

**Desenvolvimento e Avaliação de um
Compressor Centrífugo para
Sobrealimentação Mecânica de um Motor
Honda GX50**

(versão final após defesa)

Marco André Teixeira da Silva

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Aeronáutica
(mestrado integrado)

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

dezembro de 2023

Declaração de Integridade

Eu, Marco André Teixeira da Silva, que abaixo assino, estudante com o número de inscrição a42375 de Engenharia Aeronáutica da Faculdade de Engenharias, declaro ter desenvolvido o presente trabalho e elaborado o presente texto em total consonância com o **Código de Integridades da Universidade da Beira Interior**.

Mais concretamente afirmo não ter incorrido em qualquer das variedades de Fraude Académica, e que aqui declaro conhecer, que em particular atendi à exigida referência de frases, extratos, imagens e outras formas de trabalho intelectual, e assumindo assim na íntegra as responsabilidades da autoria.

Universidade da Beira Interior, Covilhã 13 /12 /2023



(assinatura conforme Cartão de Cidadão ou preferencialmente assinatura digital no documento original se naquele mesmo formato)

Dedicatória

Gostaria de dedicar esta dissertação à minha família, especialmente aos meus pais, Inácio e Lídia, e à minha namorada, Cláudia, pelo apoio incondicional que me deram em todos os momentos e por me incentivarem a perseguir os meus sonhos.

Agradecimentos

Gostaria de expressar minha profunda gratidão a todos que contribuíram para o sucesso deste trabalho, sem o apoio e encorajamento de todos eu não teria conseguido completar este desafio acadêmico e pessoal.

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao meu orientador Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo, pelo seu apoio e orientação ao longo de todo o processo de pesquisa e desenvolvimento. Todos os conhecimentos e orientações proporcionadas revelaram-se cruciais para o desenvolvimento deste trabalho.

Também quero expressar o meu agradecimento aos meus colegas e amigos, que me forneceram apoio emocional e intelectual ao longo de todo o processo. Sou profundamente grato à minha família, que me apoiou incondicionalmente em todos os momentos e me encorajou a seguir os meus sonhos. Sem o amor e a compreensão deles, este trabalho não teria sido possível. Além disso, desejo agradecer à minha namorada, cujo apoio constante e incentivo foram inestimáveis durante esta jornada.

Por fim, desejo expressar o meu agradecimento a todas as pessoas que contribuíram para a realização deste estudo, sem as quais este trabalho não teria sido viável. Os conhecimentos e experiências partilhados revelaram-se fundamentais para a obtenção dos resultados e conclusões apresentadas.

Reitero os meus sinceros agradecimentos a todos. Espero que este trabalho possa, de alguma forma, acrescentar ao progresso do conhecimento na nossa área de estudo.

Resumo

A busca por maior eficiência e desempenho em motores de combustão interna tem impulsionado a investigação de diversas técnicas de sobrealimentação. Nesse contexto, esta dissertação aborda a sobrealimentação de um motor a 4 tempos monocilíndrico, Honda GX50 por meio da construção e acoplamento de um compressor centrífugo de pequenas dimensões. O objetivo principal é avaliar os efeitos desta modificação no desempenho do motor, incluindo ganhos de potência e binário, bem como seu impacto no consumo de combustível e na pressão de admissão.

A dissertação começa com uma revisão abrangente da literatura, explorando os fundamentos da sobrealimentação, os diferentes tipos de compressores e suas aplicações. Em seguida, são apresentados os detalhes da metodologia experimental, incluindo a construção e adaptação do compressor centrífugo para o motor Honda GX50. O processo de acoplamento e as modificações necessárias no sistema de admissão são discutidos em profundidade. Os ensaios foram realizados num ambiente controlado com todas as medidas de segurança necessárias. Os resultados obtidos foram comparados com os dados de desempenho do motor no estado original, destacando os ganhos significativos de potência e binário alcançados por meio da sobrealimentação.

Em conclusão, a dissertação demonstra que a construção e acoplamento de um compressor centrífugo podem efetivamente melhorar o desempenho do motor a 4 tempos Honda GX50. No entanto, também destaca a complexidade envolvida na adaptação e otimização deste sistema. Esta pesquisa contribui para o conhecimento sobre sobrealimentação de motores de pequenas dimensões e oferece perspectivas valiosas para futuros desenvolvimentos nesta área.

Palavras-chave

Binário; compressor; consumo específico; difusor; motor a 4 tempos; potência; pressão manométrica; rotor; razão de compressão; sobrealimentação; voluta.

Abstract

The search for greater efficiency and performance in internal combustion engines has driven the investigation of various supercharging techniques. In this context, this dissertation addresses the supercharging of a single-cylinder 4-stroke engine, the Honda GX50, through the construction and coupling of a small-sized centrifugal compressor. The primary objective is to evaluate how this modification affects the engine's performance, including power and torque improvements, as well as its impact on fuel consumption and intake pressure.

The dissertation begins with a comprehensive literature review, exploring the fundamentals of supercharging, several types of compressors, and their applications. Next, the details of the experimental methodology are presented, including the selection and adaptation of the centrifugal compressor for the Honda GX50 engine. The coupling process and the necessary modifications to the intake system are discussed in detail. The tests were conducted in a controlled environment with all necessary safety measures in place. The obtained results were compared with the original engine performance data, highlighting the significant power and torque gains achieved through supercharging.

In conclusion, the dissertation demonstrates that the construction and coupling of a centrifugal compressor can effectively enhance the performance of the Honda GX50 4-stroke engine. However, it also emphasizes the complexity involved in adapting and optimizing this system. This research contributes to the knowledge of supercharging small-sized engines and provides valuable insights for future developments in this field.

Keywords

Torque; compressor; specific fuel consumption; diffuser; 4-stroke engine; power; gauge pressure; rotor; compression ratio; supercharging; volute.

Índice

Capítulo 1 – Introdução	1
1.1. Motivação	1
1.2. Objetivos	2
1.3. Revisão Bibliográfica.....	3
1.3.1. Propulsão de Aeronaves.....	3
1.3.2. Motor a Combustão Interna	4
1.3.3. Compressores.....	6
1.3.4. Compressor de Deslocamento Positivo	9
1.3.5. Compressor Dinâmico	10
1.3.6. Compressor Axial.....	11
1.3.7. Compressor Centrífugo.....	12
1.3.7.1. Estágios e Intercooler.....	13
1.3.7.2. Rotor	14
1.3.7.3. Indutor	17
1.3.7.4. Difusor.....	18
1.3.7.5. Coletor ou Voluta	19
1.3.7.6. Coeficiente de escoamento.....	20
1.3.7.7. Triângulo de Velocidades.....	21
1.3.7.8. Surge e Chocking.....	23
Capítulo 2 – Dimensionamento e Design.....	25
2.1. Motor Honda GX50	26
2.2. Rotor	29
2.3. Difusor.....	32
2.4. Voluta	33
2.5. Impressão.....	35
Capítulo 3 – Procedimento Experimental.....	39
3.1. Montagem	40
3.1.1. Compressor	40
3.1.2. Carburador.....	40
3.1.3. Suportes	42
3.1.4. Hélice	44
3.1.5. Polias e Correia dentada	45
3.1.6. Sistema de arranque do motor	47
3.1.7. Medição do Binário.....	48
3.1.8. Medição Potência.....	50

3.1.9.	Medição das rotações	51
3.1.10.	Medição do Consumo de Combustível	51
3.1.11.	Medição da Pressão Manométrica	53
3.2.	Testes Preliminares	54
3.3.	Procedimento experimental	55
3.3.1.	Procedimento experimental Binário, Potência e Pressão estática.....	55
3.3.2.	Procedimento experimental para Consumo específico.....	56
Capítulo 4 –	Resultados	59
4.1.	Desempenho do Motor Naturalmente Aspirado	59
4.1.1.	Binário.....	59
4.1.2.	Potência.....	60
4.1.3.	Consumo específico.....	61
4.2.	Desempenho do Motor Sobrealimentado	62
4.2.1.	Binário.....	63
4.2.2.	Potência.....	64
4.2.3.	Consumo Específico	65
4.2.4.	Pressão Manométrica.....	66
Capítulo 5 –	Conclusões e Trabalhos futuros	67
Bibliografia.....		69
Apêndices		73
Apêndice A –	Caraterísticas Motor Honda GX50	73
Apêndice B –	Propriedades ar 700m de altitude.....	74
Apêndice C –	Propriedades Filamentos	75
Apêndice D –	Carburadores.....	77
Apêndice E –	Análise das Hélices	78
Apêndice F –	Impressora 3D	79
Apêndice G –	Sistema de polias.....	80
Apêndice H –	Massa Utilizada na Calibração da Célula.....	83
Apêndice I –	Sistema de Combustível	84
Apêndice J –	Célula de Carga	88
Apêndice K –	Sensor de Hall	89
Apêndice L –	Sensor de Pressão	90
Apêndice M –	Sistemas de Medição	91
Apêndice N –	Estrutura Do banco de ensaios	93
Apêndice O –	Código para Determinação do Fator de Calibração da Célula de Carga [23].....	94
Apêndice P –	Código para Leitura dos Valores de Todos os Sensores [23]	96
Apêndice Q –	Compressor Centrífugo com Suporte.....	98

Lista de Figuras

Figura 1 – Ciclo de operação motor a dois tempos [4]	4
Figura 2 – Ciclo de operação motor a quatro tempos [4].....	5
Figura 3 – Esquema dos tipos de compressores [6].....	7
Figura 4 – Faixa de operação de diferentes tipos de compressores [6]	8
Figura 5 –Variações do compressor de pistão recíproco [6]	9
Figura 6 – Compressor centrífugo e axial [7]	10
Figura 7 – Compressor axial de múltiplos estágios [8]	11
Figura 8 – Compressor centrífugo de um estágio [8].....	12
Figura 9 – Compressor centrífugo com múltiplos estágios e permutador [8]	13
Figura 10 – Rotor semiaberto e fechado [6].....	14
Figura 11 – Rotor com configuração 2D à esquerda e 3D à direita [10].....	15
Figura 12 –Curvatura das pás [6]	16
Figura 13 – Rotor com pás do tipo splitter [5]	17
Figura 14 – Representação do escoamento nas splitter blade e no indutor tandem [5]	18
Figura 15 – Diferentes tipos de difusor [6].....	18
Figura 16 – Voluta simétrica e assimétrica [6].....	19
Figura 17 – Representação do ângulo de azimute ao longo de uma voluta simétrica [6]	20
Figura 18 – Triângulos de velocidade na entrada do rotor [10]	22
Figura 19 – Triângulos de velocidade na saída do rotor [10]	22
Figura 20 – Características operacionais do compressor [5].....	23
Figura 21 – Motor Honda GX50 [13].....	27

Figura 22 – Representação esquemática das condições experimentais para fins de cálculo.....	28
Figura 23 – Rotor modelado no SolidWorks	32
Figura 24 – Esquema das dimensões da voluta [2]	33
Figura 25 – Distribuição $A\theta Rm$ de diferentes volutas da serie TA [2]	34
Figura 26 – Estrutura envolvente do rotor	35
Figura 27 – Estrutura do compressor	36
Figura 28 – Parte superior da estrutura à esquerda e parte inferior à direita	36
Figura 29 – Rotor.....	37
Figura 30 – Estrutura externa inferior vista de baixo	38
Figura 31 – Estrutura externa inferior vista de cima	38
Figura 32 – Estrutura externa superior vista de baixo	38
Figura 33 – Estrutura externa superior vista de cima	38
Figura 34 – Localização dos parafusos da estrutura	40
Figura 35 – Vista lateral e de cima do gigler.....	42
Figura 36 – Posição do gigler no carburador GXH50	42
Figura 37 – Suporte do compressor.....	43
Figura 38 – Hélice 20×10	45
Figura 39 – Perfil da correia T5 [16].....	45
Figura 40 – Representação da correia [17].....	46
Figura 41 – Corte transversal polias com e sem guarda [16]	46
Figura 42 – Motor de arranque.....	47
Figura 43 – Motor de arranque pressionado contra a estrutura cónica.....	48

Figura 44 – Representação da distância e forças aplicadas no banco de ensaios.....	49
Figura 45 –Esquema de ligações realizadas entre a célula, amplificador hx711 e o Arduino UNO [18]	50
Figura 46 – Esquema de ligações do sensor de pressão.....	53
Figura 47 – Anilha colocada entre o rotor e a estrutura.....	54
Figura 48 – Variação do Binário em Função da Velocidade do Motor Naturalmente Aspirado.....	59
Figura 49 – Variação da Potência em Função da Velocidade do Motor Naturalmente Aspirado.....	61
Figura 50 – Variação do Consumo Específico em Função da Velocidade do Motor Naturalmente Aspirado	62
Figura 51 – Variação do Binário em Função da Velocidade do Motor Sobrealimentado	63
Figura 52 – Variação da Potência em Função da Velocidade do Motor Sobrealimentado	64
Figura 53 – Variação do Consumo Específico em Função da Velocidade do Motor Sobrealimentado.....	65
Figura 54 – Variação da Pressão Manométrica em Função da Velocidade do Motor Sobrealimentado.....	66
Figura 55 – Curvas de desempenho do motor Honda GX50 [14]	73
Figura 56 – Carburador Original GX50	77
Figura 57 – Carburador GXH50	77
Figura 58 – Análise Hélice 19 × 9 no PropSelector.....	78
Figura 59 – Análise Hélice 20 × 10 no PropSelector.....	78
Figura 60 – Análise Hélice 20 × 6 no PropSelector	78
Figura 61 – Impressora Prusa MK3+	79

Figura 62 – Correia dentada	80
Figura 63 – Polia dentada enroscada no eixo do motor, vista lateral.....	81
Figura 64 – Polia dentada enroscada no eixo do motor, vista superior	82
Figura 65 – Massa utilizada na Calibração da Célula de Carga	83
Figura 66 – Caudalímetro FCH-m-PVDF-HD.....	84
Figura 67 – Pipeta volumétrica usada na determinação do combustível gasto.....	85
Figura 68 – Sistema de fornecimento de combustível	86
Figura 69 – Medição da massa do esguicho com combustível	87
Figura 70 – Localização da célula de carga.....	88
Figura 71 – Localização do Sensor de hall	89
Figura 72 – Sensor de pressão MPX4250DP	90
Figura 73 – Diagrama das ligações entre sensores e Arduino	91
Figura 74 – Ligações realizadas entre sensores e Arduino	92
Figura 75 – Banco de ensaios.....	93
Figura 76 – Encaixe dos diversos suportes no compressor	98

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Características do Rotor	31
Tabela 2 – Dimensões Voluta	34
Tabela 3 – Informações das peças impressas.....	37
Tabela 4 – Especificações do motor Honda GX50 [13].....	73
Tabela 5 - Propriedades ar a 700m de altitude	74
Tabela 6 – Propriedades Mecânicas Filamento Prusament PC Blend [19].....	75
Tabela 7 – Propriedades Mecânicas Filamento Prusament PETG [20].....	75
Tabela 8 – Propriedades Mecânicas Filamento Prusament ASA [21].....	75
Tabela 9 – Propriedades Mecânicas Filamento Prusament Prusament PLA [22].....	76

