para a medição do binário proveniente da reação entre campos eletromagnéticos é utilizada uma célula de carga colocada a uma distância conhecida do eixo de rotação. A força medida pela célula de carga multiplicada pela distância ao eixo de rotação permite obter o binário debitado pelo motor, Equação (2), onde T é o binário, F é a força medida na célula de carga e d a distância da linha de ação da força ao eixo de rotação.

$$T = F \times d \quad (2)$$

Por sua vez, a potência é calculada segundo a Equação (1) como mencionado anteriormente.

Os elementos ativos do freio (veio, rotor e estator) estão ligados da seguinte forma: o veio do freio, ligado ao veio do motor através de um veio de transmissão, é solidário com o rotor, que por sua vez está apoiado em rolamentos de forma a permitir o movimento relativo com o estator. Estes elementos estão inseridos numa carcaça suportada por rolamentos de esferas de contacto angular, permitindo a rotação do estator em relação à carcaça. No estator estão inseridas uma ou mais bobinas e ainda os anéis indutores. Na Figura 6 é apresentada uma representação esquemática da carcaça do freio com os seus elementos numerados e identificados [4].

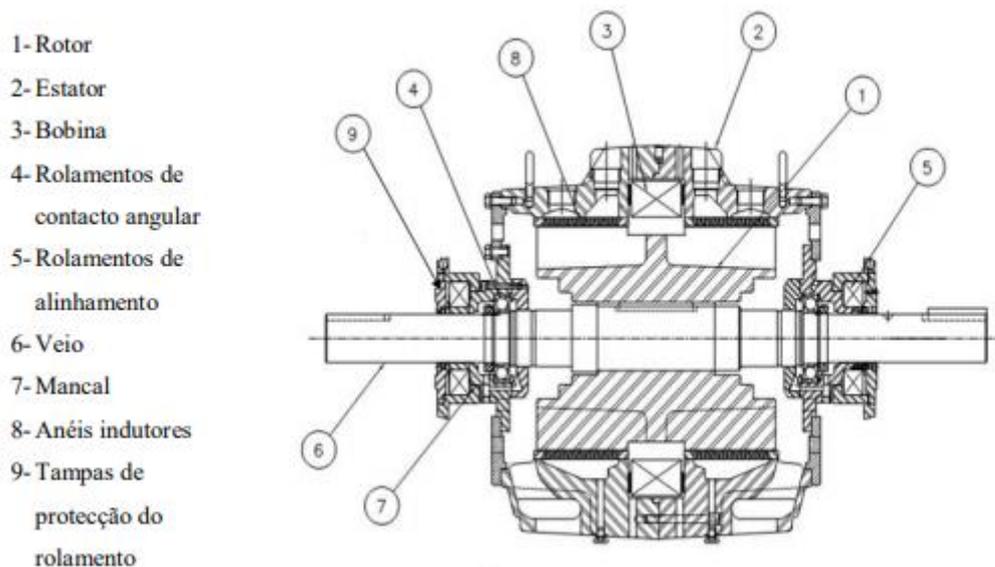


Figura 6. Esquema da carcaça do freio [5].

Devido ao efeito do campo magnético produzido, a potência transmitida é convertida em calor, pelo que é necessário garantir a circulação de um fluido de arrefecimento. Dado que o campo magnético é gerado na superfície interna do anel indutor, o calor surge maioritariamente nesta zona. O fluido de arrefecimento deve circular entre a carcaça e os anéis indutores e é também injetado numa abertura existente entre o anel indutor e a bobina, garantindo assim o arrefecimento total do freio [4].

2.2. Freio elétrico baseado num motor síncrono

O freio elétrico baseado num motor síncrono é um tipo de freio dinamométrico que difere dos restantes pelo facto de permitir, não só travar o motor, como também é capaz de o acionar, ou seja, o motor passa a ser a máquina movida e o freio a máquina motora. A característica deste tipo de máquina é que a potência absorvida é transformada em energia elétrica. A perda de energia dentro do motor, sob a forma de calor, é transferida para um sistema de arrefecimento que poder ser a água ou, mais comumente, um fluxo de ar forçado. Estes dinamómetros permitem um maior desempenho devido à sua baixa inércia rotacional, possibilitando taxas de aceleração de 160 000 rpm/s e reproduzir as curvas de binário em função do ângulo de rotação do veio motor de um motor de combustão interna. Estes dinamómetros possibilitam também testar o motor a simular ciclos de condução onde existem partes do ciclo onde o motor é acionado pelas rodas do veículo, como por exemplo durante desacelerações mais bruscas ou ao efetuar descidas acentuadas onde o motor atua como um freio. Também podem ser utilizados como um simulador de motor e realizar testes de componentes da linha de transmissão, testar o comportamento de novos lubrificantes e avaliar o seu desempenho na diminuição de atrito nos componentes móveis do motor e consequente diminuição do desgaste dos mesmos e avaliar o consumo de combustível do motor para um dado ciclo de condução [1].

A implementação deste tipo de freio seria um investimento viável no futuro, uma vez que é capaz de realizar testes que não são possíveis fazer com um freio de correntes de *Foucault*.

3. CONSTITUIÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS

Para além do motor e do freio dinamométrico, existem outros componentes essenciais para a constituição final do banco de ensaios, nomeadamente a base, onde o motor e o freio serão montados, é um elemento fundamental para a assemblagem final do banco. Na fase inicial deste projeto, fez-se um estudo dimensional e uma estimativa do peso total dos componentes a serem montados na base. Chegou-se à conclusão que a base teria de ter no mínimo 2.3 m de comprimento, 1.0 m de largura e que teria de suportar aproximadamente 750 kg. Para a montagem do motor e do freio na base selecionada é necessário ter em conta alguns parâmetros importantes:

- deve ser possível efetuar o movimento individual do motor ou do freio, ou de ambos em simultâneo, de forma a ajustar a posição relativa entre eles, a fim de garantir o perfeito alinhamento dos veios de transmissão; é necessária uma estrutura ligada à base que permita ajustar aos diferentes tipos de apoios dos motores a testar;
- devido às vibrações produzidas pelo motor, a base deverá ter uma massa elevada e estar suportada por apoios elásticos anti vibratórios com uma baixa constante de mola, de forma a garantir que a frequência natural seja inferior à frequência de excitação do motor, diminuindo a transmissão de forças para o edifício e potenciais falhas estruturais.

Numa fase inicial deste trabalho foram ponderadas várias soluções para a base, tendo inicialmente sido considerada uma base em ferro fundido nodular com ranhuras de perfil em 'T', tal como ilustrado na Figura 7.



Figura 7. Base em ferro fundido com ranhuras de perfil em 'T'.

Este tipo de base é uma solução ideal para a aplicação em questão, uma vez que contém ranhuras longitudinais, permitindo montar e movimentar facilmente o motor e o freio. Foram contactados diversos fabricantes com o objetivo de obter mais informações sobre este tipo de produto, mais concretamente as dimensões *standard* da base em si, dimensões dos perfis ‘T’, distanciamento entre ranhuras e custos.

Tendo em conta o estudo dimensional feito e as dimensões *standard* fornecidas pelo fabricante, a base que se aproxima das dimensões necessárias é uma base com 2.5 m de comprimento, 1.0 m de largura, 200 mm de espessura contendo 5 ranhuras de perfil ‘T’.

Na Figura 8 são mostradas as dimensões *standard* dos perfis em ‘T’ de acordo com a norma DIN650. O freio dinamométrico *SCHENCK* W150 irá ser ligado à base através de uma ligação aparafusada com parafusos M20. De acordo com a norma DIN 650, as dimensões dos perfis em ‘T’ para parafusos M20 são consultadas na Figura 9.

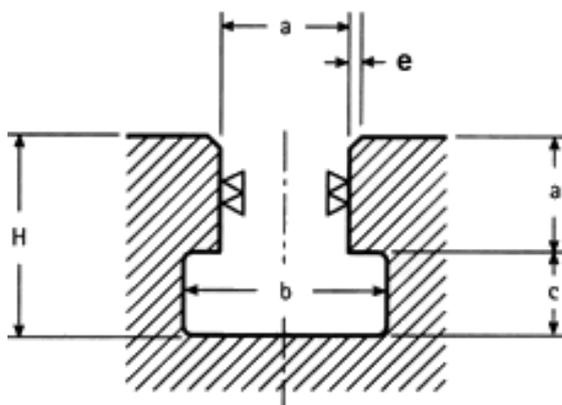


Figura 8. Dimensões *standard* dos perfis 'T' [6].

Dimension a	for screw		b (mm)	c (mm)	H (mm)	e (mm)
10	M 8	-	17.5 - 18	8	18	1.0
12	M 10	-	20.5 - 21	9	21	1.0
14	M 12	1/2"	23.5 - 24	10	24	1.0
16	M 14	-	26.5 - 27	11	27	1.0
18	M 16	5/8"	29.5 - 30	12	30	1.5
20	M 18	-	33.5 - 34	14	34	1.5
22	M 20	3/4"	37.5 - 38	16	38	1.5
24	M 22	7/8"	41.0 - 42	18	42	1.5
28	M 24	1"	47.0 - 48	20	48	1.5
32	M 27	1 1/8"	54	22	54	1.5
36	M 30	1 1/4"	60	25	61	2.0
42	M 36	1 1/2"	70	29	74	2.0

Figura 9. Dimensões dos perfis 'T' em função da ligação aparafusada [6].

De acordo com o fabricante, uma base com estas dimensões e número de ranhuras, tem um preço de 3980 USD (3373.39 €).

Apesar de ser uma solução ideal, o custo de uma base em ferro fundido é bastante elevado, pelo que se ponderou uma solução alternativa com menores custos. O uso de uma base construída em betão armado é também uma solução possível para o banco de ensaios, a qual tem como vantagens o facto de ser feita à medida e de não estar assim limitado a dimensões *standard* e também devido ao baixo custo do betão armado, o que torna esta hipótese uma solução muito mais económica comparativamente à base em ferro fundido. No entanto, o betão tem a desvantagem de libertar poeiras que podem interferir com as partes móveis do motor e do freio, podendo causar problemas de desgaste das mesmas. O uso deste tipo de material para a base implicaria a aplicação de um revestimento superficial de forma a impedir a libertação de poeiras. Para além disso, o uso de uma base em betão armado requer a construção de uma estrutura metálica que permita montar facilmente o motor e o freio assim como permitir o movimento dos mesmos.