Nomenclatura

\dot{m}_a	Caudal mássico do motor naturalmente aspirado [kg/s]
\dot{m}_s	Caudal mássico do motor sobrealimentado [kg/s]
\dot{m}	Caudal mássico [kg/s]
V_t	Velocidade tangencial [m/s]
η_i	Eficiência isentrópica
η_v	Eficiência volumétrica
\dot{V}	Caudal volúmico [m ³ /s]
V_f	Volume final [m ³]
V_i	Volume inicial [m ³]
W_f	Massa Final [kg]
W_i	Massa Inicial [kg]
c_u	Velocidade tangencial do escoamento [m/s]
d_2	Diâmetro de saída do rotor [mm]
\dot{f}	Caudal de combustível [g/s]
A	Área [m ²]
b_2	Altura do difusor [mm]
C	Velocidade periférica do rotor [m/s]
d_1	Diâmetro de entrada do rotor [mm]
F	Força [N]
L	Altura do rotor [mm]
N	Rotações por Minuto
p	Pressão [Pa]
P	Potência [W]
R	Constante dos gases [J/kg.K]
SFC	Consumo Específico de Combustível [g/kWh]
t	Espessura da pá [mm]
T	Temperatura [K]
T'	Temperatura isentrópica [K]
V	Velocidade [m/s]
V_d	Volume deslocado [cm ³]
β	Ângulo relativo à tangente [°]
θ	Ângulo de azimute [°]
ρ	Massa específica [kg/m ³]

φ	Coefficiente do escoamento
W	Velocidade relativa [m/s]
c	Velocidade absoluta [m/s]
r	Raio [mm]
u	Velocidade periferia rotor [m/s]
ω	Velocidade rotor [rpm]

Lista de Acrónimos

2D	Duas dimensões
3D	Três dimensões
ABS	Acrilonitrila Butadieno Estireno
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNC	Controlo numérico computadorizado
IGN	Inlet Guide Vanes
PETG	Polietileno Tereftalato Glicol
PLA	Poliácido Láctico
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
TIG	Tungsten Inert Gas

Capítulo 1 – Introdução

1.1. Motivação

A compressão de fluidos é amplamente utilizada nas mais diversas indústrias, sendo imperativa para os setores químico, energético e de logística. A compressão dos fluidos resulta no aumento da pressão e é realizada através de compressores, os quais possuem uma vasta gama de aplicações, incluindo sistemas de refrigeração ou aquecimento, sistemas hidráulicos, transporte de combustíveis, processamento químico e petroquímico, produção de alimentos e bebidas, fabricação de plásticos, entre muitos outros setores.

Uma aplicação de extrema importância da compressão de fluidos é na sobrealimentação de motores de combustão interna. O aumento da pressão de admissão neste tipo de motores permite um aumento na potência e binário sem a necessidade de aumentar drasticamente a massa e o espaço necessário para a colocação do motor. A sobrealimentação na entrada de ar do motor possibilita a utilização do motor em altitudes mais elevadas, onde a massa específica do ar atmosférico não permitiria o funcionamento adequado de um modelo semelhante sem a devida sobrealimentação.

Por estas razões, o presente estudo tem como propósito a sobrealimentação de um motor de combustão interna de pistão de baixa cilindrada, recorrendo a um compressor centrífugo dimensionado para ser acionado pelo veio da cambota. Este projeto visa avaliar se a sobrealimentação de um motor de pequena capacidade apresenta-se como uma solução viável para suprir a necessidade de maior desempenho, mantendo um baixo custo de construção.

1.2. Objetivos

Os objetivos da realização deste trabalho no campo da propulsão de aeronaves são os seguintes:

- Realizar uma revisão aprofundada sobre os conceitos e teorias relacionados à sobrealimentação de motores, com o objetivo de aumentar o conhecimento nessa área.
- Projetar e construir um compressor centrífugo capaz de fornecer ar comprimido para a sobrealimentação de um motor Honda GX50, dimensionando-o para operar numa faixa específica de funcionamento.
- Determinar as características reais do compressor, por meio de medições experimentais, a fim de avaliar o seu desempenho e identificar possíveis ajustes ou melhorias.
- Testar o desempenho do motor Honda GX50 em condições normais de operação, para estabelecer uma base de comparação.
- Testar o desempenho do motor Honda GX50 com o compressor centrífugo acoplado, avaliando os benefícios da sobrealimentação e as mudanças no desempenho.
- Analisar os resultados obtidos a partir da comparação dos testes com o motor naturalmente aspirado e com o motor sobrealimentado, com o objetivo de avaliar os benefícios e limitações da sobrealimentação.
- Realizar uma análise crítica sobre a sobrealimentação do motor em questão, considerando os resultados obtidos, as limitações e as possibilidades de melhorias para futuros estudos.

1.3. Revisão Bibliográfica

1.3.1. Propulsão de Aeronaves

Todas as aeronaves, quer sejam tripuladas ou não, requerem um mecanismo para gerar a força necessária para propulsioná-las. Existem vários tipos de propulsão que podem ser usados em aeronaves, dependendo do tipo de avião e das necessidades de voo.

O tipo mais comum em propulsão de aeronaves é o motor a reação, que utiliza a expulsão de um fluido a uma velocidade elevada para impulsionar a aeronave. Os motores turbofan e turbohélice são usados em aeronaves comerciais, militares e particulares, tendo como principais vantagens a elevada eficiência e capacidade de funcionamento em altitudes elevadas [1].

O motor a foguete, é usado em aeronaves experimentais e militares de alta velocidade. Este motor produz tração através da combustão da mistura de um oxidante e comburente em estado líquido, armazenados em tanques separados, ou através da combustão de uma mistura de oxidante e comburente no estado sólido.

Outro tipo de propulsão que é comum em aeronaves menores e mais leves é o motor a pistão, que usa a combustão interna para gerar energia. Estes motores são menos eficientes do que os motores a jato, mas são mais económicos e têm custos de manutenção mais baixos. No entanto, têm uma desvantagem significativa relacionada com a altitude máxima de funcionamento, dado que à medida que a altitude aumenta a densidade do ar diminuí, o que reduz a eficiência volumétrica, tornando-se essencial aumentar a pressão do ar admitido. Este aumento é conseguido através da utilização de dispositivos de sobrealimentação, como sobrealimentadores ou turbocompressores, na entrada do motor de combustão interna, para garantir o seu funcionamento adequado. Estes dispositivos de sobrealimentação possibilitam o aumento da pressão na admissão do motor, incrementando a quantidade de ar admitido. Isto viabiliza a utilização de motores de menor dimensão, contribuindo para a redução do consumo de combustível e das emissões poluentes em ambientes de elevada altitude. Adicionalmente, este processo propicia a otimização da curva de binário do motor [2].

A propulsão elétrica ou a combinação híbrida, como os turboelétricos, é uma alternativa comum em aeronaves menores e mais leves, como aviões particulares e aeronaves não tripuladas de pequenas dimensões. Estes motores usam baterias elétricas para o fornecimento de energia e são mais eficientes e menos poluentes do que outros tipos de motores. A principal limitação deste tipo de propulsão é capacidade energética das baterias atuais [3].

1.3.2. Motor a Combustão Interna

O motor de combustão interna transforma a energia química presente num combustível em energia mecânica, através de uma reação exotérmica. Este tipo de motor utiliza a combustão de uma mistura de ar e combustível dentro de um cilindro para movimentar um pistão, desde o PMS até o PMI, transferindo a energia para o conjunto biela e cambota, onde ocorre a conversão do movimento linear do pistão em movimento rotacional [4].

Existem dois tipos principais de motores de combustão interna, o motor por ignição através de faísca, utilizando normalmente um combustível com elevado índice de octano, por exemplo, a gasolina, e o motor por ignição através da compressão, utilizando frequente um combustível com elevado índice cetano, por exemplo o diesel [4].

Nos motores por ignição por faísca, existem duas classificações, os motores com base no ciclo de Otto, por meio de um ciclo de quatro tempos e outros com base num ciclo dois tempos, ver figura 1. Os motores por ignição a dois tempos possuem a fase de compressão e expansão. Neste motor a cambota realiza uma rotação a cada curso de potência [4].

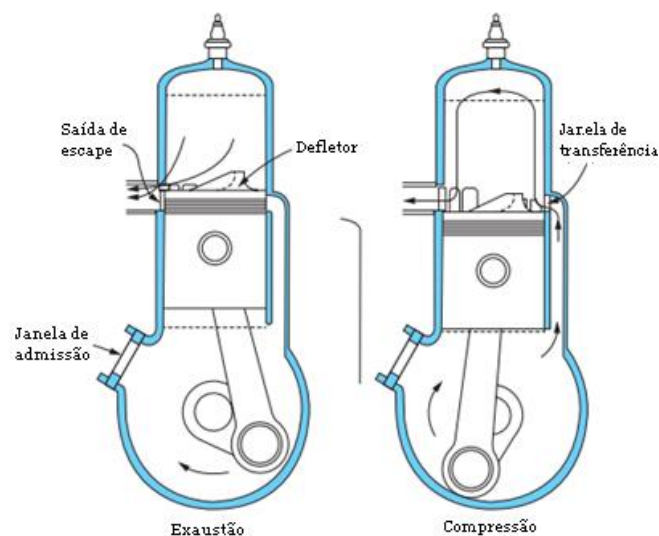


Figura 1 – Ciclo de operação motor a dois tempos [4]

O curso de compressão começa com a movimentação, do pistão do PMI para o PMS, com o fecho da janela de transferência e da janela de escape. A mistura é comprimida à medida que o pistão se move para cima no cilindro, e ao mesmo tempo, a nova mistura entra no cárter do motor, através da janela de admissão. A ignição da mistura ocorre quando o pistão chega ao PMS, através de uma faísca produzida pela vela [4].

O curso de expansão ou potência, ocorre com o movimento do pistão, desde o PMS até ao PMI, provocando a abertura da janela de escape, seguida da abertura da janela de transferência. Os gases provenientes da combustão são expelidos pela janela de escape enquanto a mistura de combustível previamente comprimida no cárter, entra no cilindro. Como este processo de exaustão e admissão ocorre parcialmente no mesmo instante de tempo, uma parte dos gases da combustão permanece no cilindro, e uma pequena quantidade da mistura é expelida pela porta de escape [4].

Outro tipo de motor de ignição é o motor que se baseia no ciclo de Otto, caracterizado por um ciclo composto por quatro fases distintas: a fase de admissão, compressão, expansão e exaustão, conforme ilustrado na figura 2. Neste motor, a cambota realiza duas rotações completas a cada ciclo de potência [4].

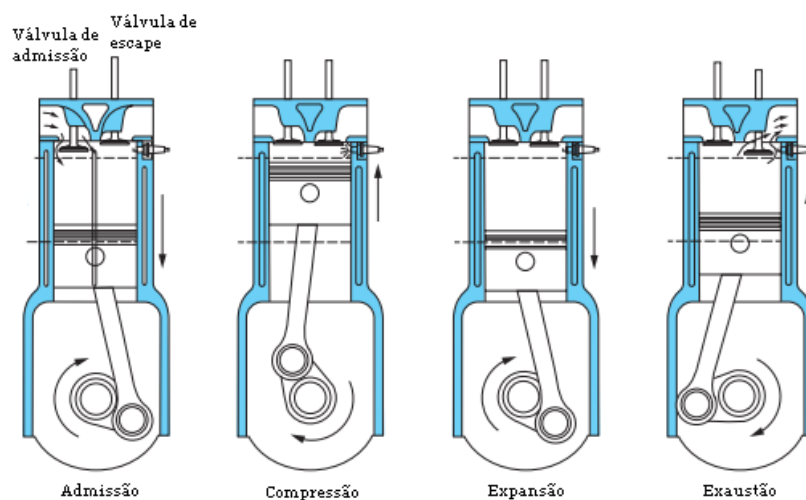


Figura 2 – Ciclo de operação motor a quatro tempos [4]

Na primeira fase, no curso de admissão, a válvula de escape encontra-se fechada e o pistão encontra-se na posição mais alta, o PMS. Quando a válvula de admissão abre, a mistura de ar e combustível é aspirada para dentro do cilindro, enquanto o pistão desce até o PMI. Assim que o pistão atinge o PMI, a válvula de admissão é fechada [4].

Na segunda fase, no curso de compressão, o pistão move-se do PMI até ao PMS. Nesta fase a mistura é comprimida através da redução do volume interno, em seguida ocorre a ignição desta mistura através da produção de uma faísca pela vela, iniciando a combustão da mistura. A combustão gera um aumento de pressão e temperatura dentro do cilindro [4].

Na terceira fase, no curso de expansão, o pistão desloca-se do PMS até ao PMI, através da pressão gerada pela combustão dentro do cilindro, empurrando o pistão para baixo. Durante este curso do pistão verifica-se a transformação da energia química do combustível em energia mecânica, terminando no PMI. Os gases com alta temperatura e elevada pressão empurram o pistão para baixo e forçam a cambota a girar. Durante o ciclo de potência, é realizado, aproximadamente cinco vezes mais trabalho no pistão do que aquele que o pistão teve de realizar durante a fase de compressão. À medida que o pistão se aproxima do PMI, a válvula de escape abre para iniciar o processo de escape e reduzir a pressão do cilindro para perto da pressão do sistema de escape [4].

Na última fase, o curso de escape, o pistão move-se do PMI para o PMS, onde os gases queimados restantes saem do cilindro: primeiro, porque a pressão do cilindro é significativamente maior do que a pressão do escape; depois, pelo movimento do pistão à medida que ele se move em direção ao PMS, ao atingir o PMS, a válvula de escape fecha-se [4].

Este ciclo começa novamente, e é repetido de forma a proporcionar o movimento rotacional, à velocidade necessária para a utilização do motor.

O motor de ignição por compressão, realiza a ignição do combustível, através injeção do combustível no ar previamente aquecido acima da temperatura de autoignição, através da prévia compressão do ar, dentro do cilindro. As restantes fases são similares às de um motor de ignição por faísca. Existe um grande interesse neste tipo de motor devido ao baixo SFC e à grande variedade de combustíveis disponíveis que podem ser utilizados [4].

1.3.3. Compressores

Compressores são dispositivos mecânicos usados para aumentar a pressão de um determinado fluido. Este aumento de pressão é efetuado através da transferência de energia para o fluido, sendo que esta transferência pode ocorrer através do aumento da energia cinética ou da redução do volume ocupado pelo fluido.

Estes dispositivos têm aplicações diversas, abrangendo as mais diversas indústrias, como a indústria química, petroquímicas, entre outras. Os mesmos permitem a transferência de energia para alimentar sistemas de ar comprimido utilizados na ativação de ferramentas pneumáticas, máquinas e equipamentos, nas linhas de produção. Na área da saúde, desempenham um papel de extrema relevância, sendo empregados em hospitais e clínicas, para fornecer ar comprimido limpo a respiradores e outros equipamentos médicos [5].

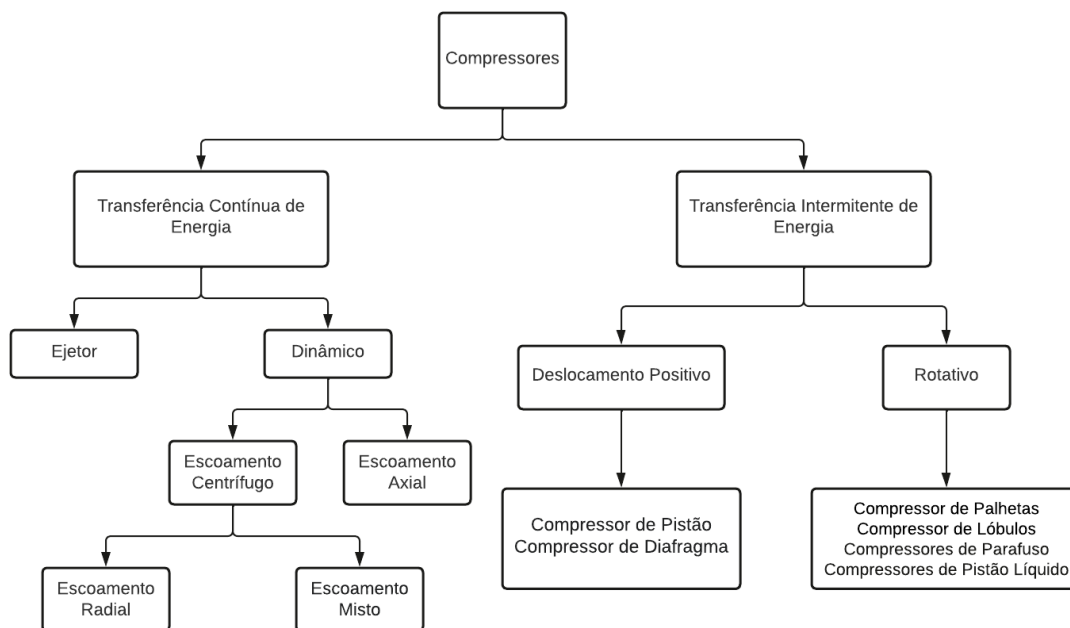


Figura 3 – Esquema dos tipos de compressores [6]

Existem vários tipos de compressores, ver figura 3, mas podemos dividir em dois tipos principais: compressores que produzem um escoamento contínuo de fluido a uma pressão superior à inicial e os compressores que produzem um aumento de pressão, mas com um escoamento intermitente.

A diferença principal entre os dois reside na forma como a energia é transferida entre o eixo do compressor e o fluido. Num compressor de escoamento contínuo, a energia é transferida de forma contínua entre o eixo do compressor e o fluido. Compressores de escoamento contínuo são classificados ainda como compressores dinâmicos e ejetores. Nos compressores de escoamento intermitente, a energia é transferida para o fluido durante parte do ciclo, entre o eixo do compressor e o fluido de trabalho [6].

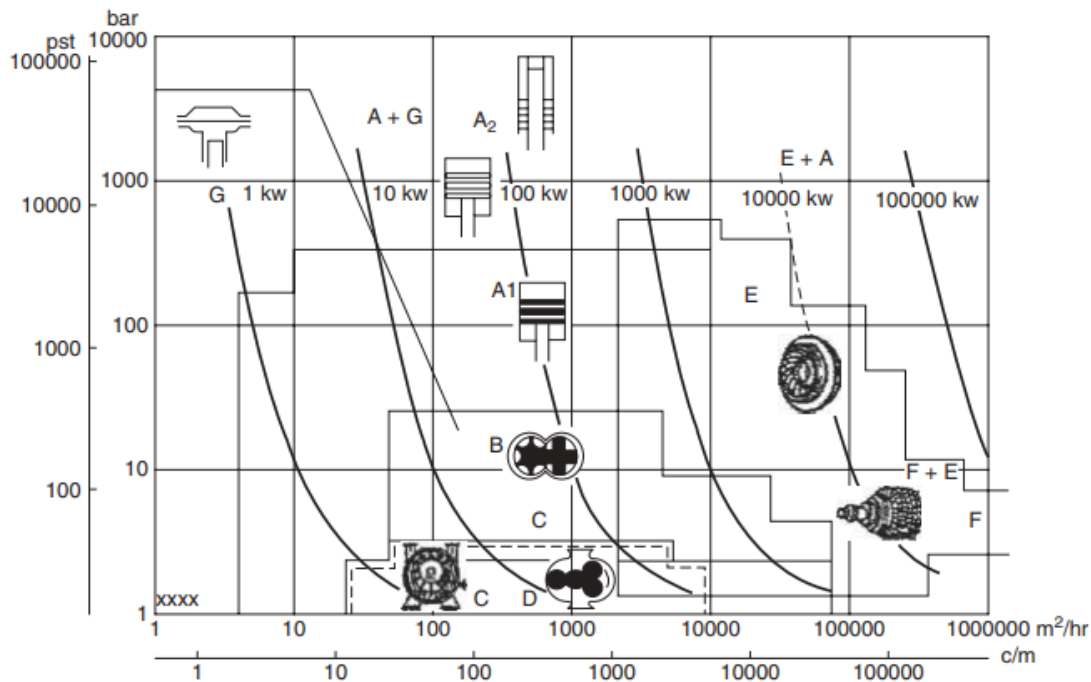


Figura 4 – Faixa de operação de diferentes tipos de compressores [6]

Na figura 4, estão representados diferentes tipos de compressores comumente usados nas mais diversas indústrias, dividindo-os pela faixa de operação em pressão máxima de funcionamento e caudal volumétrico produzido. Os compressores representados pelas letras de A a G são os seguintes:

- A1 – Compressor de pistão recíproco com cilindros lubrificados e não lubrificados.
- A2 – Compressor de pistão recíproco para pressões elevadas com cilindros lubrificados.
- B – Compressor helicoidais ou de lóbulos em espiral com ou sem lubrificação.
- C – Compressor de anel líquido (comumente usados em bombas de vácuo).
- D – Compressor de lóbulos retos rotativos sem lubrificação (comumente usados em bombas de vácuo).
- E – Compressor Centrífugo.
- F – Compressor Axial.
- G – Compressor de Diafragma.
- A + G – Compressor de pistão recíproco sem lubrificação seguido por um compressor de diafragma.

- E + A – Compressor centrífugo seguido por um compressor de pistão recíproco sem lubrificação.
- F + E – Compressor axial seguido por um compressor centrífugo.

1.3.4. Compressor de Deslocamento Positivo

O compressor de deslocamento positivo é um compressor que provoca o aumento da pressão do fluido, através da alteração do volume da câmara de compressão. O fluido entra para a câmara de compressão, onde ocorre a compressão do fluido através da redução do volume da câmara.

Existem diferentes tipos de compressores volumétricos, incluindo o compressor de pistão, o compressor de lóbulos, o compressor de parafuso e o compressor de palhetas. Cada um desses tipos de compressores possui suas próprias características e aplicações específicas.

Os compressores de pistão recíproco, ver figura 5, são comumente usados em aplicações de alta pressão e baixo caudal volumétrico, enquanto os compressores de parafuso são mais adequados para aplicações com elevado caudal volumétrico e baixa pressão.

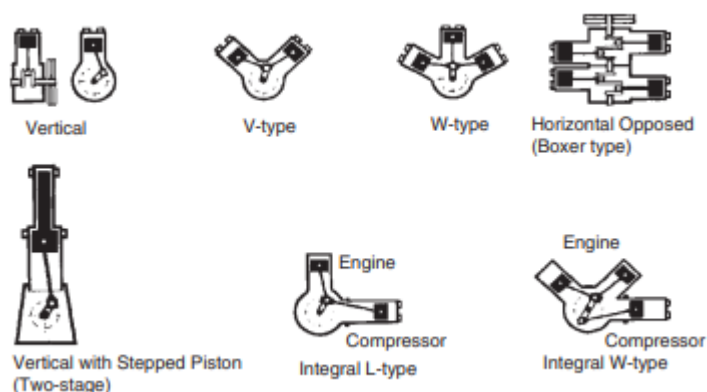


Figura 5 –Variações do compressor de pistão recíproco [6]

Os compressores recíprocos apresentam-se com diversas variações na sua configuração, dependendo das características necessárias para a sua aplicação. Estes compressores possuem diversas peças móveis que necessitam de uma maior manutenção, devido ao desgaste imposto durante o seu funcionamento, como as válvulas de entrada e saída, anéis de vedação, pistões lubrificados e não lubrificados [6].

1.3.5. Compressor Dinâmico

Os compressores dinâmicos são dispositivos mecânicos com a função de fornecer um escoamento contínuo de fluido a uma pressão superior à pressão de admissão. A transferência de energia mecânica para o fluido é realizada através do movimento rotacional de turbinas ou rotores que provocam a aceleração do fluido, com a consequente desaceleração e conversão da energia potencial cinética num aumento de pressão do fluido.

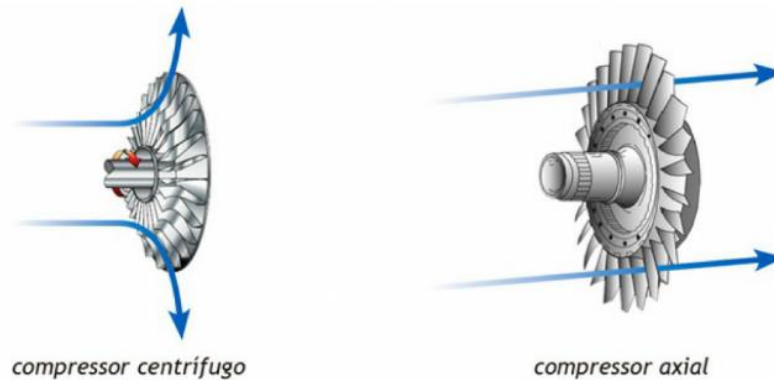


Figura 6 – Compressor centrífugo e axial [7]

Os compressores dinâmicos podem ser classificados entre compressores centrífugos, compressores de escoamento axial e compressores de escoamento misto. Nos compressores centrífugos, o escoamento resultante é radial, enquanto nos compressores axiais, o escoamento é axial, conforme ilustrado na figura 6. Por sua vez, em compressores de escoamento misto, são combinadas as características tanto dos compressores centrífugos quanto dos axiais.

Os compressores centrífugos ou radiais usam um rotor giratório com pás inclinadas, que giram em alta velocidade forçando o fluido para fora do centro do rotor, aumentando assim a velocidade do fluido e consequentemente a pressão do fluido.

Os compressores axiais são equipados com um rotor que possui pás inclinadas, as quais giram em torno do eixo do compressor. Este movimento resulta no aumento da velocidade do fluido na direção axial. Posteriormente, ocorre a desaceleração do fluido, o que resulta em um aumento na pressão.

Os compressores radiais e axiais podem possuir múltiplos estágios, de forma, a aumentar a taxa de compressão em sucessivas fases, aumentando deste modo, a pressão do fluido para o valor necessário para a sua utilização.

Os compressores dinâmicos são utilizados nas mais variadas aplicações, incluindo sistemas de ar condicionado, compressores de ar, motores de aeronaves, sistemas de refrigeração, entre outros. Eles são adequados para aplicações que necessitam de um caudal elevado e baixa pressão e podem operar a altas velocidades, o que os torna eficientes para muitas aplicações industriais. A principal vantagem deste tipo de compressor é a ausência de válvulas ou membranas, como acontece nos compressores de deslocamento positivo.

1.3.6. Compressor Axial

O compressor axial é utilizado em diversas aplicações que necessitam de um caudal de fluido elevado, comumente utilizado em turbinas a gás, motores a jato e outras aplicações que requerem a compressão de grandes volumes de fluido com um escoamento contínuo [8].

Os compressores axiais são construídos com um ou vários estágios, consoante a razão de pressão necessária para a sua aplicação. O escoamento de fluido ocorre através do rotor com uma série de pás dispostas radialmente, cuja função é transferir a energia mecânica do veio para o fluido, aumentando a energia cinética deste. O fluido é direcionado para um estator ou difusor, onde é desacelerado, aumentando a pressão. Este processo é repetido em compressores com múltiplos estágios, onde o escoamento é sucessivamente acelerado e desacelerado, aumentando progressivamente a pressão. Os compressores com esta configuração produzem um escoamento de fluido pelo compressor paralelo ao veio do rotor [8].

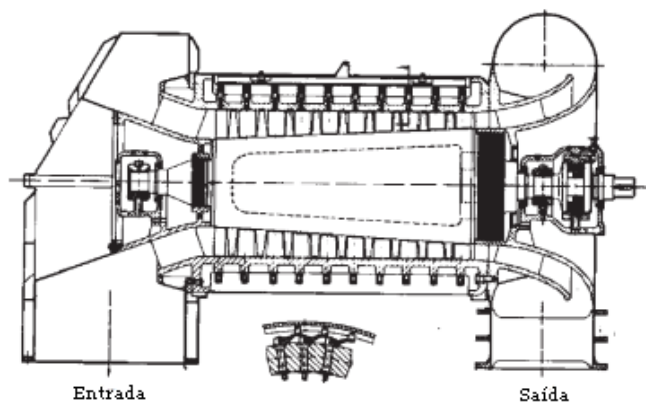


Figura 7 – Compressor axial de múltiplos estágios [8]

Os compressores com múltiplos estágios, figura 7, produzem razões de pressão maiores, provocando um aumento de temperatura no fluido na passagem por cada difusor. O aumento de temperatura indesejado provoca vários problemas, baixando a eficiência e podendo inclusive afetar a integridade estrutural do compressor, devido às limitações físicas dos materiais usados. Uma forma de mitigar o aumento da temperatura, é através, da utilização de permutadores de calor entre os estágios do compressor, reduzindo a temperatura do fluido [9].

1.3.7. Compressor Centrífugo

O primeiro compressor centrífugo foi inventado no século XIX, no ano 1899, por um professor francês, Auguste Rateau. O protótipo desenvolvido consistia em um compressor de um estágio, admitindo um caudal de ar atmosférico a $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$, atingindo uma pressão de descarga com o valor de 1,5 bar, com uma velocidade de funcionamento de 20000 rpm. Quatro anos mais tarde, em 1903, o primeiro compressor centrífugo teve uma utilização prática numa siderurgia, e em 1905, entrou em funcionamento o primeiro compressor de cinco estágios de um veio entregando $0,7 \text{ m}^3/\text{s}$ de ar, com uma razão de pressão de 1,45:1 [10].

Uma das primeiras utilizações viáveis destes compressores foi no desenvolvimento de sopradores de ar que utilizavam compressores centrífugos em conjunto com turbinas axiais, fornecendo ar para a combustão do carvão, nos fornos das indústrias siderúrgicas [11].

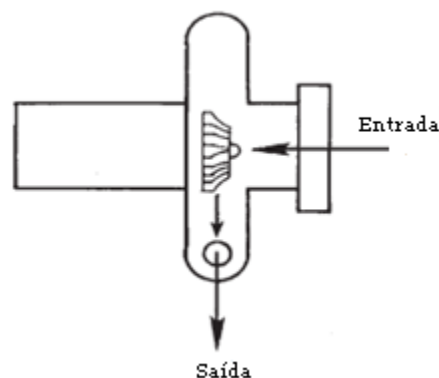


Figura 8 – Compressor centrífugo de um estágio [8]

Num compressor centrífugo de um estágio, o fluido a ser comprimido é admitido para o centro do rotor, que é posteriormente direcionado para a periferia por meio das suas pás radiais, que giram em alta velocidade. O fluido é então guiado, através do difusor, onde sua velocidade é reduzida, resultando num aumento de pressão no fluido [6].