Tendo estes fatores em consideração, concluiu-se que a hipótese mais indicada para este projeto é a base em ferro fundido. Apesar do seu elevado custo é um investimento que a longo prazo aparenta ser mais vantajoso, prático e fiável comparativamente à base em betão armado. Assim, no decorrer deste trabalho considera-se para efeitos de dimensionamento uma base em ferro fundido com 2.5 m de comprimento, 1.0 m de largura e 200 mm de espessura.

3.1. Célula do banco de ensaios

Tendo as dimensões da base do banco selecionadas, é agora necessário dimensionar a célula onde esta será inserida. Na Figura 10 é apresentado um esquema 2D da célula com as respetivas dimensões apresentadas numa escala 1:50 (1.0 cm = 0.5 m).

A célula tem duas portas: uma simples para acesso da pessoa a operar o banco e uma porta dupla para entrada e saída de equipamento necessário à realização dos ensaios. Esta célula deverá também conter envidraçados para efeitos de observação por parte do utilizador que estará a comandar o banco a partir do exterior e também de forma a permitir a entrada de luz para o interior.

Desenvolvimento de um banco de ensaios para motores de combustão interna de automóveis ligeiros

A célula projetada será construída no laboratório de termodinâmica debaixo de uma campânula metálica com um extrator de gases de escape, tal como a ilustrada na Figura 11.

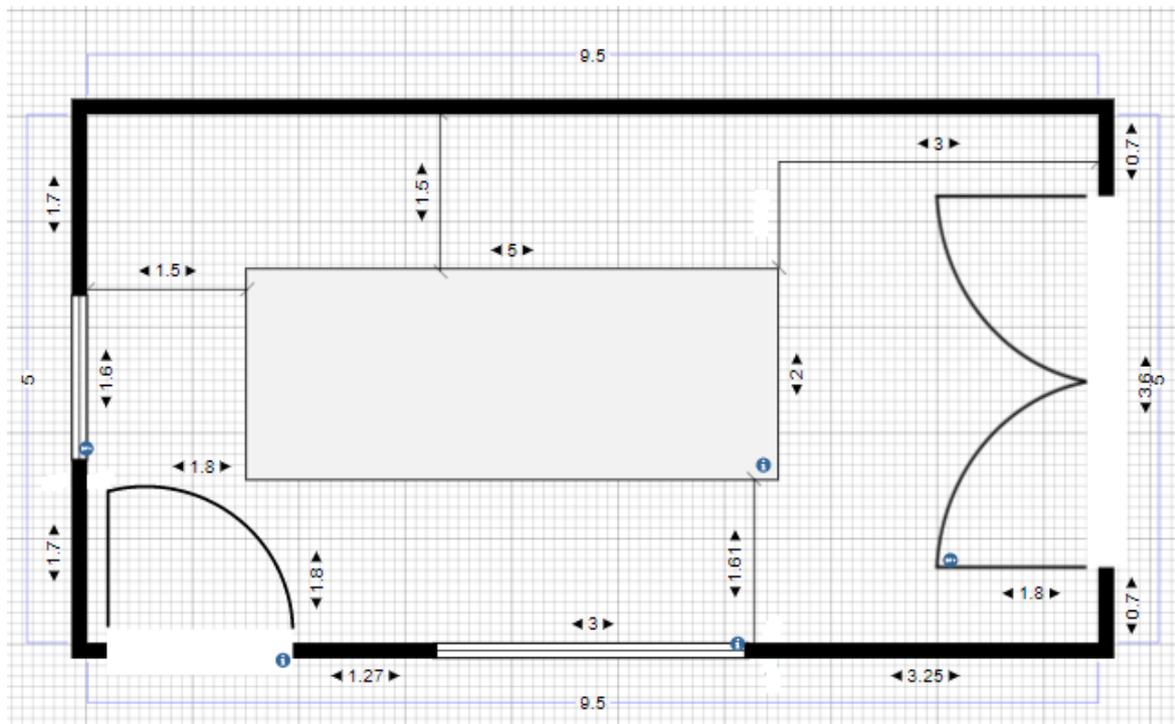


Figura 10. Representação esquemática da célula do banco de ensaios.



Figura 11. Campânula metálica com extrator de gases de escape.

4. SISTEMA DE ARREFECIMENTO

O banco de ensaios a projetar irá ser usado para testar uma gama de diferentes motores de combustão interna. Durante os ensaios, haverá no interior da célula uma grande quantidade de energia térmica dissipada para o ar, pelo que é necessário dimensionar um sistema de arrefecimento, tanto para a célula do banco, como também para o motor e para o freio dinamométrico. Para o dimensionamento deste sistema é avaliada a energia térmica dissipada pelos diversos componentes, cálculo dos caudais de ar e líquido de arrefecimento necessários para a sua dissipação assim como a seleção de equipamentos, nomeadamente radiadores, bombas hidráulicas, permutadores de calor e ventiladores.

Todos os cálculos foram feitos tendo como base o motor PSA TU3JP-KFW utilizado, entre outros, no *Peugeot 206 1.4i* com 55 kW de potência.

4.1. Cálculo de caudais de ventilação do ar ambiente

Pretende-se neste capítulo determinar o caudal mássico de ar de insuflação para dissipar as potências térmicas dissipadas pela superfície do motor e do freio para o interior da célula do banco de ensaios, bem como a seleção de um ventilador capaz de garantir a ventilação da mesma.

4.1.1. Potência térmica dissipada pelo motor

Para o cálculo de caudais de ventilação do ar ambiente começou-se por calcular o caudal mássico de combustível do motor ($\dot{m}_{combustível}$) através da Equação (3), sendo T o binário máximo produzido pelo motor, n a rotação do motor que quando multiplicada pelo binário máximo, dá como resultado a potência máxima do motor ao freio e $bsfc$ o consumo específico de combustível ao freio nas condições de potência máxima, consultado em fichas técnicas de motores da *Peugeot*.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{combustível} &= T \times 2\pi \times \frac{n}{60000} \times \frac{bsfc}{3600} = 120 \times 2\pi \times \frac{4400}{60000} \times \frac{0.3}{3600} \quad (3) \\ &= 0.00461 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Para calcular a potência térmica transferida da superfície do motor para o ar, é necessário primeiro calcular a potência química do combustível (P_{chem}) dada pela Equação (4), onde QLHV p é o poder calorífico a pressão constante.

$$P_{chem} = \dot{m}_{combustível} \times QLHVp = 0.00461 \times 44.0 = 202737 \text{ W} \quad (4)$$

O poder calorífico a pressão constante de um combustível é definido como a quantidade de energia libertada sob a forma de calor na combustão isobárica completa da unidade de massa do combustível, sendo que quanto mais alto for o poder calorífico, maior será a energia libertada. Existem dois tipos de poder calorífico a pressão constante: poder calorífico superior e poder calorífico inferior. Para motores endotérmicos, uma vez que a temperatura de gases de combustão é muito elevada, a água contida no motor encontra-se sempre no estado de vapor. Assim, é considerado o poder calorífico inferior uma vez que este dita que os gases de descarga resultantes da combustão são arrefecidos até ao ponto de ebulição da água, evitando assim que esta condense [7].

Com o caudal mássico de combustível calculado anteriormente e com o valor do poder calorífico inferior a pressão constante (QLHV p) para motores a gasolina consultado na Tabela D.4 da referência [8] é possível calcular a potência química do combustível consumido pelo motor.

Por fim, calculou-se a potência transferida da superfície do motor para o ar do interior da célula por convecção e radiação ($Q_{ar,motor}$) através da Equação (5), sendo f_{ar} a fração da energia química do combustível que é transferida sobre a forma de calor para o ar do interior da célula.

$$Q_{ar,motor} = P_{chem} \times f_{ar} = 202737 \times 0.03989 = 8087 \text{ W} \quad (5)$$

Na tabela 12.1 da referência [8] para motores a gasolina, a fração de energia química do combustível transferida sobre a forma de calor toma valores de 3 a 10 %. Alternativamente, calculou-se a potência térmica transferida com base na área total de transferência de calor através da Equação (6), sendo A a área total da superfície do motor, h o coeficiente de transmissão de calor por convecção para o qual se considerou um valor de 50 W/m².K e ΔT a diferença de temperatura entre a superfície do motor e o ar exterior, considerando o caso mais desfavorável, ou seja, que maximiza o caudal mássico de ar de

ventilação, em que a superfície do motor se encontra a 110°C e uma temperatura exterior de 26°C (dia de verão).

$$Q_{ar,motor} = h \times A \times \Delta T = 50 \times 1.93 \times (110 - 26) = 8086 \text{ W} \quad (6)$$

Chegou-se à conclusão de que o valor da potência transferida da superfície do motor para o ar do interior da célula obtido é aproximadamente igual ao calculado anteriormente para um valor da fração da energia química do combustível consumido pelo motor, transferida para o ar interior da célula sobre a forma de calor (f_{ar}) de 3.989 %. De acordo com a tabela 12.1 da referência [8] verifica-se que o valor de f_{ar} obtido está dentro do intervalo (3 a 10%).

4.1.2. Potência térmica dissipada pelo freio dinamométrico

Com base nas dimensões do freio dinamométrico, indicadas no seu manual, calculou-se a sua área superficial que está em contacto com o ar ambiente, obtendo-se um valor de 0,6665 m². Para o cálculo da potência dissipada pelo freio considerou-se novamente o caso mais desfavorável, ou seja, que minimiza a diferença de temperatura entre a célula e o freio e maximiza o caudal mássico de ventilação. Num estudo feito ao laboratório onde será inserido o banco, verificou-se que as temperaturas variam entre os 13°C, no inverno, e os 26°C no verão. Relativamente à temperatura do freio, por motivos de segurança este não permite que a sua temperatura ultrapasse os 60°C. Assim, considerando uma diferença de temperaturas $\Delta T = 60 - 26 = 34^\circ\text{C}$ e um coeficiente de transmissão de calor por convecção $h = 50 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, a potência dissipada pelo freio ($Q_{ar,freio}$) é dada pela Equação (7).

$$Q_{ar,freio} = h \times A \times \Delta T = 50 \times 0.6665 \times 34 = 1133 \text{ W} \quad (7)$$

4.1.3. Cálculo do caudal de ar de insuflação

Calculadas as potências térmicas dissipadas pelo freio e pelo motor, é agora necessário determinar o caudal de ar ambiente a insuflar para o interior da célula de modo que a temperatura de saída do ar da mesma não ultrapasse os 40°C. Considerando para o interior do laboratório as condições mencionadas anteriormente (26°C), a densidade do ar toma um valor de $\rho_{ar} = 1.1799 \text{ kg/m}^3$, consultado na Tabela A.2 da referência [9].