Uma das principais vantagens em relação aos compressores de deslocamento positivo é a sua grande confiabilidade, devido à inexistência de peças com elevado nível de desgaste como os anéis do pistão, que estão em contacto com as paredes do cilindro [6].

Estes compressores são muito utilizados na indústria aeronáutica em motores de helicópteros e pequenas aeronaves. A sua utilização deve-se à grande tolerância às variações da velocidade de rotação, permitindo a utilização de maneira eficiente numa ampla faixa de operação [6].

1.3.7.1. Estágios e Intercooler

Os compressores centrífugos são aplicados em múltiplas aplicações nas indústrias de refinação de petróleo e processamento químico, necessitando de uma taxa de compressão elevada. Estas elevadas pressões não são possíveis de obter com apenas um rotor, sendo necessário aumentar a pressão gradativamente, através da adição de múltiplos estágios, ver figura 9. Cada estágio é constituído por um rotor e um difusor, que direciona o fluido para o próximo estágio [8].

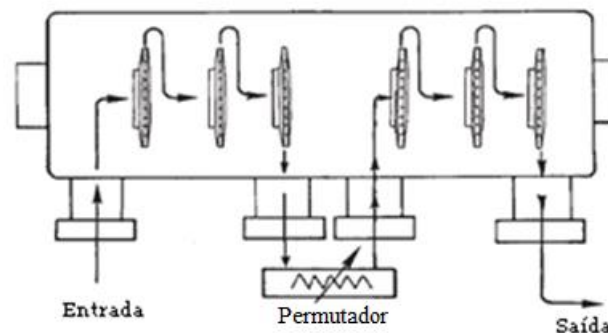


Figura 9 – Compressor centrífugo com múltiplos estágios e permutador [8]

Um compressor com múltiplos estágios tem um funcionamento muito semelhante ao de um estágio, havendo o direcionamento do fluido, através do rotor para o difusor, onde a velocidade do fluido é reduzida resultando num aumento de pressão. O fluido é então transferido para o próximo estágio, onde um novo conjunto de rotor e difusor proporcionam um aumento da pressão ao fluido. A adição de vários estágios permite dimensionar o compressor de forma a obter a pressão necessária para uma determinada aplicação [8].

Com o aumento da pressão é inevitável o aumento da temperatura do fluido, havendo a necessidade de usar permutadores para retirar parte da energia térmica do interior do compressor. Desta forma, é frequentemente redirecionando o fluido para o permutador, com a função de diminuir a temperatura do fluido. Como a relação de pressão de

compressão em cada estágio é geralmente baixa, na ordem de 2, há pouca necessidade da utilização de permutadores entre cada estágio. A sua instalação ocorre após a passagem por vários estágios como ocorre com o exemplo da figura 9, em que se verifica a utilização de um permutador após os primeiros três estágios [8].

Nos compressores centrífugos, a velocidade de rotação influencia a eficiência deste, obtendo uma maior eficiência para taxas de rotação elevadas, pelo que a maioria dos compressores comerciais operam em velocidades da ordem de 20000 a 30000 rpm. Esta velocidade de operação permite que um grande caudal volúmico de fluido seja comprimido até uma taxa de compressão de 20, com equipamentos de dimensões reduzidas, através da utilização vários estágios [8].

1.3.7.2. Rotor

O rotor é o componente responsável pela transmissão da energia mecânica para o fluido. Este componente gera a força centrífuga necessária para comprimir o fluido, através do movimento rotacional. O rotor é composto por uma série de lâminas ou pás curvadas, num ângulo específico. Conforme o rotor gira em alta velocidade, as lâminas puxam o fluido para o centro do rotor e, em seguida, aceleram em direção à borda externa [6].

A forma das lâminas do rotor é determinada de forma a aumentar a pressão e a velocidade do fluido, à medida que ele se move para fora do rotor. O fluido é então direcionado pela saída do compressor e enviado para o sistema que o utiliza. O design do rotor é fundamental para o desempenho do compressor, incluindo a sua eficiência e faixa de operação [6].



Figura 10 – Rotor semiaberto e fechado [6]

O rotor do compressor centrífugo pode ter várias configurações, sendo elas: aberto, semiaberto ou fechado, ver figura 10. Os rotores abertos não possuem nenhuma superfície delimitadora, apenas as pás conectadas ao veio, já os rotores semiabertos e fechados, possuem superfícies delimitadoras. Os rotores fechados são utilizados devido à sua maior eficiência, enquanto os semiabertos e abertos estão associados a caudais elevados de fluido [6].

O rotor pode ser classificado quanto à sua construção como: bidimensional, 2D, ou tridimensional, 3D, ver figura 11. A diferença quanto ao tipo de construção influencia drasticamente o processo de fabricação e, conseqüentemente, o custo. Os rotores bidimensionais são simples de fabricar, mas apresentam uma limitação tanto no seu desempenho quanto na sua faixa de operação. Por sua vez, os rotores tridimensionais, apresentam um melhor desempenho e uma faixa de operação mais ampla, do que os rotores bidimensionais [6].

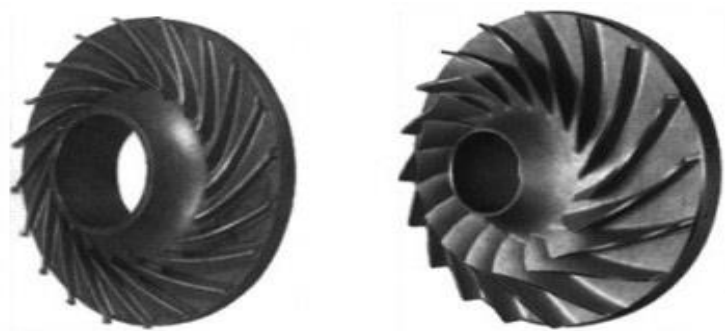


Figura 11 – Rotor com configuração 2D à esquerda e 3D à direita [10]

Na figura 11 é representado à esquerda, um rotor com a configuração bidimensional, o qual possui uma fabricação fácil, através de uma fresadora CNC de 3 eixos, enquanto à direita, encontra-se representado um rotor com a configuração tridimensional, que necessita para a sua construção uma fresadora CNC de pelo menos 4 eixos ou 5 eixos, dependendo da sua complexidade. Apesar das dificuldades de construção, umas das principais vantagens é a diferença do valor do coeficiente de escoamento máximo φ_{max} , com o valor de $\varphi_{max} = 0,15$ para os rotores tridimensionais, em comparação com os rotores bidimensionais, com o valor de $\varphi_{max} = 0,06$ [10].

As pás do rotor podem ter diversas configurações na sua curvatura: radiais, inclinadas para trás ou inclinadas para a frente. As pás radiais apresentam um ângulo relativo à tangente $\beta_2 = 90^\circ$, as pás inclinadas para trás apresentam um ângulo relativo à tangente $\beta_2 < 90^\circ$ e as pás inclinadas para frente apresentam um ângulo relativo à tangente $\beta_2 > 90^\circ$. As três configurações possuem diferentes diagramas de velocidade, que são mostrados na figura 12 [6].

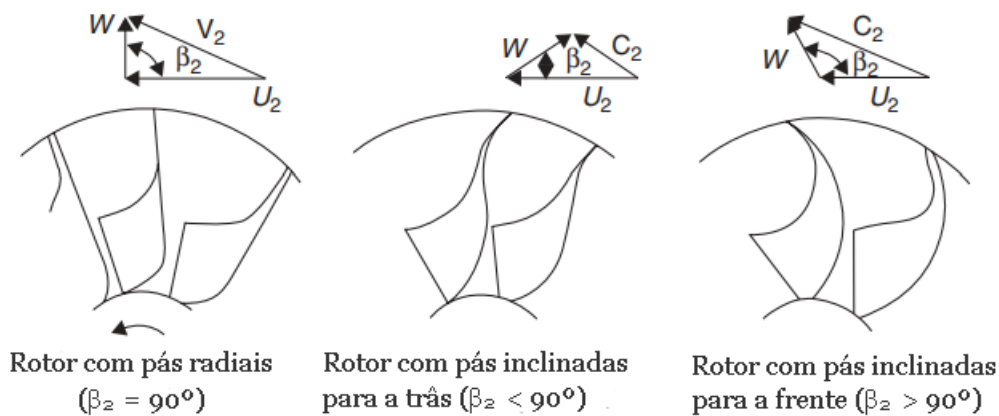


Figura 12 –Curvatura das pás [6]

Estas configurações apresentam diversas vantagens e desvantagens. Os rotores com pás radiais fornecem um bom compromisso entre a transferência de energia e a velocidade absoluta, possuindo uma construção mais simples e uma menor carga imposta sobre a estrutura, durante operação [6].

Um rotor com pás inclinadas para a frente possui uma elevada transferência de energia cinética, que se traduz num elevado número de mach na entrada do difusor, resultando numa baixa margem de surge. Esta configuração provoca um elevada carga na estrutura durante o seu funcionamento e aumenta drasticamente a dificuldade na fase de construção [6].

As pás com curvatura para trás apresentam um escoamento com baixa energia cinética e um baixo número de Mach na entrada do difusor, com uma elevada margem de surge. Esta configuração, à semelhança do rotor com pás inclinadas para frente, provoca um elevada carga na estrutura durante o seu funcionamento e aumenta drasticamente a dificuldade na fase de construção [6].

1.3.7.3. Indutor

A função do indutor é aumentar a velocidade de entrada do fluido, provocando o aumento do momento angular do fluido sem aumentar o seu raio de rotação. Este direciona o escoamento da direção de entrada axial para a direção radial. Devido à velocidade do indutor, existe uma probabilidade significativa de ocorrerem choques no escoamento [6].

O indutor normalmente é parte integrante do rotor, mas pode ser construído separadamente do rotor principalmente, quando o rotor possui pás do tipo splitter, ver figura 13 [6].

A função do indutor é aumentar o momento angular do fluido sem aumentar o seu raio de rotação. Na secção do indutor, as pás dobram-se na direção da rotação, existindo três perfis de superfície de pá para indutores na direção axial. São elas: a circular, parabólica e elíptica. As linhas de curvatura circular são usadas em compressores com baixas razões de pressão, enquanto a linha de curvatura elíptica produz um bom desempenho em razões de pressão elevadas, onde o escoamento tem números de Mach transónicos [5].

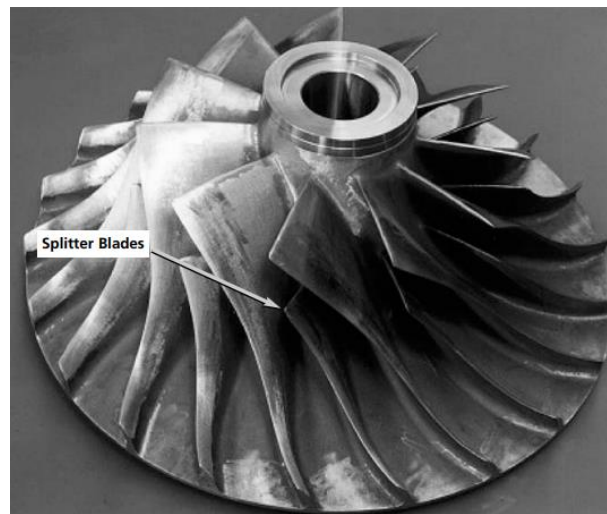


Figura 13 – Rotor com pás do tipo splitter [5]

Muitos compressores utilizam pás separadoras, em inglês “splitter blades”, ver figura 13, reduzindo a possibilidade de separação do escoamento, devido ao uso do indutor. O escoamento numa secção do indutor deste tipo, pode provocar a separação do escoamento, como é mostrado na figura 14. Noutros designs é possível prevenir a separação do escoamento, através da utilização de um indutor tandem, no qual as pás encontram-se ligeiramente desviadas em relação às pás do rotor, ver figura 14, permitindo o aumento da energia cinética na fronteira [5].

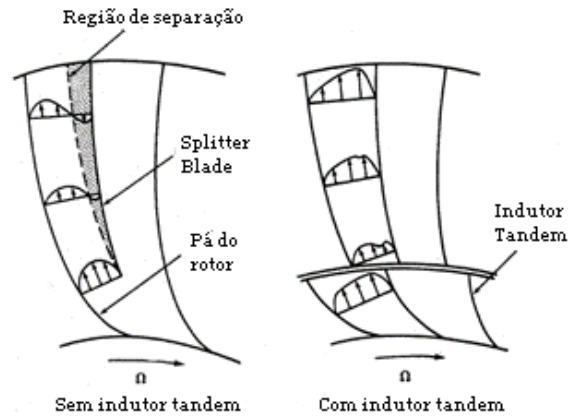


Figura 14 – Representação do escoamento nas splitter blade e no indutor tandem [5]

1.3.7.4. Difusor

O difusor é o componente responsável pela desaceleração do fluido direcionado pelo rotor do compressor, convertendo a energia cinética existente no fluido em energia potencial, sob a forma de pressão, a qual representa 35% a 40% da energia presente no fluido [10].

O difusor é um componente crucial para a eficiência do compressor, pelo que o design escolhido varia, de acordo com a aplicação do compressor. Está localizado geralmente na saída do fluido do rotor, e é integrado na estrutura do compressor sendo, portanto estacionário [6].

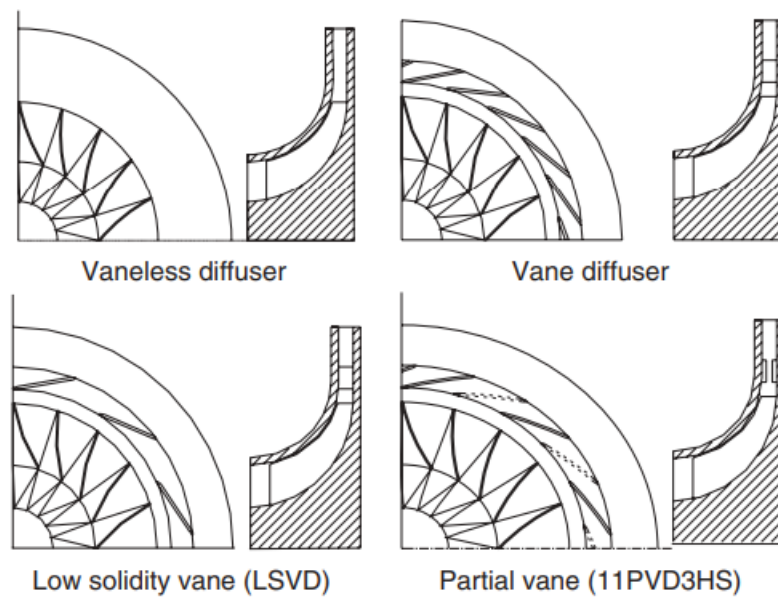


Figura 15 – Diferentes tipos de difusor [6]

Existem basicamente dois tipos de difusores: os difusores com pás (em inglês, *vane difuser*) e difusores sem pás (em inglês, *vaneless difuser*). Os difusores com pás, podem ser classificados, ainda como: difusores com pás convencionais, alta solidez (seguida de uma seção de estrangulamento), difusores com pás de baixa solidez (sem a seção de estrangulamento) e difusores com pás parciais (configuração de alta ou baixa solidez). Na figura 15, estão representados na primeira linha à esquerda, um difusor sem pás e à direita, um difusor com pás e na segunda linha, um difusor de baixa solidez e um difusor com pás parciais [6].