Estimando uma temperatura de 40°C para o ar à saída da célula e um valor do calor específico do ar (Cp_{ar}) de 1000 J/kg. K calcula-se o caudal mássico de ar de insuflação necessário através da Equação (8), em que Q_{total} corresponde à soma das potências térmicas dissipadas para o ar do interior da célula pelo motor e pelo freio e Cp_{ar} o calor específico do ar.

$$\dot{m}_{vent} = \frac{Q_{total}}{Cp_{ar} * \Delta T} = \frac{9220}{1000 * (40 - 26)} = 0.6586 \text{ kg/s} \quad (8)$$

Por último calcula-se a perda de carga resultante da entrada de ar do exterior para o interior da célula e da saída da célula para o exterior. Através da consulta da Figura 6.21 da referência [9] verifica-se que o coeficiente de perda de carga nas entradas da parede de entrada e da parede de saída da célula é 0.1 e que o coeficiente de perda de carga nas saídas da parede de entrada e da parede de saída da célula é 1.0. Considera-se ainda uma velocidade do escoamento de ar (v_{ar}) de 10 m/s. Assim, a perda de carga (Δp) é calculada pela Equação (9), onde ρ_{ar} é a massa volúmica do ar.

$$\Delta p = 2 \times (1 + 0.1) \times \frac{1}{2} \times \rho_{ar} \times v_{ar}^2 = 129.8 \text{ Pa} \quad (9)$$

4.1.4. Seleção do ventilador

Nesta fase do projeto já se dispõe de informação suficiente para selecionar um ventilador para a célula onde irá ser inserido o banco de ensaios. É necessário selecionar um ventilador adequado para ventilar o interior da célula durante os ensaios, bem como remover elementos poluentes existentes no ar da mesma. Existem dois tipos de ventiladores possíveis para a aplicação em questão: ventiladores axiais e ventiladores centrífugos, cada um com as suas vantagens e desvantagens. Um ventilador centrífugo é mais indicado para aplicações onde não é necessário um grande fluxo de ar, no entanto são os mais indicados para aplicações que envolvem perdas de carga mais elevadas. Contrariamente, os ventiladores axiais são ideais para aplicações que requerem grandes caudais de ar e têm perdas de carga inferiores [10]. Dado que no presente caso é necessário um fluxo de ar bastante elevado, optou-se por um ventilador axial. O fabricante *SODECA* fornece uma vasta gama de ventiladores axiais para diferentes tipos de aplicações. Para a aplicação requerida neste projeto, a opção mais indicada é utilizar um ventilador axial de parede, a ser instalado nas

paredes da célula do banco de ensaios. Na Figura 12 é mostrado um ventilador axial de parede da *SODECA*.



Figura 12. Ventilador axial de parede *SODECA*.

Foram estudadas várias possibilidades com ventiladores de tamanhos e potências diferentes de forma a encontrar a solução que consiga garantir a ventilação necessária ao menor custo. Através do caudal mássico do ar de ventilação calculado anteriormente e considerando uma velocidade do ar $v_{ar} = 10$ m/s, obtém-se o diâmetro que o ventilador tem de ter para garantir o caudal de ar através da Equação (10), onde N_{vent} é o número de ventiladores a utilizar.

$$d_{vent} = \left(\frac{\frac{\dot{m}_{vent}}{\rho_{ar}}}{N_{vent} \times v_{ar}} \times \frac{4}{\pi} \right)^{0.5} = \left(\frac{0.5582}{1 \times 10} \times \frac{4}{\pi} \right)^{0.5} = 0.2666 \text{ m} \quad (10)$$

Tomando o valor do diâmetro calculado e o caudal de ventilação como critérios de seleção, fez-se uma análise de três ventiladores do fabricante *SODECA* cujas características são representadas na Tabela 1. Na Figura 13 são mostradas as curvas da pressão em função do caudal volúmico de ar dos respetivos ventiladores.

Tabela 1. Ventiladores axiais de parede do fabricante *SODECA*.

Ventilador	Custo aquisição [€]	Velocidade [rpm]	Potência instalada [kW]	Caudal máximo [m ³ /h]	Peso [kg]
HC-25-2M/H	319.2	2730	0.12	2200	5
HC-31-2M/H	377.7	2700	0.18	3600	6
HC-45-4M/H	499.1	1400	0.37	7300	14

Foram estudados três pontos diferentes contidos nas curvas de cada um dos ventiladores de forma a identificar o ponto de funcionamento onde o rendimento é máximo. Na Figura 13 é possível identificar o ponto de rendimento máximo de cada um dos ventiladores, ou seja, o ponto onde a potência de escoamento do ventilador, dada pelo produto da pressão pelo caudal volúmico, é máximo. A Tabela 2 mostra os caudais de ar e perdas de carga nos pontos de funcionamento ótimo dos respetivos ventiladores. Para a seleção do ventilador mais vantajoso fez-se uma análise de custos de aquisição e de consumo de energia elétrica para uma utilização de 250 horas por ano, durante 10 anos.

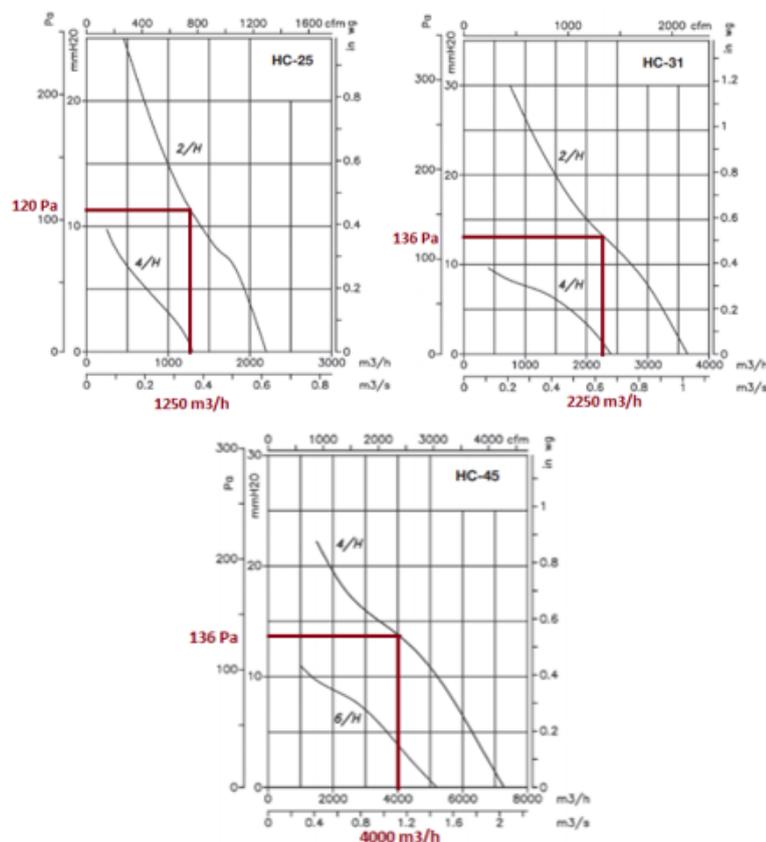


Figura 13. Curvas Pressão-Caudal Volúmico dos ventiladores.

Os resultados obtidos estão representados na Tabela 3. De forma a visualizar mais facilmente os custos que cada ventilador acarreta, fez-se um gráfico de barras com três séries de dados: Custo de aquisição, custo energético e custo total.

Tabela 2. Pontos de funcionamento ótimo de cada ventilador.

Ventilador	Δp [Pa]	Q[m ³ /h]
HC-25-2M/H	120	1250
HC-31-2M/H	136	2250
HC-45-4M/H	136	4000

Tabela 3. Custos energéticos e de aquisição de cada ventilador.

Ventilador	h/ano	P [kW]	Energia/kW.h	€/kW.h	€/ano	Custo total [€]
HC-25-2M/H	250	0.12	30	0.21	6.3	382.2
HC-31-2M/H	250	0.18	45	0.21	9.45	472.2
HC-45-4M/H	250	0.37	92.5	0.21	19.43	693.4

Analisando o Gráfico 1 conclui-se que a hipótese que acarreta menores custos é a correspondente ao ventilador HC-25-2M/H. No entanto, para este ventilador, os valores de caudal e pressão no ponto de rendimento máximo, são inferiores aos necessários para cumprir os requisitos de ventilação da célula. O ventilador HC-31-2M/H é uma hipótese viável, mas apenas para testar motores até aos 62 kW de potência. Relativamente ao ventilador HC-45-4M/H, apesar de permitir testar motores mais potentes, não é capaz de cobrir toda a gama de potências que este banco se destina a testar, conseguindo apenas testar motores até 110 kW de potência. Assim, de forma a abranger toda a gama de potências a que o banco se destina (133 kW), existem duas soluções possíveis: utilizar dois ventiladores HC-45-4M/H ou três ventiladores HC-31-2M/H. De notar, que ao utilizar um maior número de ventiladores a funcionar em simultâneo, consegue-se uma melhor uniformidade de escoamento do ar no interior da célula, e consequentemente, uma melhor eficiência de ventilação.