1.3.7.5. Coletor ou Voluta

O coletor possui a função de coletar e direcionar o fluido até ao próximo estágio ou ducto de descarga. O coletor pode ter uma estrutura simétrica ou assimétrica, ver figura 16, onde a seção transversal do coletor pode ter diversas geometrias, sendo elas: circular, quadrada, retangular ou trapezoidal. A sua construção é baseada pela conservação do momento angular do escoamento [6].

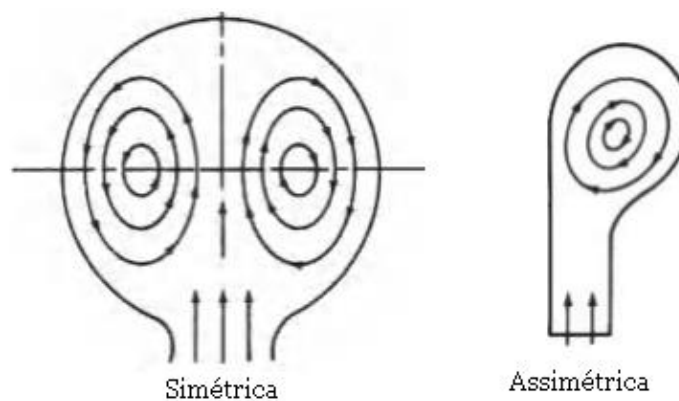


Figura 16 – Voluta simétrica e assimétrica [6]

Uma das características mais importantes da voluta é como a espiral se desenvolve radialmente com relação ao ângulo de azimute. A espiral da voluta pode ser classificada de diferentes formas, consoante o desenvolvimento do centro de gravidade do fluido. O tipo mais comum de volutas, é chamada de voluta “externa”, onde ocorre o aumento da distância do centro de gravidade ao centro do rotor, ao longo da espiral em direção à saída. A voluta “central” possui um centro de gravidade ao longo da voluta constante e na voluta “interna”, o centro de gravidade diminui com o aumento do ângulo de azimute (θ) da voluta, ver figura 17 [10].

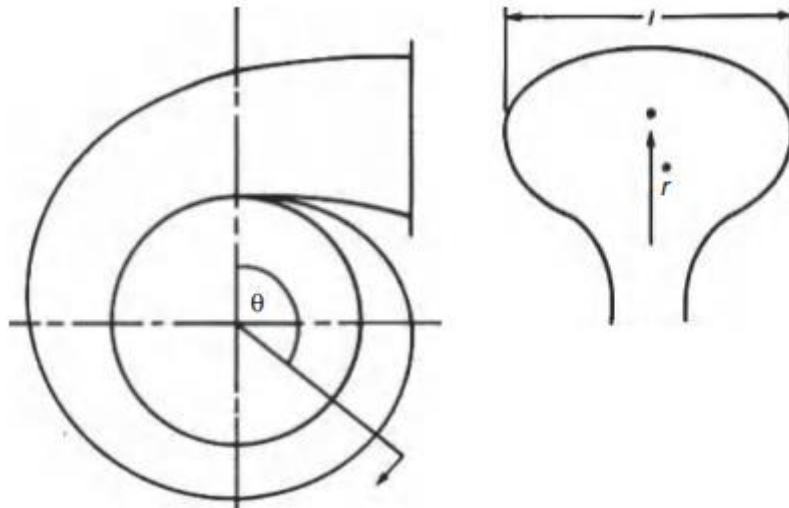


Figura 17 – Representação do ângulo de azimute ao longo de uma voluta simétrica [6]

O escoamento dentro da voluta ocorre segundo a lei da conservação do momento angular [2]. Pelo que, numa voluta externa é alcançado um aumento da pressão estática e uma redução da velocidade, com a desvantagem de um diâmetro externo maior. Numa voluta interna, ocorre um aumento da velocidade, com a conseqüente redução de pressão estática e da eficiência, mas com a vantagem de um diâmetro externo menor, resultando num design mais compacto. Na voluta central não ocorre variação da velocidade, devido à sua geometria [10].

$$c_u \cdot r = constante \quad (1.1)$$

Como existe a conservação da quantidade de movimento angular do escoamento, a equação (1.1), do produto da velocidade tangencial do escoamento, c_u , pelo raio, r , será constante ao longo de toda a voluta.

1.3.7.6. Coeficiente de escoamento

O coeficiente de escoamento, φ , é um parâmetro adimensional, que permite determinar o caudal volumétrico alcançado pelo rotor pela velocidade de funcionamento deste, sendo dado pela equação (1.2). Um baixo coeficiente de escoamento implica uma área de entrada e saída pequena, provocando um aumento significativo do atrito do escoamento nas paredes, levando a uma redução na eficiência do conjunto [10].

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} d_2^2 u^2} \quad (1.2)$$

Onde: \dot{V} representa o caudal volúmico em $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$, d_2 representa o diâmetro externo do rotor em metros e u é a velocidade na periferia do rotor em $\frac{\text{m}}{\text{s}}$.

Este parâmetro é limitado por diversos fatores, tais como:

- o diâmetro finito do veio de transmissão;
- o diâmetro máximo da entrada do rotor que tem de ser menor do que o diâmetro na saída, para assegurar um efeito centrífugo;
- a extensão axial do estágio completo, incluindo o coletor;
- o aumento da carga aplicada no rotor devido à força centrífuga aplicada neste.

Devido aos fatores anteriormente ditos, o coeficiente de escoamento possui valores limite de $\varphi_{min} \approx 0,01$ e $\varphi_{max} \approx 0,15$. Embora para um determinado caudal volumétrico, o coeficiente de escoamento mais elevado resulte teoricamente no menor tamanho possível da estrutura e na maior eficiência possível, em muitos casos, o coeficiente de escoamento deve ser inferior ao máximo, para reduzir a velocidade de rotação, aumentar a relação de rigidez do eixo ou permitir a construção de um invólucro com uma estrutura inteira [10].

1.3.7.7. Triângulo de Velocidades

O triângulo de velocidades é um diagrama vetorial formado pelos vetores da velocidade do fluido e os vetores da velocidade na ponta da pá. O que permite determinar a velocidade e direção do escoamento nos diversos componentes do compressor, com especial enfoque na entrada e saída do rotor [10].

$$c = u + w \quad (1.3)$$

O triângulo de velocidades, é calculado, através da equação (1.3), entre a relação da velocidade absoluta c , a velocidade relativa w e a velocidade tangencial u . A velocidade absoluta C é dividida, numa componente meridional C_m e uma componente periférica C_u . A componente C_m encontra-se no plano que contém o eixo do rotor, enquanto C_u é sempre perpendicular a C_m e encontra-se no plano que contém o vetor da velocidade periférica u . É importante salientar que, todas as velocidades do fluido apresentadas são velocidades médias [10].

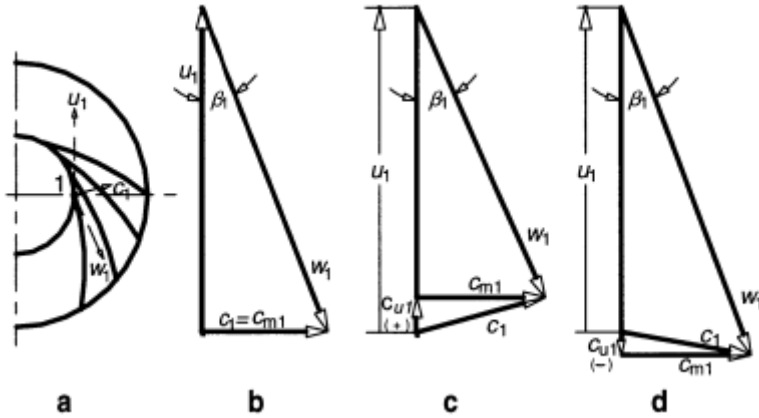


Figura 18 – Triângulos de velocidade na entrada do rotor [10]

No caso da entrada do escoamento para o rotor, figura 18, o triângulo de velocidades, descreve o escoamento a jusante da borda de ataque da pá, dentro do canal restrito pela pá. Em (a) é descrito o triângulo de velocidades vetoriais a jusante da entrada para a pá, em (b), num compressor sem IGV, em (c), num compressor com IGV com ângulo positivo e em (d), num compressor com IGV com ângulo negativo [10].

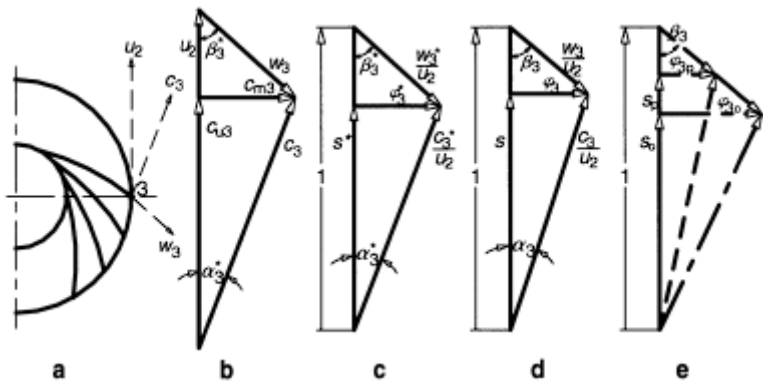


Figura 19 – Triângulos de velocidade na saída do rotor [10]

No caso da saída do escoamento do rotor, figura 19, o triângulo de velocidades, descreve o escoamento na periferia da pá do rotor. Em (a), vetores de velocidade a jusante da saída da pá, em (b), triângulo dimensional, em (c), triângulo adimensional, em (d), triângulo prático (teste deduzido, $s > s^*$ e $\varphi_3 < \varphi_3^*$) e em (e), triângulos fora do ponto de projeto: em que, o (p) é a carga parcial e, o (o), é a sobrecarga [10].

1.3.7.8. Surge e Chocking

A faixa operacional dos compressores é delimitada pela razão de pressão. Uma faixa operacional mais ampla é mais benéfica para o uso em várias aplicações, no entanto, ocorre com o custo razões de pressão mais baixas. A faixa operacional é definida como, a faixa entre o ponto de instabilidade (surge) e o ponto de estrangulamento (choke). A figura 20, mostra as características operacionais de um compressor [5].

O ponto de surge ocorre quando o escoamento é invertido no compressor. De notar que, a inversão do escoamento resulta na inversão de todas as forças que atuam no compressor, o que pode levar à degradação da estrutura ou destruição total do compressor. O ponto de choke ocorre quando o escoamento atinge $Mach=1.0$, neste ponto, o escoamento é máximo, ocorrendo a impossibilidade de passar fluido adicional, a chamada "stone wall". A região de surge deve ser evitada, devido carga adicional sobre a estrutura, já a condição de choke provoca uma grande queda da eficiência, mas não existe o comprometimento estrutural do compressor [5].

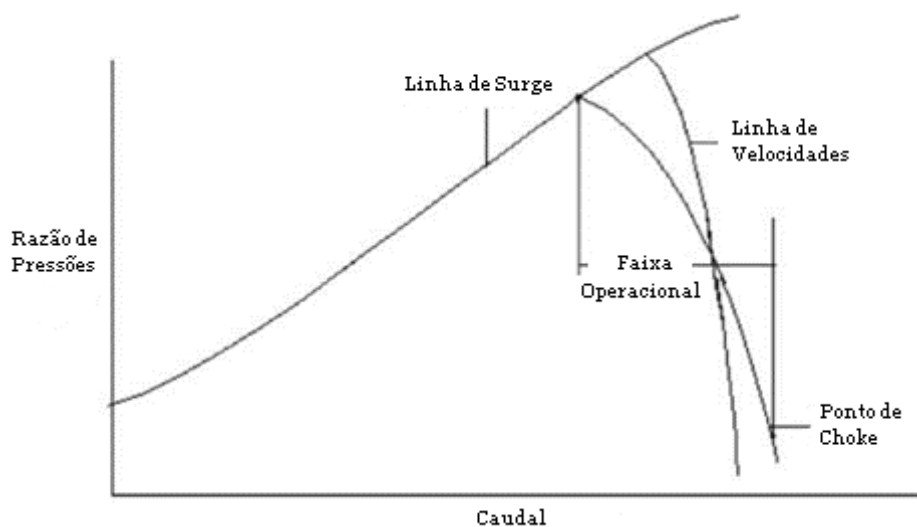


Figura 20 – Características operacionais do compressor [5]

O surge é uma instabilidade perigosa que ocorre geralmente durante determinadas condições operacionais. O surge é um evento no qual o escoamento de fluido comprimido no compressor se torna inconstante e turbulento, resultando numa redução brusca da pressão e desempenho do compressor. Quando o escoamento de ar na entrada do compressor é reduzido rapidamente é criada uma diferença de pressão, entre a entrada e saída do compressor. Se o compressor estiver acoplado a um motor, esta redução pode ser provocada pela desaceleração do motor, resultante do fecho da borboleta de admissão. Se o compressor não desacelerar rápido o suficiente, a relação de pressão será muito alta e o

escoamento reverterá, através do compressor. Isto diminui a pressão e o compressor pode novamente aumentar a pressão, aumentando a relação de pressão e o ciclo de surge pode ser repetido, este escoamento oscilante pode danificar ou até destruir o compressor, podendo também causar ruído indesejado [12].

O choke é uma condição operacional em que a entrada de ar do compressor está restrita, resultando numa redução significativa do escoamento de ar e do desempenho do compressor, ocorrendo uma queda de pressão significativa no compressor. Como resultado, a eficiência do compressor é reduzida e a capacidade de fornecer uma pressão de descarga adequada também é comprometida, levando o compressor a trabalhar sobe esforço para manter a pressão de descarga, resultando num aumento da temperatura de operação e possível sobrecarga do sistema [12].

Capítulo 2 – Dimensionamento e Design

Para a construção do compressor centrífugo é necessário o cuidadoso dimensionamento de todos os componentes que o constituem, pelo que podemos dividir esta análise, em três componentes fundamentais: o rotor, o difusor e a voluta. Estes componentes são responsáveis pela aceleração, desaceleração e direcionamento do escoamento de ar, respetivamente. A análise e o dimensionamento destes componentes do compressor, possuem o objetivo de maximizar a eficiência e a obtenção de componentes exequíveis, através dos equipamentos disponíveis para os posteriores testes experimentais.

Através da extensa revisão bibliográfica realizada, é possível identificar as principais características e propriedades de um compressor ideal, estabelecendo os parâmetros mais importantes a serem considerados no dimensionamento do rotor, difusor e voluta. Em seguida, foram utilizados modelos matemáticos para determinar o comportamento do compressor nas condições de operação, permitindo a avaliação dos resultados teóricos em relação aos valores de referência.

Após a análise teórica, será realizado o processo de modelagem dos componentes do compressor utilizando o software CAD, SolidWorks, que permitiu a modelagem em 3D do rotor, difusor e voluta.

Por último, será realizada a impressão do modelo final, numa impressora 3D, utilizando materiais resistentes e duráveis, capazes de suportar as condições de operação, durante a realização dos testes experimentais.

2.1. Motor Honda GX50

O dimensionamento adequado do compressor está diretamente relacionado às características do motor ao qual será acoplado, neste caso, o motor Honda GX50, ver figura 21 e Apêndice A. O compressor, durante o funcionamento, depende da energia mecânica fornecida pelo motor para comprimir o fluido e das características do fluido a ser comprimido, ver Apêndice B, de forma a gerar a pressão desejada.

O motor Honda GX50 é um motor a combustão interna de pequenas dimensões fabricado pela Honda, projetado para diversas aplicações, como: equipamento comercial de jardinagem, motocultivadores e cultivadores, equipamento de construção e industrial, equipamento agrícola e bombas de água [13].

O acionamento do compressor é efetuado por meio do veio da cambota do motor, com a transferência de energia, ocorrendo através de, uma correia dentada flexível. É imperativo assegurar que o motor dispõe de potência suficiente para acionar o compressor. Dado que, o compressor, em questão, apresenta dimensões reduzidas, é possível garantir que o motor é capaz de fornecer a energia necessária sem provocar qualquer sobrecarga, a qual poderia resultar num desgaste prematuro, e consequente, na redução da vida útil do equipamento.

Além disso, a rotação do motor é um fator importante a ser considerado. A velocidade de rotação influencia diretamente o desempenho do compressor, afetando o escoamento de ar necessário. É imprescindível construir o compressor para uma faixa de operação adequada à rotação máxima permitida pelo motor HONDA GX50, a fim de garantir a operação eficiente deste.

O dimensionamento do compressor está intrinsecamente ligado às características do motor Honda GX50 e às características do fluido a ser comprimido. Pelo que o passo seguinte, é a determinação destes valores para a operação do motor, tendo em conta que o motor será testado numa região com uma altitude aproximada de 700m.



Figura 21 – Motor Honda GX50 [13]

Através dos gráficos, de potência do fabricante do motor Honda GX50 [14], ver Apêndice A, e a transmissão de energia ao compressor pela acoplação ao veio da cambota do motor, com uma relação de 1:6, obteve-se a velocidade de rotação do rotor, quando acoplado ao motor, de aproximadamente, 42000 rpm para o pico de potência, obtido para o motor natural aspirado, a trabalhar nas 7000 rpm.

Dadas as condições de operação e considerando o rendimento volumétrico, η_v , parâmetro utilizado para avaliar a eficiência do processo de admissão de um motor, verificou-se que, o mesmo está compreendido, no intervalo entre 80% a 90%, para motores a quatro tempos naturalmente aspirados. Portanto, neste caso, optamos por um valor intermediário de, $\eta_v = 85\%$ [4].

$$\dot{m}_a = \frac{\eta_v \rho V_d N}{2} \quad (2.1)$$

Obtendo-se, o valor do caudal mássico de ar requerido, durante o funcionamento normal do motor, na configuração naturalmente aspirado, de 2,72g/s.

O ar atmosférico que entra no rotor possui as características da atmosfera padrão, as quais sofrem modificações, após a passagem pelo rotor. Neste processo, o ar é acelerado, resultando num aumento da velocidade e pressão, o que por sua vez, provoca o aumento da temperatura. A determinação deste aumento será calculada, nas equações subsequentes, para um incremento de pressão no compressor com um fator de 2, ou seja, $p_2 = 2 \cdot p_1$.

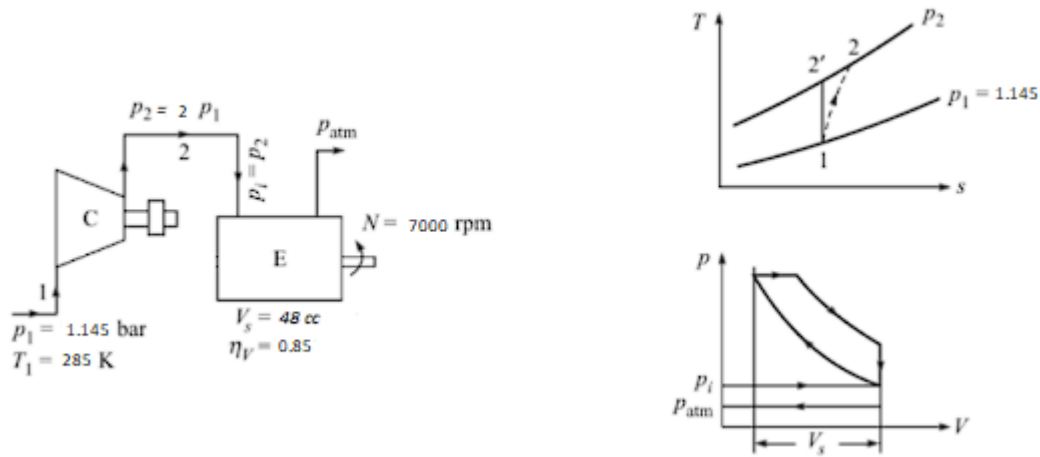


Figura 22 – Representação esquemática das condições experimentais para fins de cálculo

A temperatura do ar, na admissão do compressor é de 300K, $T_1 = 285\text{K}$.

$$T_2' = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.2)$$

A temperatura isentrópica, obtida através da equação (2.2), é de 347,42 K.

$$\eta_i = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.3)$$

Dado que, os compressores centrífugos demonstram uma eficiência isentrópica, variando entre 70% a 80%, e quanto menor for a sua dimensão, menor será a sua eficiência, devido a perdas mecânicas e ao atrito entre o ar e as paredes, em consequência do tamanho reduzido do compressor, optamos pelo valor mínimo para a eficiência isentrópica, ou seja, $\eta_i = 70\%$ [10].

$$T_2 = \frac{T_2' - T_1}{\eta_i} + T_1 \quad (2.4)$$

A temperatura real, T_2 , é obtida através da equação (2.4), resultando no valor, de 374,17 K.

$$\dot{m}_s = \frac{p_2 \dot{V}}{RT_2} \quad (2.5)$$

Através da temperatura calculada anteriormente, obtemos o caudal mássico necessário para o funcionamento do motor sobrealimentado, com o compressor centrífugo, de 5,96 g/s.

2.2. Rotor

O dimensionamento do rotor de um compressor centrífugo é uma tarefa complexa que requer uma análise minuciosa dos parâmetros de projeto e das características operacionais desejadas. Com base na revisão bibliográfica conduzida anteriormente e no estudo do Prof. Q. H. Nagpurwala [15], é possível estabelecer um conjunto de diretrizes para a seleção das principais características do rotor, com o objetivo de alcançar uma eficiência elevada e simplificar a construção, tendo em consideração os recursos disponíveis limitados.

A geometria do rotor desempenha um papel determinante na eficiência do compressor, bem como na faixa de operação deste, neste sentido, a faixa de operação e a potência do motor, permite determinar o diâmetro e a velocidade de rotação do rotor, de modo, a maximizar a eficiência do compressor.

Como o diâmetro do rotor é, relativamente pequeno, permite a utilização de materiais mais acessíveis, como filamentos adequados para impressão, em impressoras 3D, como por exemplo, o ABS, facilitando a construção e permitindo uma maior complexidade no produto final. Este material permite a construção de objetos com uma boa relação qualidade-preço, mas apresenta diversos problemas a nível estrutural numa utilização mais intensa, com a existência de variação da temperatura de operação.

O procedimento adotado para o cálculo requer a observância, dos seguintes passos:

- Assumir a velocidade de rotação, velocidade da ponta e velocidade de entrada de ar.
- Determinar a potência necessária para o acionamento do rotor, assumindo que a velocidade do ar na entrada é axial.
- Calcular o ângulo de entrada das pás do rotor na raiz e na ponta das pás do olho do rotor, supondo que a velocidade axial de entrada é constante, através do olho.
- Definir o número de pás.
- Calcular a velocidade de saída do fluido.

De modo a facilitar a fase de construção e a obter uma transferência de energia uniforme, durante a faixa de operação do motor, desde a velocidade mínima até à máxima, foi adotado um rotor com pás radiais. O rotor apresentará um diâmetro, d_1 raiz, de 12 mm para o cubo e 27 mm no total, d_1 ponta. Na secção de saída, a peça tem 55 mm de diâmetro e uma altura de descarga de 2 mm, b_2 .

Através das medidas selecionadas anteriormente é possível determinar o coeficiente de escoamento através da equação (2.6), obtendo um valor, de $\varphi = 0,025$.

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} d_2^2 u_2} \quad (2.6)$$

Calculamos a potência requerida, através da equação (2.9), para o funcionamento do compressor centrífugo, através da temperatura equivalente pelo trabalho produzido, que resulta em, 0,00117 kW ou 1,17 W.

$$T_{02} - T_{01} = \frac{\sigma U^2}{c_p} \quad (2.7)$$

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \left[1 + \frac{n_c(T_{02} - T_{01})}{T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.8)$$

$$\text{Potência requerida} = m c_p (T_{02} - T_{01}) \quad (2.9)$$

A área de entrada do compressor é obtida, pela equação (2.10):

$$A_1 = \frac{\pi(d_{1 \text{ ponta}}^2 - d_{1 \text{ raiz}}^2)}{4} \quad (2.10)$$

Através das equações (2.11) e (2.12) calculamos o C_{a1} .

$$\rho_1 \cong \frac{p_{01}}{RT_{01}} \quad (2.11)$$

$$C_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} \quad (2.12)$$

Tendo em consideração, que $C_1 = C_{a1}$, calculamos o novo C_{a1} :

$$\frac{C_1^2}{2C_p} \quad (2.13)$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2C_p} \quad (2.14)$$

$$p_1 = \frac{p_{01}}{\left(\frac{T_{01}}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (2.15)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad (2.16)$$

$$C_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} \quad (2.17)$$

Obtendo o valor de 9,65 m/s, para C_{a1} .

A velocidade periférica na ponta do rotor e na base do rotor é dada pela substituição do raio da periferia e raiz, r, na seguinte equação:

$$C = \pi \times \frac{r}{2} \times \omega \quad (2.18)$$

$$\beta_1 = \frac{C_{a1}}{C} \quad (2.19)$$

Através da velocidade periférica do rotor, C, obtemos o ângulo na raiz, β_1 raiz de 22,10°, e ponta do rotor, β_1 ponta de 12,81°.

As dimensões do rotor a ser modelado estão descritas, na tabela 1.

Tabela 1 – Características do Rotor

ω	42000 rpm
d ₁ raiz	12 mm
d ₁ ponta	27 mm
d ₂	55 mm
L	25 mm
b ₂	2,5mm
β_1 raiz	12,82°
β_1 ponta	27,11°
β_2	90°
t raiz	1 mm
t ponta	1 mm
Coefficiente de escoamento, φ	0,025
Caudal mássico	5,96g/s
Número de Pás	12

Tendo em consideração todos os valores obtidos, da tabela 1, foi modelado o rotor, no programa Solidworks, ver figura 23.

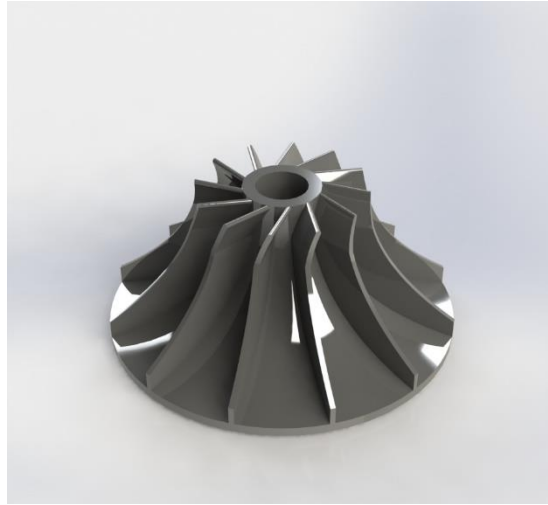


Figura 23 – Rotor modelado no SolidWorks

2.3. Difusor

O difusor escolhido para este compressor é do tipo “*vaneless*”, com paredes paralelas. Esta configuração proporciona uma boa abordagem, devido ao tamanho reduzido e simplicidade na fase de impressão. Neste tipo de difusor, o escoamento de ar, ocorre segundo a equação da continuidade do movimento, equação (2.20), na qual o valor da pressão de entrada e saída podem ser considerados iguais, $\rho_1 = \rho_2$

$$\dot{m} = A_1 v_1 \rho_1 = A_2 v_2 \rho_2 \quad (2.20)$$

É necessário determinar a A_2 , área de saída do difusor, sendo que, a área A_1 é calculada tendo em consideração, o diâmetro de saída do rotor e o espaçamento de 0,3 mm, existente entre o rotor e o difusor.

O valor do raio de saída do difusor é calculado, tendo em consideração que, difusores sem pás do tipo “*vaneless*”, possuem o comprimento correspondente a 1,5 vezes a altura de saída, correspondendo a assim, a um valor de 3,75 mm.

Para definir o difusor é preciso determinar a altura deste que corresponde altura de saída do rotor de 2,5 mm mais o espaçamento de 0,3 mm, obtendo uma altura final de 2,8 mm.

2.4. Voluta

A voluta deste compressor terá uma configuração simétrica circular, com o diâmetro de saída de 15mm, projetada especificamente para conectar-se ao carburador do motor Honda GX50, uma vez que, este é o componente ao qual o compressor será acoplado.

A análise teórica da passagem de fluido pela seção interna da voluta é realizada, através da conservação da quantidade de movimento angular do escoamento, resultando na equação (2.21).

$$R \cdot V_t = R_3 \cdot V_{t3} \quad (2.21)$$

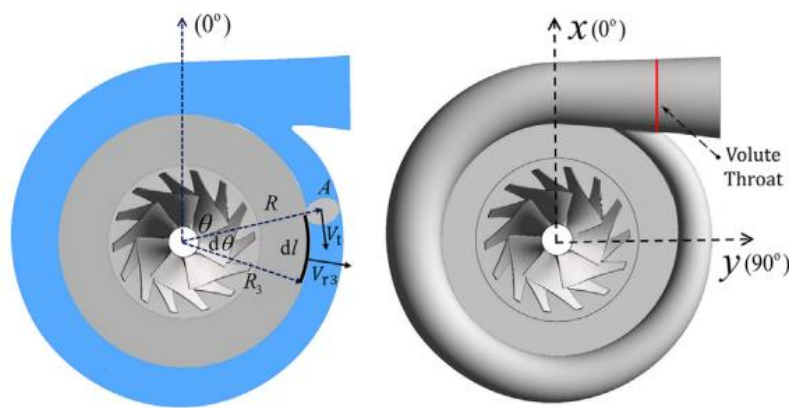


Figura 24 – Esquema das dimensões da voluta [2]

$$\frac{d}{d\theta} \left(\frac{A_\theta}{R_m} \right) = b_3 \cdot \frac{\rho_3}{\rho_m} \cdot \frac{V_{t3}^3}{V_t^3} = const = k \quad (2.22)$$

A equação derivada é dada, pela equação (2.22), onde $\frac{A_\theta}{R_m}$ é a relação entre a área da seção transversal da voluta para um determinado ângulo de azimuth, denotada de A_θ , e a distância do centro do veio até ao centro da seção transversal da voluta, designada por R_m . De acordo com, a análise teórica os principais parâmetros que influenciam o desempenho da voluta são a área de seção transversal e a distribuição da relação $\frac{A_\theta}{R_m}$ ao longo da voluta. Pelo que tomamos como exemplo a série de volutas TA, que possui a relação $\frac{A_\theta}{R_m}$ linear, cuja distribuição está representa, na figura 25.