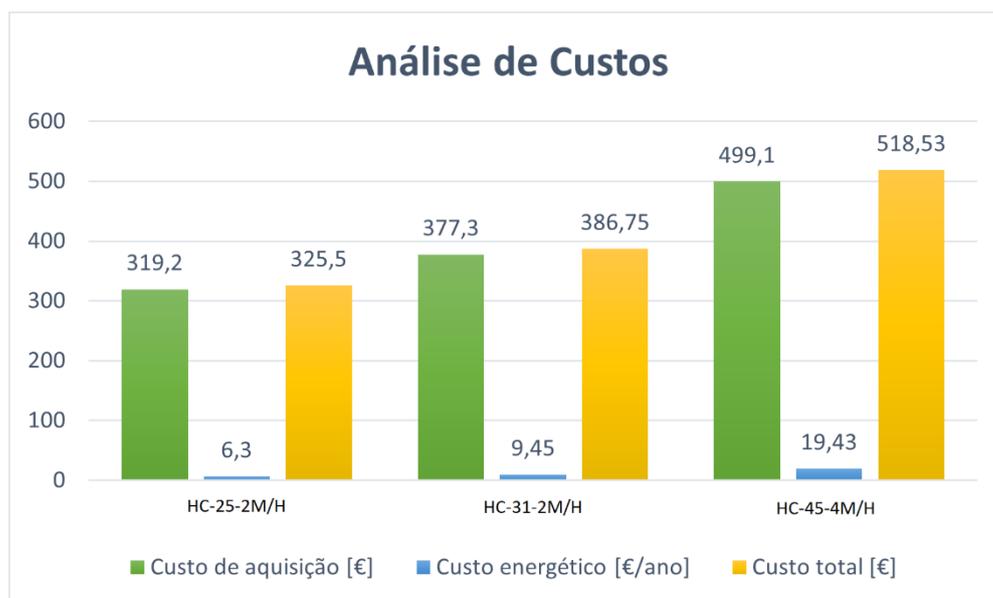


Gráfico 1. Análise de custos dos ventiladores.

4.2. Cálculo de caudais de líquido de arrefecimento

Neste capítulo procede-se ao dimensionamento do sistema de arrefecimento do freio e do motor. Para o arrefecimento destes dois componentes são necessários dois sistemas de arrefecimento independentes, um para o freio e outro para o motor.

Para o arrefecimento do freio é necessário selecionar um radiador que seja capaz de arrefecer o líquido de arrefecimento na saída do freio, para valores de temperatura não prejudiciais ao mesmo. Tratando-se de elevadas temperaturas de funcionamento e, conseqüentemente uma grande dissipação de calor, o radiador terá de estar localizado fora do laboratório, na cobertura exterior do mesmo. Assim, é necessário projetar um sistema de tubagens por onde irá circular o fluido e selecionar uma bomba auxiliar capaz de bombear o fluido, desde o nível do solo até à referida cobertura.

O sistema de arrefecimento do motor é semelhante ao do freio, no entanto, este utiliza um permutador de placas colocado entre o motor e o radiador, ficando assim o sistema de arrefecimento dividido em dois troços, um circuito primário e um secundário, tal como ilustrado na Figura 14. O motor opera a uma pressão absoluta de aproximadamente 1.2 bar, pelo que não consegue suportar a pressão da água resultante da diferença de altura entre o motor e o radiador. O permutador de placas resolve este problema uma vez que este é capaz de suportar a pressão da água no circuito secundário e operar à mesma pressão do motor no circuito primário, visto que estão ambos ao mesmo nível.

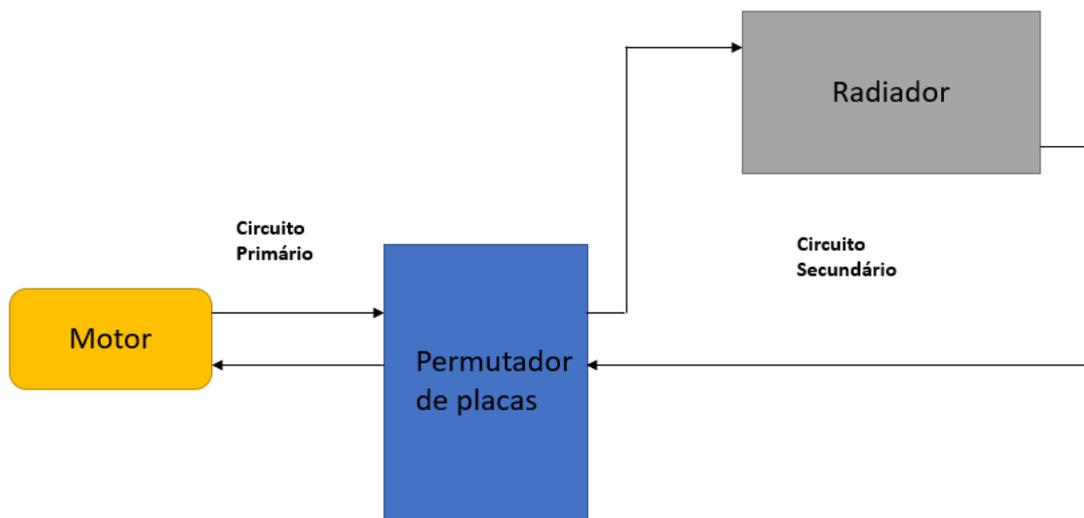


Figura 14. Esquema representativo do sistema de arrefecimento do motor.

4.2.1. Arrefecimento do freio dinamométrico

Para dimensionar o sistema de arrefecimento do freio dinamométrico, começa-se por calcular a potência do sistema de arrefecimento (Q_{arref}) pela Equação (11), utilizando o valor da potência química já calculada anteriormente no capítulo 4.1.1.

$$Q_{arref} = P_{chem} \times f_{coolant} = 202737 \text{ W} \times 0.215 = 43588 \text{ W} \quad (11)$$

O valor da taxa de transferência de calor para o líquido de arrefecimento ($f_{coolant}$) foi obtido a partir da tabela 12.1 da referência [8].

Tratando-se de um sistema de arrefecimento fechado, é recomendado operar com pequenas diferenças de temperatura e caudais de líquido de arrefecimento maiores por forma a minimizar os efeitos de fadiga térmica dos componentes. Tendo em conta a temperatura máxima de segurança imposta pelo freio (60°C), considera-se uma temperatura de 30°C na entrada do freio e 50°C na saída. O caudal volúmico de líquido de arrefecimento ($\dot{V}_{líquido}$) é calculado segundo a Equação (12) fornecida no manual do freio *SCHENCK W150* para uma diferença de temperatura entre a entrada e saída do freio de 20°C .

$$\dot{V}_{líquido} = \frac{175 \times 3.6}{1000} \times \frac{180}{\Delta T} = 5.67 \text{ m}^3/\text{h} \quad (12)$$

A perda de carga no freio, em metro de coluna de água, é calculada como indicado no manual do freio segundo a Equação (13) para a mesma diferença de temperatura.

$$\Delta p = \left(\frac{\left(\frac{\Delta T}{50} \right)^2}{2.5} \right)^{-1} = 15.625 \text{ m. c. a.} = 153228.9 \text{ Pa} \quad (13)$$

Considerando a água como líquido de arrefecimento, a potência calorífica que extrai do freio é calculada segundo a Equação (14), em que ρ_{agua} e Cp_{agua} são, respetivamente, a massa volúmica e o calor específico da água.

$$Q_{agua} = \frac{\dot{V}_{liquido}}{3600} \times \rho_{agua} \times Cp_{agua} \times \Delta T = \frac{5.67}{3600} \times 1000 \times 4186 \times 20 \quad (14)$$

$$= 132 \text{ kW}$$

O valor obtido corresponde à potência máxima absorvida pelo freio, uma vez que este transforma toda a potência em calor. Para o caso do motor PSA TU3JP-KFW, o freio apenas irá absorver 55 kW, correspondente à sua potência ao freio.

Nesta fase do trabalho, é necessário selecionar um radiador com uma área tal que permita à água extrair 55 kW de potência calorífica do freio, de modo a garantir uma diferença de temperatura de 20°C. Tal como na escolha do ventilador, foram estudadas várias hipóteses possíveis de radiadores e posteriormente realizada uma análise de custos. Dada a elevada potência calorífica, um radiador típico de automóveis ligeiros não é suficiente. Para esta aplicação é necessário um radiador de camião, com potências acima dos 340 kW. Os radiadores estudados e as suas respetivas dimensões estão indicados na Tabela 4.

Tabela 4. Radiadores para arrefecimento do freio.

Fabricante	Modelo	Custo de aquisição [€]	Dimensões [mm]	Massa [kg]
DASIS	400000S	101.17	900x748x42	15.4
FEBI BILSTEIN	49686	336.17	1188x853x64	22

O radiador do fabricante *DASIS* é usado num camião *IVECO Eurostar* LD190 E47 com 345 kW de potência e o radiador do fabricante *FEBI BILSTEIN* é usado num *Mercedes-Benz Actros* MP2/MP3 com 480 kW de potência. A capacidade de arrefecimento de cada radiador ($Q_{radiador}$) é calculada pela Equação (15), sendo A dado pela área frontal do radiador e considerando a área total de contacto com o ar nos tubos e alhetas que se estimou um valor de 4 vezes a área frontal, h o coeficiente de transferência de calor por convecção e ΔT a diferença de temperaturas da entrada e saída do radiador.

$$Q_{radiador} = A \times h \times \Delta T \quad (15)$$

Os valores para o coeficiente de transferência de calor por convecção variam entre 25 e 250 W/m².K segundo a tabela 1.1 da referência [11]. Relativamente às temperaturas, a temperatura de entrada no radiador é a temperatura de saída do freio (50°C) e a temperatura de saída do radiador é a temperatura de entrada do freio (30°C). Através da Equação (15) e da modelação do problema numa folha Excel, foram-se variando os valores do coeficiente de transmissão de calor por convecção e calcularam-se as potências de cada um dos radiadores. Chegou-se à conclusão de que o radiador da *DASIS* apenas consegue atingir os 55 kW de potência para um valor máximo do coeficiente de transmissão de calor ($h = 250$ W/m².K). Por este motivo, optou-se pelo radiador do *Mercedes-Benz*, pois este permite uma maior margem de segurança.

4.2.2. Arrefecimento do motor

O circuito da água de arrefecimento do motor é um pouco mais complexo que o caso anterior. Como foi dito anteriormente, o circuito de arrefecimento do motor utiliza um permutador de placas dividindo assim o circuito em dois estágios. Isto deve-se ao facto de o motor não conseguir suportar a pressão da água causada pela diferença de alturas entre o motor e o radiador.

A introdução de um permutador de placas ao mesmo nível do motor permite que no circuito primário ambos operem à mesma pressão, sendo que no circuito secundário, é o permutador que irá suportar a pressão da água e não o motor. Além disso, a introdução do permutador de placas no circuito de arrefecimento aumenta também a eficiência de

Desenvolvimento de um banco de ensaios para motores de combustão interna de automóveis ligeiros

transferência de calor, uma vez que haverá trocas de calor no seu interior devido à diferença de temperaturas da água nos diferentes circuitos.