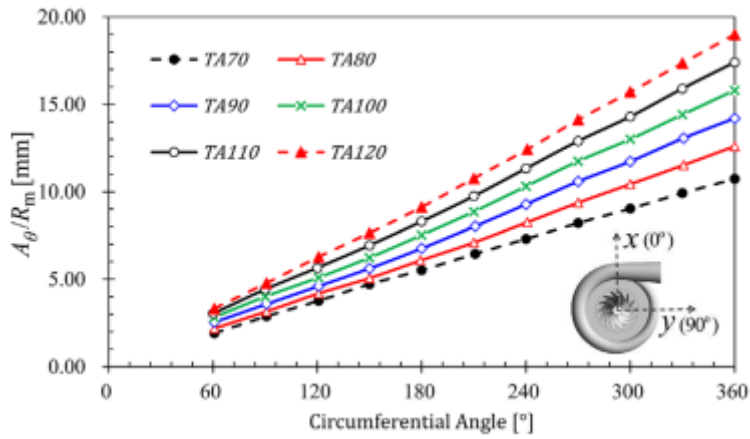


Figura 25 – Distribuição $\frac{A_{\theta}}{R_m}$ de diferentes volutas da serie TA [2]

A voluta escolhida para este compressor possui uma distribuição $\frac{A_{\theta}}{R_m}$ linear, como a série anteriormente estudada, com a distância, R, de 32,5 mm e o diâmetro na saída, de 15mm de diâmetro.

Através da equação (2.22), foi determinado o raio ideal para a seção transversal da voluta, ao longo do ângulo de azimute, resultando nos valores apresentados na tabela 2, em função do ângulo de azimute.

Tabela 2 – Dimensões Voluta

Ângulo azimute	$\frac{A_{\theta}}{R_m}$	Raio Interno
0	0	0
90	1,1	3,55
180	2,2	5,13
270	3,3	6,39
360	4,4	7,5

A voluta projetada possui a língua da voluta, situada a um ângulo de azimute, de 14,25°.

Tendo em consideração todos os valores obtidos, na tabela 2, e as dimensões do rotor com as devidas margens de segurança, foi modelado a estrutura do compressor, no Solidworks, ver figura 26.

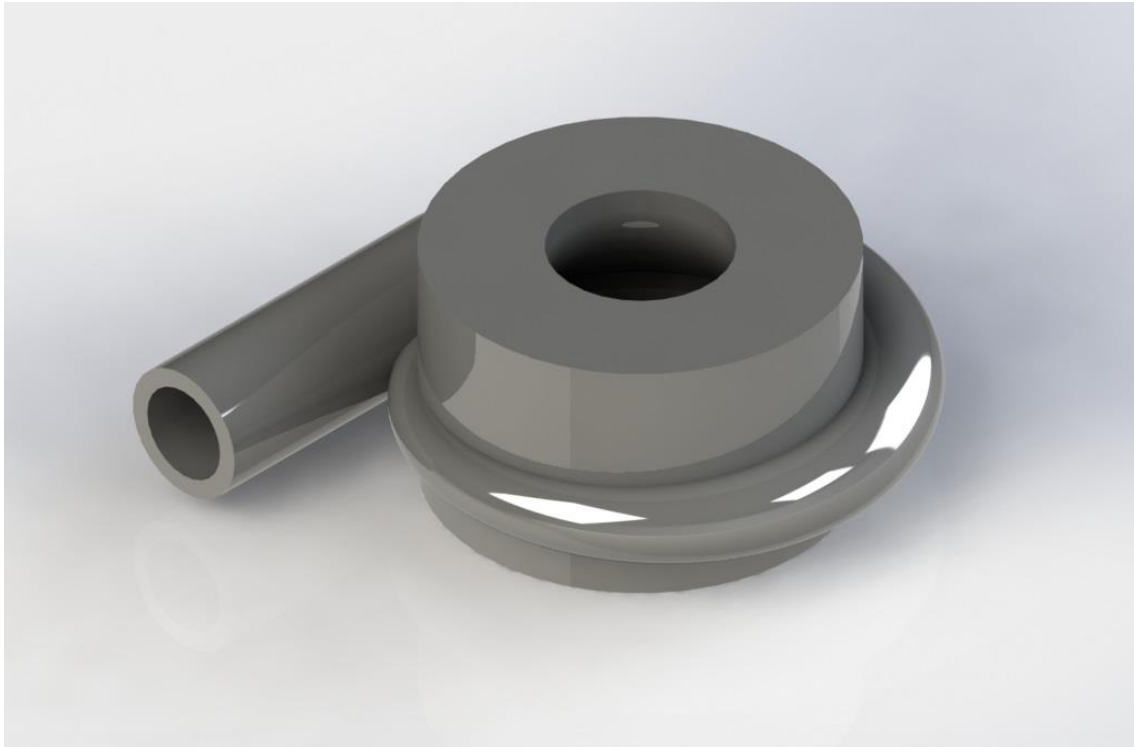


Figura 26 – Estrutura envolvente do rotor

2.5. Impressão

A fabricação do compressor será realizada utilizando uma impressora 3D, modelo Prusa i3 MK3S+, visto ser uma alternativa viável e económica para a produção em pequena escala de componentes complexos. Neste contexto, a impressão 3D pode ser utilizada para fabricar, tanto o rotor quanto a estrutura exterior do compressor, que inclui o difusor e a voluta.

Para a impressão do rotor, é necessário utilizar um material resistente e durável, que seja capaz de suportar as forças de atrito e pressão, geradas durante a operação do compressor. O material disponível com maior resistência mecânica e térmica é o Prusament PC Blend, cujas propriedades estão descritas, no Apêndice C, o qual proporciona uma boa resistência mecânica e durabilidade, quando comparado com materiais, como o PLA, ABS, ASA ou PETG.

A estrutura do compressor, ver figura 27, é dividida em duas partes, de forma a facilitar a colocação do rotor, durante a fase de montagem. Esta divisão é feita de maneira simples,

através de um corte paralelo à base do rotor, passando pelo centro da voluta. Estas duas partes serão impressas com o mesmo material do rotor.

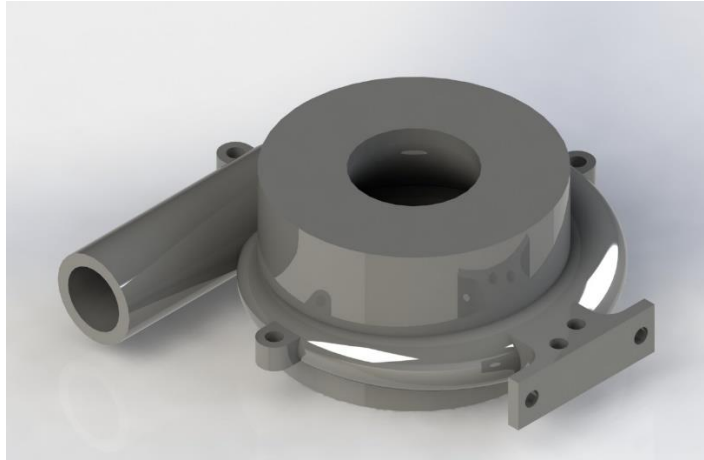


Figura 27 – Estrutura do compressor

Para unir as duas partes da estrutura, conforme apresentado, na figura 28, é necessário o uso de conectores destinados à fixação de parafusos com rosca. Esses conectores são fabricados em conjunto com a carcaça, assegurando, assim, uma montagem precisa e confiável. É fundamental garantir que os parafusos utilizados sejam compatíveis com os conectores impressos e que possuam a abertura adequada, 8mm de diâmetro, a fim de permitir a união das duas partes que constituem a estrutura do compressor.

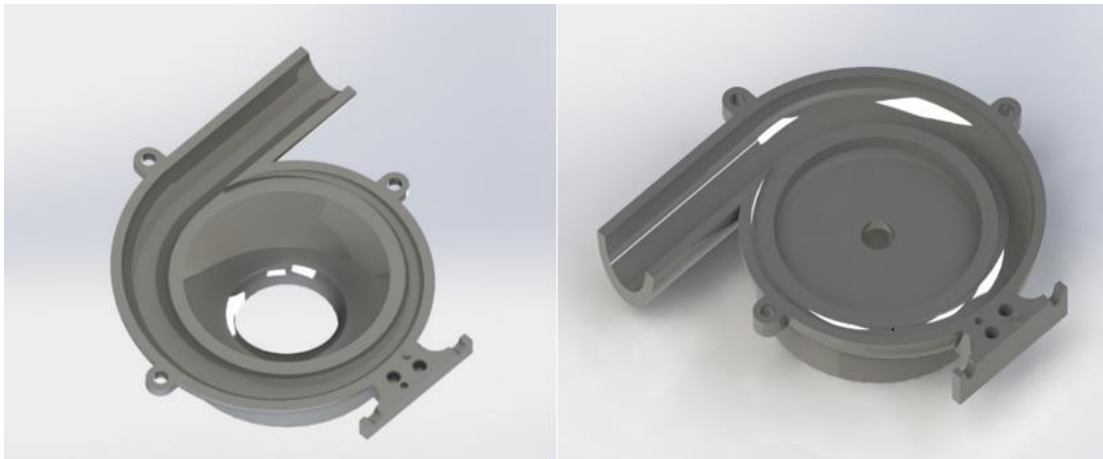


Figura 28 – Parte superior da estrutura à esquerda e parte inferior à direita

Por fim, é importante ressaltar que a impressão 3D é uma técnica relativamente nova, e ainda, existem limitações em relação ao tamanho e à precisão dos objetos impressos. Por isso, é importante avaliar cuidadosamente as características do compressor a ser fabricado, de forma a garantir que a impressão 3D seja uma opção viável e adequada para a produção do componente.

Tabela 3 – Informações das peças impressas

Peça	Tempo Impressão	Peso [g]	Custo [\$]
Rotor	1,23h	14,37g	0,9
Estrutura Inferior	5,53h	65,53g	4,09
Estrutura Superior	4,6h	45,93g	2,86
Total	11,22h	125,83g	9,81

O material usado na impressão dos componentes é o Prusament PC Blend Urban Grey, o enchimento é, de 30%, com a configuração triangular, as diversas informações referentes à impressão destes componentes como o tempo, peso e custo associado estão descritos, na tabela 3.

Nas figuras 29, 30, 31, 32, 33, estão representadas as 6 peças impressas.

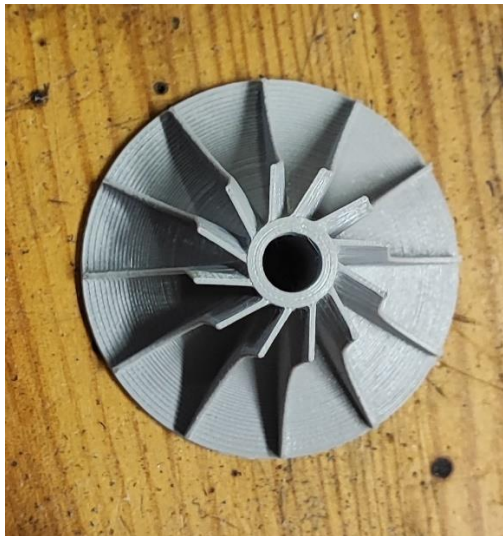


Figura 29 – Rotor



Figura 30 – Estrutura externa inferior vista de baixo

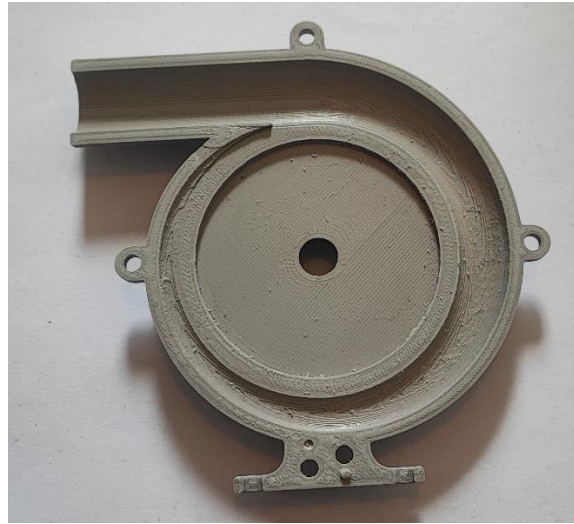


Figura 31 – Estrutura externa inferior vista de cima



Figura 32 – Estrutura externa superior vista de
baixo



Figura 33 – Estrutura externa superior vista de
cima

Capítulo 3 – Procedimento Experimental

Este estudo tem como objetivo avaliar o desempenho do compressor centrífugo acoplado num motor Honda GX50. Para tal, será realizado um conjunto de testes com o intuito de comparar o desempenho entre as duas configurações do motor Honda GX50.

Inicialmente, o motor Honda GX50 será avaliado na sua configuração original de fábrica, naturalmente aspirado, através de testes de potência, binário e consumo de combustível, com o intuito de estabelecer uma base para a comparação com o motor sobrealimentado.

Posteriormente, será realizado o acoplamento do compressor ao motor Honda GX50 e realizados novos testes de potência, binário e consumo de combustível. Serão avaliados o desempenho em diferentes rotações do motor, com o intuito de obter uma análise mais precisa do desempenho do compressor.

Todos os testes serão conduzidos num ambiente rigorosamente controlado e com a implementação de todas as medidas necessárias para garantir a segurança. Estes procedimentos serão executados com o auxílio de equipamentos de medição de alta precisão, sendo empregue uma célula de carga para a medição da potência e do binário gerados pelo motor, um sensor de efeito Hall para a aferição das rotações por minuto (rpm) do motor, e um sensor de pressão para medir a pressão manométrica na saída do compressor.

Os resultados dos testes serão submetidos a uma análise detalhada e comparativa, com o propósito de alcançar uma avaliação precisa do desempenho do compressor acoplado ao motor Honda GX50. Será avaliado o incremento da potência e do binário alcançados pelo motor sobrealimentado, bem como a eficiência do compressor em relação ao consumo de combustível.