A temperatura normal da água na saída do motor é de 105°C a uma pressão absoluta de 1.2 bar, pelo que esta é a temperatura considerada na entrada do permutador de placas. A diferença de temperaturas entre a entrada e a saída do motor não deve ultrapassar os 10°C, de acordo com a ficha técnica do motor.

Após uma pesquisa de diversos fabricantes de permutadores de placas, verificou-se que o fabricante *MECALIA* dispõe de uma vasta gama de permutadores para vários tipos de aplicações e a preços acessíveis. Devido aos elevados valores de temperatura da água no sistema de arrefecimento, foi selecionado um permutador de placas de uma caldeira a operar nas seguintes condições:

- Diferença de temperaturas no circuito primário: 85/65 °C
- Diferença de temperaturas no circuito secundário: 15/50 °C

Este fabricante dispõe de permutadores de placas com potências e número de placas diferentes, pelo que é necessário selecionar o mais adequado tendo em conta as condições de trabalho do motor. É imposta uma diferença de temperatura máxima de 10°C no circuito primário, no entanto, de acordo com o fabricante, a diferença de temperaturas no circuito primário é de 20°C. Dado que a diferença de temperatura imposta é metade da que é indicada pelo fabricante, é necessário um permutador com o dobro da potência do motor, ou seja, 110 kW. O permutador de placas que mais se aproxima deste valor de potência é o TECMI-23 com uma potência de 122 kW e 21 placas, capaz de suportar pressões de trabalho até 10 bar e temperaturas de 140°C. O seu custo de aquisição é de 729 €.

Para a seleção do radiador é necessário ter em conta a temperatura ambiente e a temperatura à saída do permutador de placas. Usando como base as diferenças de temperatura do fabricante e para um valor fixo de 105°C à saída do motor, definiram-se as temperaturas representadas na Figura 15.

No circuito secundário, as temperaturas de entrada e saída do permutador de placas são 52.5 e 70°C respetivamente, isto corresponde a uma temperatura média no radiador de 61.25°C. No funcionamento de um radiador à pressão atmosférica a água tem de estar a uma temperatura abaixo dos 100°C para não vaporizar.

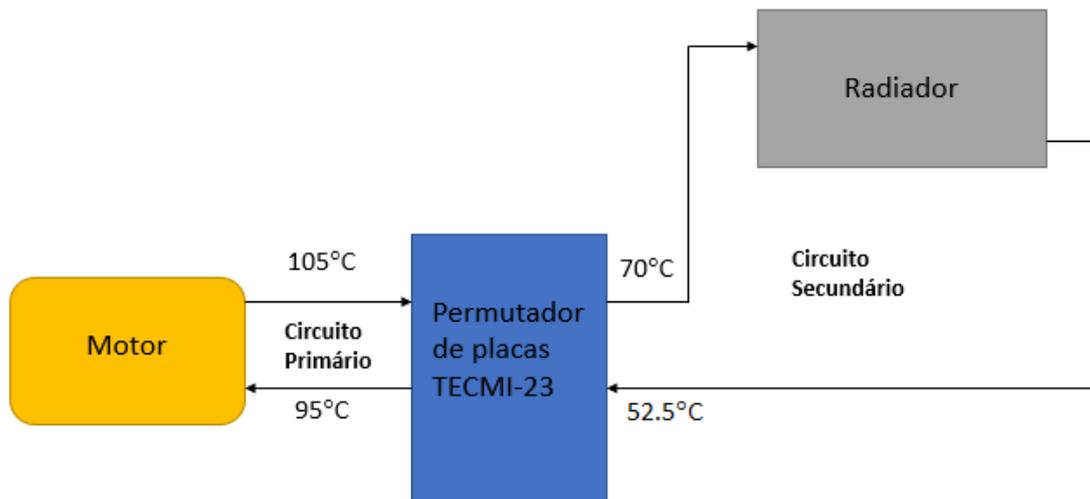


Figura 15. Diferença de temperaturas nos diversos componentes do sistema de arrefecimento.

Considerando o caso mais desfavorável para uma temperatura da água de 100°C e uma temperatura exterior de 40°C, corresponde uma diferença de temperatura de 60°C entre o radiador e o exterior. Tendo em conta que no caso presente, de acordo com as temperaturas definidas, a diferença de temperaturas para a mesma temperatura ambiente, é de 21.25°C. Assim, relacionando as diferenças de temperatura para o caso ideal e para as condições de trabalho definidas, obtém-se uma potência de aproximadamente 155 kW calculada pela Equação (16).

$$P = \frac{60}{21.25} \times 55 \approx 155 \text{ kW} \quad (16)$$

O valor obtido é quase três vezes maior que a potência do motor PSA TU3JP-KFW, pelo que o radiador normalmente utilizado neste veículo, não é suficiente. Com base neste valor de potência, foi escolhido um radiador do fabricante *RIDEX* para um *Mercedes-Benz class G* com as seguintes características:

- Dimensões: 537x569x40 [mm]
- Fabricado em alumínio com alhetas de refrigeração soldadas
- Preço de aquisição: 136.70 €

Repetindo o mesmo procedimento utilizado na seleção do radiador para o freio, considerando um coeficiente de transferência de calor por convecção de 150 W/m².K e uma

Desenvolvimento de um banco de ensaios para motores de combustão interna de automóveis ligeiros temperatura ambiente de 40°C, este radiador é capaz de dissipar uma potência de 156 kW, que é ligeiramente superior à potencia calculada anteriormente na Equação (16).

4.2.3. Seleção de uma bomba de água

Uma vez que ambos os radiadores se encontram na cobertura exterior do laboratório, é necessária uma bomba capaz de fazer circular a água desde o nível do solo até à altura dos radiadores. Começou-se por medir a altura da parede do laboratório desde o solo até ao teto usando uma fita métrica, obtendo um valor de 8.1 m, o qual foi aproximado para 10 m, de forma a considerar a espessura da cobertura exterior do laboratório, a altura dos radiadores e eventuais erros de medida causados pela baixa precisão do procedimento de medição com uma fita métrica. Esta diferença de alturas traduz-se numa diferença de pressão ($\Delta p_{estática}$) calculada pela Equação (17), em que g corresponde à aceleração da gravidade e Δh à diferença de alturas entre o solo e os radiadores.

$$\Delta p_{estática} = \rho_{agua} \times g \times \Delta h = 1000 \times 9.81 \times 10 = 98066.5 \text{ Pa} \quad (17)$$

Para transportar a água é necessário um sistema de tubagens por onde esta irá circular. Foi feito numa folha de Excel a modelação do percurso das tubagens, constituído apenas por tubos retos e curvos de 90°. O percurso da água foi dividido em troços, sendo que cada tubo é um troço. Desta forma conseguiu-se estimar a perda de carga nos tubos durante a circulação da água. Começou-se por calcular o coeficiente de perda de carga devido ao comprimento de cada um dos tubos (K) através da Equação (18), sendo f o coeficiente de *Darcy* calculado segundo a equação de *Haaland* (19), L e d_{tubos} , respetivamente, o comprimento e diâmetro de cada um dos tubos. Na Equação (19) Re_d é o número de *Reynolds* calculado pela Equação (20) e ε a rugosidade das paredes interiores dos tubos. Considerando tubos metálicos, o valor da rugosidade toma o valor de 0.05 milímetro consultando a Tabela 6.1 da referência [9].

$$K = f \times \frac{L}{d_{tubos}} \quad (18)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \times \log_{10} \left[\frac{6.9}{Re_d} + \left(\frac{\varepsilon/d_{tubos}}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (19)$$

$$Re_d = v \times d_{tubos} \times \frac{\rho_{agua}}{\mu} \quad (20)$$

Na Equação (20), v é a velocidade do escoamento em função do caudal de água calculado e da área transversal do tubo, ρ_{agua} e μ são respectivamente a massa volúmica e a viscosidade dinâmica da água a uma atmosfera, ambas calculadas pelas equações consultadas na equação da referência [9] na Tabela A.1.

É também necessário considerar o coeficiente de perda de carga localizada (K_{local}) devido à forma dos tubos curvos. Consultando a Figura 6.20 da referência [9] retira-se o valor do coeficiente de perda de carga localizado (K_{local}) em função da relação entre o raio de curvatura do tubo, o seu diâmetro e o ângulo de curvatura do tubo, que neste caso é de 90°. O coeficiente de perda de carga localizado toma assim o valor de 0.25.

Por fim, a perda de carga em cada troço ($\Delta p_{dinâmica}$) é calculada segundo a Equação (21), sendo a perda de carga total do sistema o somatório de todos os troços.

$$\Delta p_{dinâmica} = (K + K_{local}) \times \frac{1}{2} \times \rho_{agua} \times v^2 \quad (21)$$

Tendo a modelação do problema feita em Excel é fácil efetuar pequenos ajustes de forma a obter o melhor resultado.

Outro fator a ser considerado é a hipótese de ocorrência de cavitação no interior dos tubos, o qual deve ser evitado. Para tal, é necessário garantir que a pressão estática do líquido nunca desce a valores inferiores ao da sua pressão de vapor para a temperatura do líquido, pressão à qual corresponde, num espaço fechado, um equilíbrio entre o líquido e o seu próprio vapor.

Sabendo que a pressão total é de uma atmosfera (101325 Pa) e que a pressão dinâmica do escoamento é dada pela Equação (22), facilmente se obtém o valor da pressão estática do líquido subtraindo à pressão total a pressão dinâmica calculada.

$$p_{dinamica} = \frac{1}{2} \times \rho_{agua} \times v^2 \quad (22)$$

Por sua vez, a pressão de vapor é calculada segundo a Equação de *Clausius-Clapeyron* (23) [9], onde p_{vapor} é a pressão de vapor, M_{agua} é a massa molar da água, h_{fg} é o calor latente de evaporação da água, R_u é a constante dos gases perfeitos e T_{agua} é a temperatura da água.

$$p_{vapor} = p_{vapor@40^{\circ}C} \times e^{\left(\left(-M_{agua} \times \frac{h_{fg@40^{\circ}C}}{R_u} \right) \times \left(\left(\frac{1}{273.15+T_{agua}} \right) - \left(\frac{1}{273.15+40} \right) \right) \right)} \quad (23)$$

Sendo a temperatura mais elevada da água nas tubagens o caso mais desfavorável para a ocorrência de cavitação, considerou-se o valor de 70°C (temperatura da água mais elevada no circuito secundário). A pressão de vapor considerada é constante em todo o percurso correspondente à pressão da água para uma temperatura de 70°C. Desta forma, o fenómeno de cavitação nas tubagens é evitado, alterando o valor da pressão dinâmica do escoamento, que por sua vez varia com o valor do diâmetro dos tubos. Recorrendo novamente à folha de Excel, experimentando vários valores para o diâmetro dos tubos, chegou-se à conclusão que só ocorre cavitação para diâmetros inferiores a 20 mm. Assim, de modo que não ocorra cavitação e se mantenham os valores de perda de carga dinâmica inferiores a 2 metro de coluna de água, definiu-se um diâmetro para os tubos de 40 mm. De notar, que para um diâmetro dos tubos de 40 mm, haverá uma margem de segurança significativa à ocorrência de cavitação, a qual é tanto maior quanto menor for a temperatura da água no circuito secundário. Dá-se assim como concluída a modelação do sistema de arrefecimento do freio estando os valores finais resumidos na Tabela 5.

Tabela 5. Valores finais da modelação do sistema de arrefecimento.

$\Delta p_{estático,total}$ [Pa]	$\Delta p_{dinamico,total}$ [Pa]	$\dot{V}_{água}$ [m ³ /h]	$T_{média}$ [°C]
98066.5	18089.65	5.67	40

Reunida esta informação, é agora possível seleccionar uma bomba que garanta a circulação da água dos sistemas de arrefecimento. Para o efeito, consultaram-se os catálogos

do fabricante *GRUNDFOS*, grupo de origem dinamarquesa que é líder mundial em bombas hidráulicas. Foi selecionada uma bomba para aplicações de controlo de temperatura industrial indicada para temperaturas da água até 120°C e altura manométrica máxima de 39 m. A designação do produto é CRE 5-4 A-A-A-E-HQQE e tem um preço de aquisição de 2027€. Na Figura 16 é apresentada a curva de desempenho da bomba.

PERFORMANCE

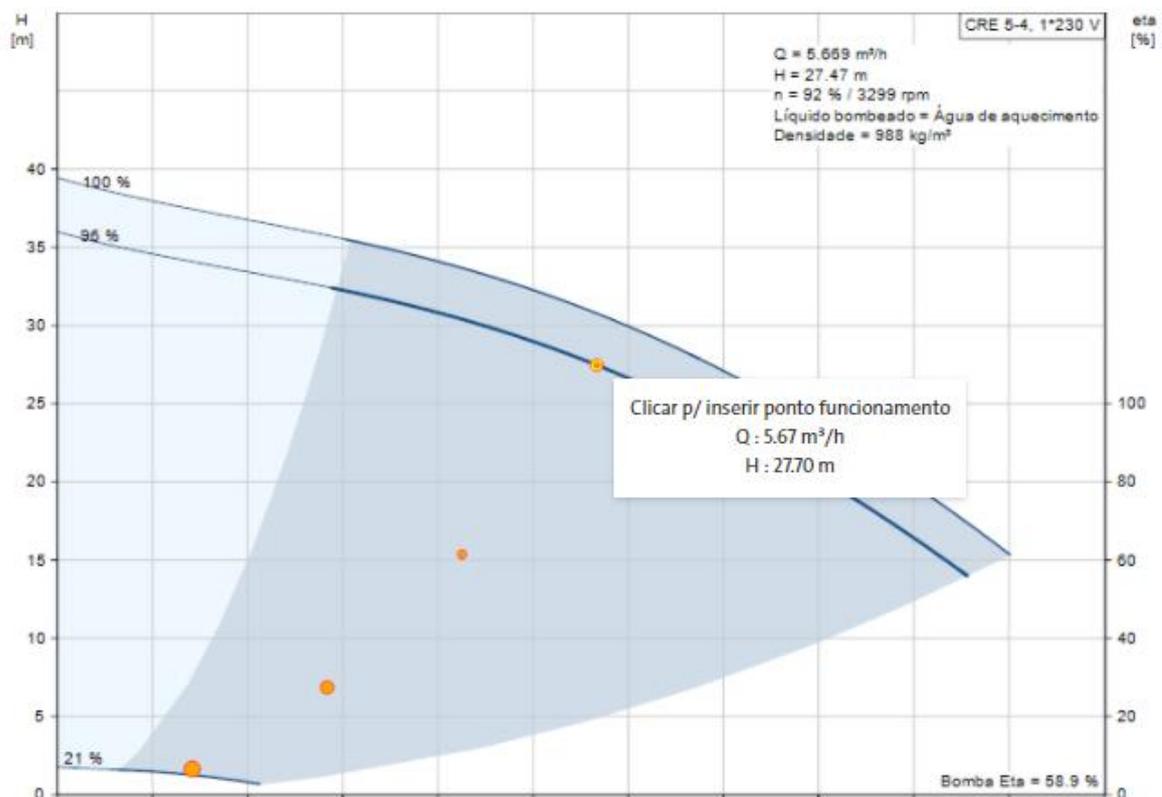


Figura 16. Curva de desempenho da bomba de água.

Da análise da curva é possível verificar que para as condições de trabalho calculadas, a bomba trabalha com um rendimento de 96%. Conclui-se então que esta bomba é perfeitamente capaz de ser utilizada no circuito secundário do sistema de arrefecimento do motor e no sistema de arrefecimento do freio, trabalhando em ambos os sistemas com um elevado rendimento.

No circuito primário a circulação da água é feita através da bomba de água do motor.

5. VIBRAÇÕES E RUÍDO

5.1. Vibrações

Durante os ensaios, as vibrações provenientes do funcionamento do motor podem provocar efeitos indesejáveis tais como o desgaste excessivo de componentes, aparecimento de fissuras, falhas estruturais, desaperto de elementos fixadores (porcas, parafusos, etc.). As vibrações são prejudiciais não só para os equipamentos, mas também afetam as condições de trabalho dos seres humanos. Neste caso, as vibrações do motor são transmitidas para a base em ferro fundido e desta para o edifício, sendo necessário atuar de modo a controlar a transmissão de vibrações.

O controlo de vibrações, para este caso em particular, é conseguido através do controlo de frequências naturais e isolamento de vibrações. O controlo de frequências naturais passa por garantir que a frequência de excitação do motor é sempre superior à frequência natural do sistema. Se a frequência de excitação coincidir com a frequência natural ocorre ressonância, isto é, são induzidos deslocamentos muito elevados que podem originar a falha ou colapso do sistema, pelo que deve ser evitada. A frequência de excitação não pode ser alterada uma vez que é imposta pelo motor, por isso, a ressonância é evitada controlando as frequências naturais que estão relacionadas com a massa e rigidez, determinadas através da Equação (24), sendo ω_n a frequência natural, K a rigidez e m a massa.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (24)$$

Uma vez que a massa da base é constante e não pode ser alterada, o controlo das frequências naturais é realizado através da alteração da rigidez do sistema vibratório. Para o efeito, são colocados seis apoios elásticos anti vibratórios, isolando, assim, a base em ferro fundido do edifício. Estes elementos têm de ter características (constante de rigidez e

Desenvolvimento de um banco de ensaios para motores de combustão interna de automóveis ligeiros (coeficiente de amortecimento) tais que minimizem as forças transmitidas da base para o edifício.

Começou-se por calcular um valor aproximado para a massa do sistema com todos os componentes montados (base, motor, caixa de velocidades e freio), obtendo um valor de aproximadamente 4255 kg. A massa do sistema irá ser suportada pelos 6 apoios, calculando-se de seguida a força a que cada apoio está sujeito recorrendo à segunda lei de Newton (25), em que m é a massa do sistema e g a aceleração da gravidade.

$$F = mg \quad (25)$$

Considerando um coeficiente de segurança de valor 1.15, cada apoio irá estar sujeito a uma força de aproximadamente 10.4 kN.

De forma a seleccionar os apoios indicados para estas condições de carga, consultou-se o catálogo de apoios elásticos anti vibratórios da *PAULSTRA*, no qual se optou por um apoio tal como ilustrado na Figura 17.

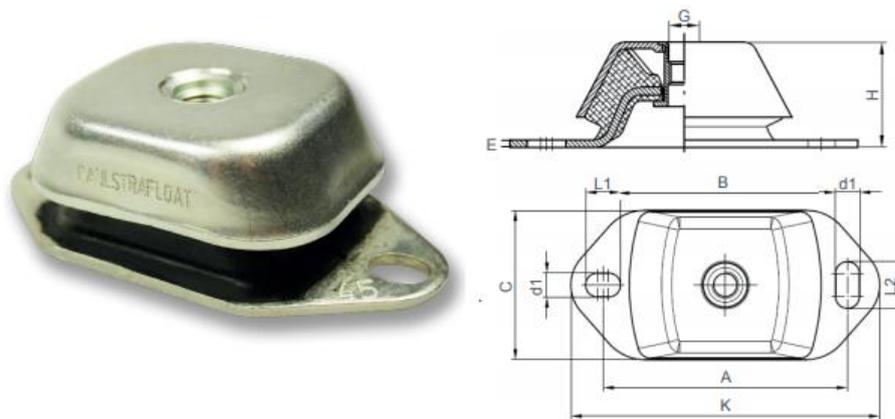


Figura 17. Apoio elástico anti vibratório.

Este tipo de apoio é constituído, no seu interior, por borracha com uma determinada dureza, que é tanto maior quanto maior for a carga máxima que o apoio suportará. A borracha deforma-se quando a base é colocada em cima dos seis apoios, amortizando assim as vibrações da base provenientes do motor. A dureza da borracha varia entre os vários modelos de apoio. A Tabela 6 mostra a relação entre a dureza da borracha e a carga máxima suportada por este tipo de apoio.

Para o modelo de apoio em questão, a deformação máxima que ele permite é de 5.5 mm. De notar que estes apoios são também capazes de suportar forças numa direção paralela à base apesar de não ser necessário uma vez que estes vão estar sujeitos apenas a cargas na direção perpendicular. Mais uma vez recorreu-se a uma folha de cálculo de Excel para efetuar a modelação do problema. Através da força máxima F suportada pelo apoio e a sua deformação máxima, calculou-se a constante de mola K_s para os diferentes tipos de borracha pela Equação (26).

$$K_s = \frac{F}{\text{Deformação}} \quad (26)$$

Tabela 6. Dureza e carga máxima dos diferentes modelos de apoio.

Dureza [Shore A]	Carga máxima [N]	Deformação [mm]
45	3500	5.5
55	5500	5.5
65	8100	5.5
75	1380	5.5

Calculada a força a que cada apoio irá estar sujeito, falta determinar a sua deformação face a este carregamento, utilizando para o efeito a constante de mola K calculada anteriormente para cada apoio. Considerando a constante de mola para cada apoio e recorrendo à folha de calculo determinou-se o valor da deformação para as diferentes durezas da borracha para a carga a que cada apoio está sujeito. Os resultados são apresentados na Tabela 7, onde é possível verificar que apenas as borrachas com dureza 65 e 75 têm uma deformação inferior a 5.5 mm face ao carregamento imposto.

Tabela 7. Deformação dos apoios face ao carregamento.

Dureza [Shore A]	Deformação [mm]
45	12.6
55	8.0
65	5.4
75	3.2

Para concluir este dimensionamento, falta apenas garantir que a frequência natural do sistema com estes apoios respeita a condição da Equação (27).

$$\omega_{n,sistema} \leq \frac{\text{Frequência de excitação do motor}}{\sqrt{2}} \quad (27)$$

Para este fim, calcula-se para cada apoio de borracha a frequência natural e a frequência de excitação a partir da qual a amplitude de vibração é sempre inferior à amplitude estática, mesmo tendo amortecimento nulo. Na Figura 18 é ilustrado o ponto com amortecimento adimensional zero que mostra a relação entre a frequência de excitação do motor e a frequência natural do sistema acima da qual a amplitude de vibração é inferior à amplitude estática.

Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 8. Dado que o motor em funcionamento tem uma frequência de excitação de 800 rpm (ralenti), conclui-se que apenas a borracha com 65 de dureza evita a ocorrência de ressonância, uma vez que a frequência de excitação é superior à frequência natural.

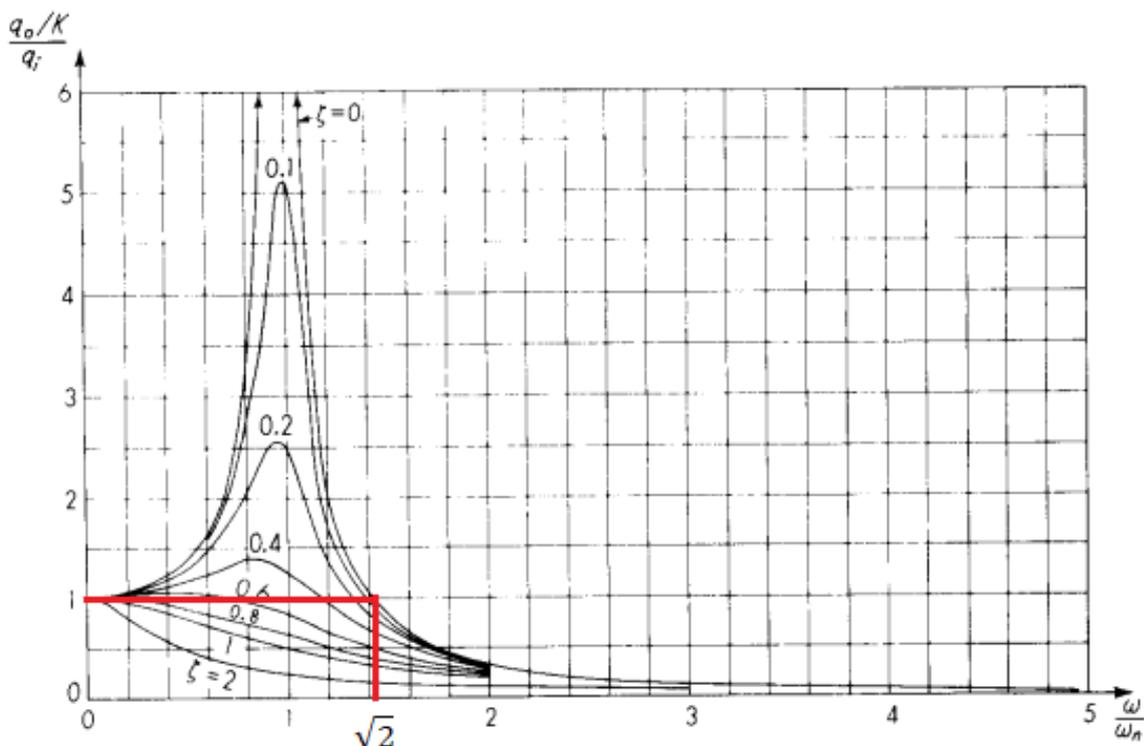


Figura 18. curva de resposta de sistemas de segunda ordem com amortecimento.

Tabela 8. Frequências natural e de excitação dos apoios com durezas 65 e 75.

Dureza [Shore A]	Frequência natural [rpm]	Frequência de excitação [rpm]
65	435.17	615.423
75	568.01	803.286

5.2. Isolamento acústico

O ruído pode causar vários efeitos nocivos na saúde humana, dependendo do tempo de exposição a um determinado ruído, da sua intensidade e da distância à fonte. A frequência do som também é um fator importante, uma vez que o ouvido humano é capaz de ouvir uma gama de frequências sonoras entre os 20 Hz e os 20 kHz, no entanto, o ouvido humano não é igualmente sensível em toda a gama de frequência. A sensibilidade auditiva é maior para valores de frequência entre os 2 kHz e os 5 kHz [12].

O presente capítulo irá focar-se no isolamento acústico da célula do banco de ensaios de forma a proteger o operador de potenciais ruídos provenientes do funcionamento do motor e que possam ser prejudiciais para a sua saúde. O isolamento consiste em colocar barreiras acústicas no interior da célula, capazes de absorver ondas sonoras com uma determinada gama de frequência, impedindo que estas se propaguem para o seu exterior.

Existem várias fontes de ruído provenientes do motor, nomeadamente dos sistemas de escape e de admissão, do funcionamento dos ventiladores e da superfície do bloco. Pode também ser gerado internamente devido ao processo de combustão e ainda devido à excitação mecânica dos componentes do motor em rotação [8]. Neste capítulo apenas serão consideradas as principais fontes de ruído, sendo elas o sistema de escape e o sistema de admissão.

Primeiramente é importante identificar a gama de frequência do som que o motor produz. No funcionamento de um motor com ciclo de quatro tempos, cada ciclo de um cilindro tem duas rotações da cambota. Em cada ciclo existem dois pulsos de escape e um pulso de admissão. Sendo que o motor tem quatro cilindros, a frequência dominante do ruído emitido pelos sistemas de admissão e de escape será igual ao produto do número de cilindros pelo número de pulsos por rotação e pelo número de rotações por unidade de tempo. Tendo

Desenvolvimento de um banco de ensaios para motores de combustão interna de automóveis ligeiros em conta que o motor PSA TU3JP-KFW trabalha entre as 800 (ralenti) e as 6000 rotações por minuto é possível determinar a frequência do ruído (f) em toda a gama de rotações do motor através da Equação (28), sendo $f_{rotação}$ a frequência rotacional do motor

$$f = \frac{n^{\circ} \text{ de cilindros} \times n^{\circ} \text{ de pulsos/ciclo} \times f_{rotação}}{n^{\circ} \text{ de rotações/ciclo}} \quad (28)$$

Isto traduz-se num ruído com uma frequência de 80 Hz às 800 rotações por minuto e de 600 Hz às 6000 rotações por minuto. Ou seja, a barreira acústica tem de ser capaz de absorver as ondas sonoras nesta gama de frequência.

Posto isto, é agora necessário selecionar o tipo de barreira acústica. Existem inúmeras soluções para isolamento acústico, no entanto, para a aplicação em questão, as opções possíveis são algo limitadas devido a questões de segurança. Os materiais da barreira e do isolamento não podem ser inflamáveis e devem ser capazes de manter as suas propriedades face às temperaturas que se fazem sentir no interior da célula. Para o isolamento das paredes, do teto e das portas da célula optou-se por um painel de absorção acústica tipo *sandwich* composto por chapas metálicas perfuradas e um isolamento de material fibroso e poroso no interior, tal como ilustrado na Figura 19.

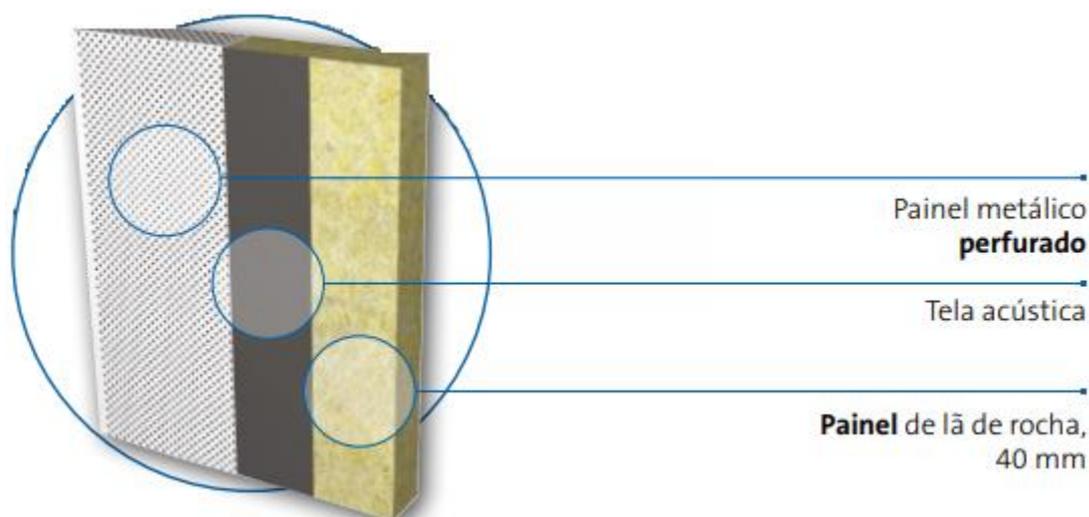


Figura 19. Painel de absorção acústica com revestimento de lã de rocha.

Para o isolamento são maioritariamente usadas lãs minerais, nomeadamente lã de rocha e lã de vidro. São materiais que são fáceis de manusear, bastante económicos com elevado coeficiente de absorção numa vasta gama de frequências, tendo ainda a vantagem

de funcionar como isolamento acústico e térmico. São comercializados sob a forma de mantas ou painéis rígidos, com espessuras e dimensões variáveis, sendo aplicados por fixação mecânica, no caso de materiais mais densos e rígidos, ou por colagem, no caso de materiais leves e flexíveis [13]. O uso de lãs minerais tem a desvantagem de libertar partículas para o ar, que quando inaladas podem originar problemas de saúde para quem entre em contacto com elas. De forma a prevenir este fenómeno, são normalmente usados véus de proteção entre o painel metálico perfurado e o isolamento de forma a filtrar as partículas libertadas impedindo assim que estas passem para o interior do espaço a isolar. Na Figura 19 é também possível ver esta tela protetora inserida entre o painel metálico perfurado e a lã de rocha.

Neste projeto irão ser usados sistemas de painéis perfurados fabricados em aço lacado, preenchidos com lã de rocha e tela acústica protetora, emoldurados em perfis de alumínio. O fabricante fornece duas possibilidades no que diz respeito à perfuração dos painéis metálicos, disponibilizando ainda as curvas características dos dois produtos. Na Figura 20 estão representadas as duas variantes da perfuração do painel metálico que pode ser regular ou irregular, cada uma delas garantindo diferentes coeficientes de absorção acústica em função da frequência do ruído. Analisando a curva dos dois tipos de painel conclui-se que tendo uma perfuração irregular e uma maior percentagem de área perfurada obtêm-se coeficientes de absorção acústica superiores para valores de frequência sonora mais elevados. Tendo em conta a gama de frequência sonora dominante emitida pelo motor já determinada anteriormente (80 a 600 Hz) verifica-se que a opção mais indicada é o painel *ORION* pois tem um coeficiente de absorção acústica superior para frequências perto dos 600 Hz, correspondente aos valores de frequência sonora emitidos pelo motor em que o ouvido humano tem maior sensibilidade, sendo que para valores mais baixos não é fundamental ter elevados coeficientes de absorção.

Os painéis são vendidos com as seguintes dimensões *standard*:

- Largura: 790 mm
- Altura: 2700 mm
- Espessura do painel perfurado: 40 mm
- Espessura da chapa: 0.8 mm

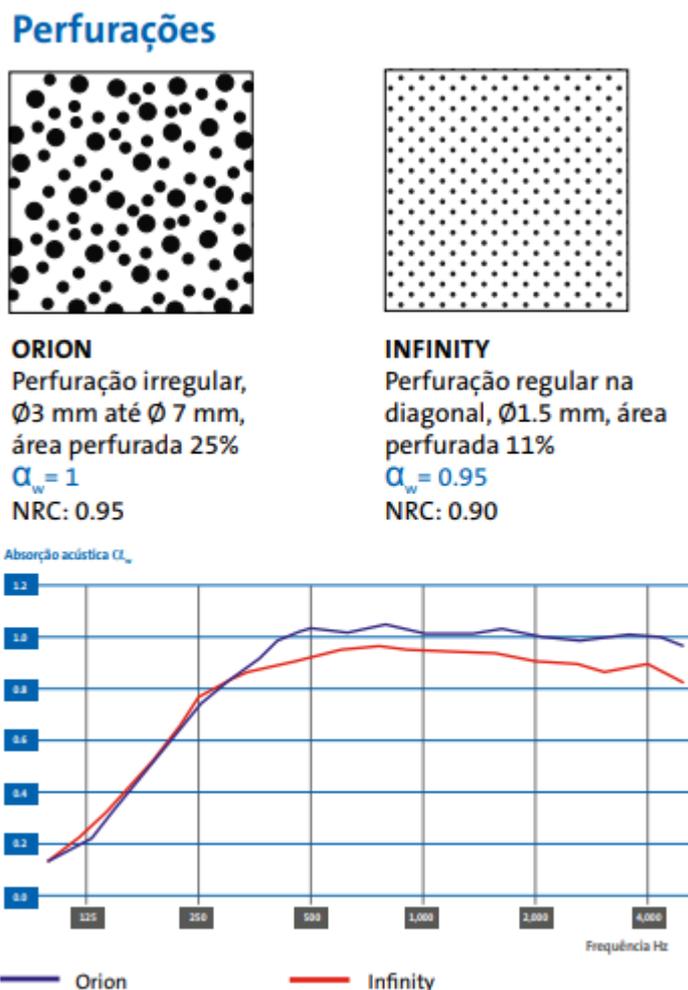


Figura 20. Perfuração do painel metálico e respetivas curvas características.

O fabricante dá ainda a possibilidade de encomendar painéis com dimensões especificadas pelo cliente de forma a ajustar-se às dimensões da sala a isolar. Para o caso concreto da célula que tem 4750x2500 mm são necessários 24 painéis: 6 em cada parede do comprimento da célula, 3 em cada parede da largura da célula e mais 6 para o teto, todos eles montados ao alto.

As portas e os envidraçados da célula também têm de ser isolados acusticamente. Para o isolamento das portas montam-se os mesmos painéis utilizados para a envolvente da célula e vedando as frinchas com borracha, maximizando assim a absorção acústica. As dimensões dos painéis não coincidem com a dimensão das portas, pelo que se pode optar pela compra de painéis com as dimensões exatas das portas ou com dimensões *standard*, sendo que esta opção obriga a proceder ao seu corte, tudo depende de qual for a opção economicamente mais vantajosa.

Os envidraçados devem ser de vidro duplo com caixilharia metálica, contendo uma caixa de ar entre cada folha de vidro, sendo ainda utilizados vedantes de borracha no interior da caixilharia. Este tipo de envidraçados reduzem significativamente o ruído do interior da célula.

Com estas soluções acústicas garante-se um funcionamento silencioso do banco de ensaios que mantem os níveis de ruído a um nível não prejudicial para o ouvido humano garantindo assim a segurança durante os ensaios.

6. CONCLUSÃO

Ao concluir este trabalho, salienta-se o facto de o banco de ensaios se encontrar totalmente dimensionado e com todos os componentes necessários ao seu funcionamento seleccionados. Foi apresentado um procedimento que permite dimensionar um banco de ensaios semelhante, contendo todos os cálculos necessários para esse fim. O dimensionamento apresentado considerou os casos mais desfavoráveis, mantendo uma margem de segurança aquando do funcionamento em condições normais.

Foi apresentada uma análise extensiva de cada equipamento com o objetivo de seleccionar aquele que cumpre a função requerida ao menor custo. Foram expostas e discutidas várias possibilidades no que diz respeito à escolha de equipamentos, tendo sido posteriormente justificada a decisão adotada. Esta abordagem facilitará o trabalho de possíveis interessados nesta área que queiram implementar as soluções apresentadas neste trabalho na construção de um banco de ensaios.

Com todo este trabalho de preparação e estudo de diferentes possibilidades conseguiu-se desenvolver um banco de ensaios para testar motores de combustão interna a um preço bastante inferior ao que se teria de investir num banco de ensaios comprado diretamente a um fabricante deste tipo de equipamento. O banco de ensaios desenvolvido neste trabalho irá custar aproximadamente 20000 € podendo ser superior caso seja necessário efetuar obras no laboratório onde o banco será inserido. Numa breve pesquisa de mercado é possível constatar que estes tipos de máquinas chegam a custar mais de 100000 €.

Esta enorme diferença de preços deve-se ao preço de aquisição de um freio dinamométrico que é o equipamento mais dispendiosos de um banco de ensaios. Visto que se dispõe de um freio dinamométrico de correntes de Foucault no DEM não será necessário comprar um freio, o que torna a construção do banco muito mais barata. No entanto, a compra de um freio elétrico baseado num motor síncrono pode ser um investimento viável no futuro, caso se pretenda simular ciclos de condução para testar o comportamento do motor quando este é acionado pelas rodas, testar componentes da linha de transmissão, novos óleos lubrificantes e avaliação de consumos para diferentes ciclos de condução.

A implementação deste banco no DEM é uma mais-valia tanto a nível de ensino como para investigação, sendo possível testar uma vasta gama de motores de combustão interna de automóveis ligeiros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] A.J. Martyr, M.A. Plint, Engine Testing Theory and Practice, 1995.
- [2] S.P.F. Marques, Desenvolvimento de bancadas para testes de motores e veículos, (2014). <http://repositorium.sdum.uminho.pt/handle/1822/34465> (accessed July 25, 2021).
- [3] H. Cristiano Pereira da Silva Broeira, Design of a Test Bench for Micro Combustion Engines, (2016) 112.
- [4] I. DyneSystem, Water Cooled Eddy Current Dynamometers, Wisconsin, 2009.
- [5] P.G. Dias, B. Dissertação, O. Manuel, R. Quintas, I. Carlos, M. Moreira Da Silva, Freio Dinamométrico para Ensaio de Pequenos Veículos de Tracção Eléctrica, (2010).
- [6] STOLLE GmbH: Surface accuracy for T-Slots to DIN 650, (n.d.). <http://www.cfm-itbona.com/itbona/STOLLE/tslotaccuracy.htm> (accessed August 7, 2021).
- [7] L. Souza, Poder Calorífico de combustíveis - Mundo Educação, Pod. Calorífico Combustíveis - Mundo Educ. (2015). <https://mundoeducacao.uol.com.br/quimica/poder-calorifico-combustiveis.htm> (accessed July 17, 2021).
- [8] J. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, 2002. <http://en.scientificcommons.org/58400846%5Cnhttp://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:INTERNAL+COMBUSTION+ENGINE+FUNDAMENTALS#1%5Cnhttp://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Internal+combustion+engine+fundamentals#1>.
- [9] F.M. White, Fluid mechanics, Seventh Ed, New York, 1979.
- [10] Ventilador centrífugo ou axial: qual o mais indicado? - BLOG MEGACLIMA, (n.d.). <https://www.megaclima.pt/blog/ventilador-centrifugo-axial-qual-indicado/> (accessed July 1, 2021).
- [11] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, sixth edit, 1996. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.03.022>.

- [12] Brüel & Kjaer Sound and Vibration Measurement A/S, Measuring Sound - Brüel & Kjaer, (1984) 44.
- [13] D.R.D.E. Vasconcelos, Desempenho acústico de soluções construtivas, Porto, 2017.