Em conclusão, este estudo visa avaliar o desempenho do compressor acoplado ao motor Honda GX50, por meio de testes de potência, binário, consumo de combustível e pressão gerado pelo compressor. Os resultados obtidos serão sujeitos a análise comparativa com o desempenho do motor em sua configuração original de fábrica, possibilitando uma avaliação precisa do desempenho do compressor e sua viabilidade como componente para aprimorar o rendimento do motor.

3.1. Montagem

3.1.1. Compressor

Após a conclusão da impressão do rotor e da estrutura envolvente, torna-se imperativo proceder à montagem do compressor. Nesse contexto, é fundamental posicionar o rotor de maneira adequada no interior da estrutura e unir ambas as partes da estrutura por meio de parafusos com rosca. É de extrema importância garantir o alinhamento central e a fixação precisa do rotor dentro da carcaça, a fim de prevenir potenciais vibrações e a consequente redução da eficiência do compressor.

Dessa maneira, a união das duas partes é concretizada mediante o uso de parafusos com porcas, posicionados em torno da voluta em quatro locais distintos, conforme ilustrado, na figura 34.

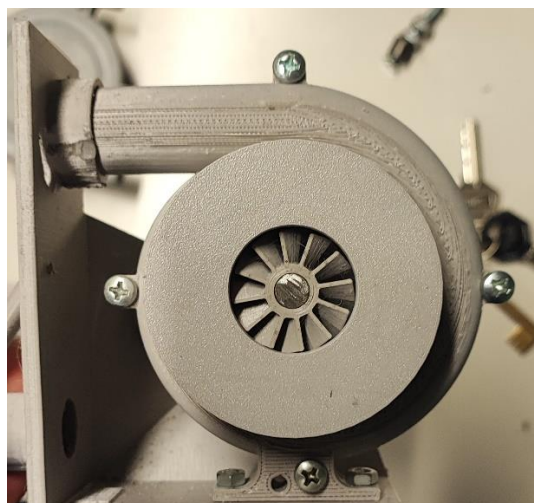


Figura 34 – Localização dos parafusos da estrutura

3.1.2. Carburador

O carburador é um componente responsável por misturar ar e combustível em determinados motores de combustão interna, assegurando o funcionamento eficaz do motor. O ar é aspirado para o carburador através de uma entrada específica, entrando numa câmara de mistura, onde o combustível é incorporado ao ar na proporção desejada. Este processo se baseia no princípio do efeito Venturi, que envolve a variação da pressão de um fluido ao passar por uma redução de área, permitindo a injeção controlada do jato de combustível na câmara, resultando na formação da mistura adequada entre o ar e o combustível.

A quantidade de fluido que entra no carburador e, conseqüentemente, na câmara de combustão do motor, é controlada pela válvula de borboleta. Esta válvula pode ser operada manualmente pelo acelerador ou automaticamente pelo sistema de controle do motor. Ao abrir a válvula de borboleta, permite-se a entrada de uma maior quantidade de ar na câmara de mistura, onde é efetuado assim o ajuste na proporção da mistura de ar-combustível.

A quantidade precisa de combustível que é incorporada à mistura é regulada por uma válvula, conhecida como gíglor. Esta válvula é ajustada com base no volume de ar que atravessa o Venturi, controlando, portanto, o fluxo de combustível. Esse procedimento permite a manutenção da proporção apropriada entre ar e combustível, em diversas condições de operação.

Após a formação da mistura, esta é conduzida para a câmara de combustão do motor, onde será comprimida pelo pistão e inflamada pela vela de ignição. A subsequente combustão produz a energia requerida para impulsionar o pistão e, por conseguinte, provocar a rotação do veio da cambota do motor.

É importante destacar que o uso de carburadores tem diminuído com o tempo, sendo utilizado sistemas de injeção eletrônica de combustível nos veículos modernos. Esses sistemas oferecem um controle mais preciso sobre a mistura de ar e combustível, resultando em melhor eficiência, desempenho e redução de emissões.

O carburador inicialmente utilizado para o procedimento experimental foi o carburador original Honda GX50, como está na figura 56, mas devido ao incremento da quantidade de ar admitida para o motor verificou-se que este era incapaz de fornecer a quantidade de combustível necessário para o funcionamento do motor com o compressor.

De forma a aumentar o caudal de combustível disponível para o motor foi alterado o carburador Honda GX50 para o carburador Honda GXH50, que está na figura 57. Este carburador apesar de ser utilizado num motor com cilindrada idêntica, 50cm³, permite o ajuste do caudal para as rotações elevadas através de um parafuso na lateral e possui um gíglor, com capacidade de abertura, como está na figura 35, localizado na cuba de combustível do carburador, ver figura 36.

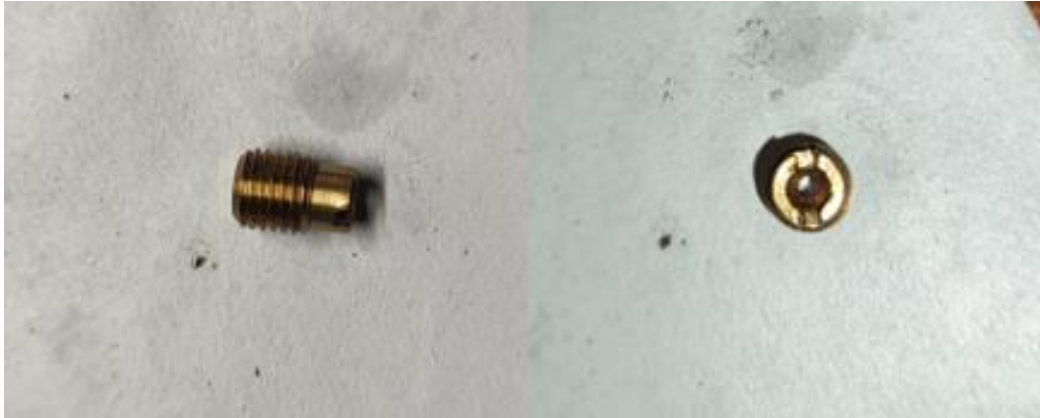


Figura 35 – Vista lateral e de cima do gigler

O gigler é responsável pela produção do jato de combustível no carburador, e neste carburador em particular, é viável ajustar a abertura inicial de 0,3 mm para uma abertura de até 1,5 mm. Esse ajuste possibilita um aumento na capacidade máxima de fornecimento de combustível.

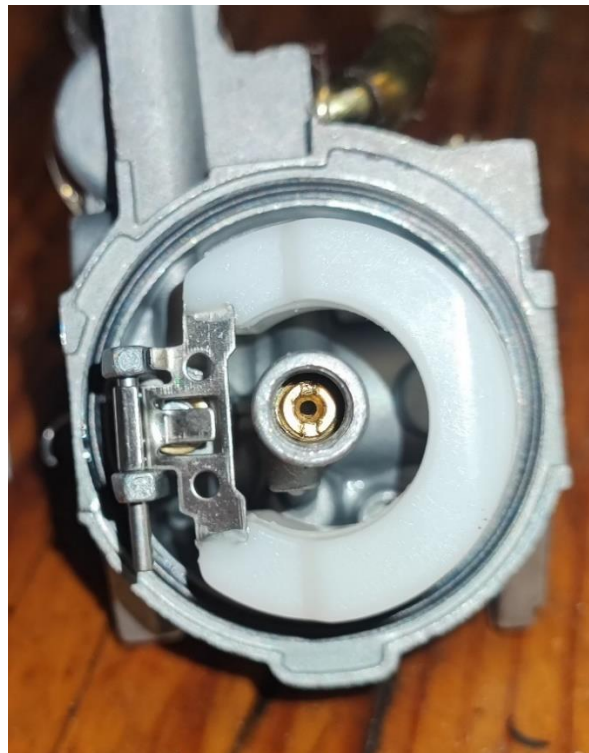


Figura 36 – Posição do gigler no carburador GXH50

3.1.3. Suportes

Para o acoplamento do sistema de sobrealimentação ao motor Honda GX50 é necessário a criação de suportes que permitam a fixação e estabilização, garantindo um bom balanceamento dinâmico, minimizando as vibrações durante o funcionamento.

O primeiro procedimento envolveu a identificação dos pontos de fixação que poderiam ser empregues na fixação dos suportes. Foi possível localizar dois parafusos que sustentam o carburador e um terceiro parafuso, situado abaixo deste, que prende uma estrutura plástica do motor. Estes parafusos podem ser empregues para a fixação do compressor, contudo, requerem algumas modificações que compreendem a substituição dos parafusos originais por equivalentes com o mesmo diâmetro de rosca e passo, porém, com comprimento superior. O outro ponto de fixação encontra-se posicionado acima do eixo da cambota do motor, originalmente, este parafuso era utilizado para a fixação do sistema de arranque por corda, no entanto, uma vez que este último foi retirado, é viável empregar este parafuso como ponto de fixação para o compressor.

Para a construção do suporte é necessário escolher o material a utilizar, pelo que dentro dos materiais disponíveis apenas dois materiais se apresentam como alternativas viáveis, a construção dos suportes em metal ou a impressão destes suportes numa impressora 3D que usa filamento plástico. Considerando a possibilidade de realizar modificações nos suportes, caso as distâncias entre as polias dentadas não permitam o tensionamento adequado da correia, optou-se pela manufatura dos suportes, através da impressão 3D. Isso possibilita uma rápida e econômica adaptação e alteração desses componentes, quando necessário.

Para realizar a impressão da peça foi necessária a prévia modelação do suporte com o programa SolidWorks, ver figura 37. Permitiu também visualizar tridimensionalmente a integração do compressor com o suporte antes de efetuar a impressão, ver figura 76. A impressão do suporte foi realizada no mesmo material do compressor, o Prusament PC Blend Urban Grey.

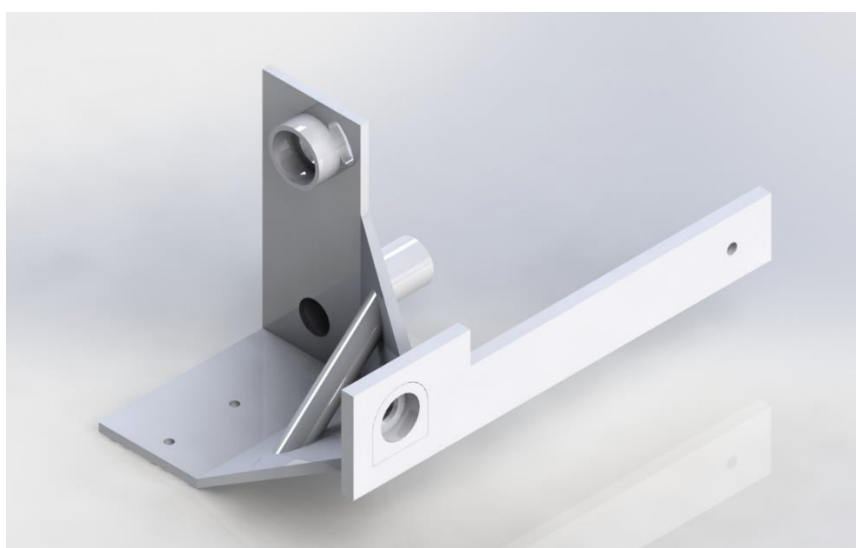


Figura 37 – Suporte do compressor

3.1.4. Hélice

Para a realização do procedimento experimental, torna-se imperativo a seleção criteriosa de uma hélice, cuja função primordial reside na conversão da energia mecânica gerada pelo motor num momento passível de ser quantificado por intermédio de um sensor de carga.

Na escolha de uma hélice destinada a um motor de combustão interna, é imprescindível a consideração de diversos fatores de relevância. Estes fatores englobam a potência disponibilizada pelo motor, a velocidade de rotação, a aplicação específica e o espaço disponível para instalação.

Sob o prisma dos elementos mencionados anteriormente, é possível efetuar a seleção da hélice a partir das opções disponíveis, destacando que a escolha apropriada da hélice desempenha um papel fundamental na obtenção do desempenho ótimo do motor.

Por meio da análise realizada no PropSelector, conforme apresentado no Apêndice E, podemos concluir que, a hélice mais apropriada para o motor em questão é uma hélice de 19×9 , a qual absorve uma potência de 1,45 kW, quando operando a 7000 rpm. Entretanto, dado que esta hélice específica não se encontra disponível, torna-se necessário escolher entre as opções disponíveis, uma hélice de 20×6 e uma hélice de 20×10 .

Na análise das características dessas hélices, é importante notar que a hélice com um passo menor absorve 1,14 kW às 7000 rpm, enquanto a hélice com um passo maior absorve 2 kW nas mesmas condições de rotação. Considerando que a hélice é responsável pela geração do momento medido pela célula de carga, é fundamental que a potência absorvida pela hélice seja superior à potência nominal do motor, a fim de possibilitar a medição da potência máxima do motor. Pelo que, a hélice selecionada para acoplar ao motor é a de 20×10 , conforme representada na figura 38.



Figura 38 – Hélice 20 × 10

3.1.5. Polias e Correia dentada

A transferência de energia mecânica do motor para o compressor é realizada por meio do uso de duas polias dentadas e uma correia de poliuretano com reforço de cordas de tração em aço.

Tanto as polias quanto a correia selecionada possuem um passo métrico de 5 mm, conforme ilustrado na figura 39, com uma largura de 10 mm.

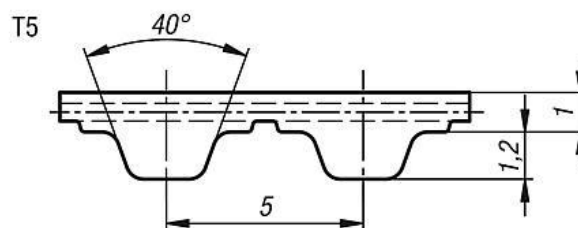


Figura 39 – Perfil da correia T5 [16]

O comprimento da correia é calculado com base nas dimensões de cada polia e na distância entre os dois eixos, ou seja, o eixo da cambota do motor e o eixo do compressor. A Figura 40 ilustra o esquema das dimensões utilizadas para calcular o comprimento da correia.

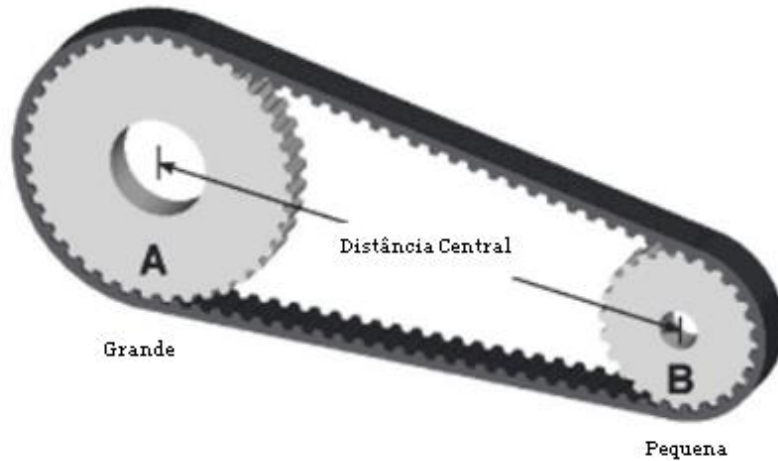


Figura 40 – Representação da correia [17]

Serão utilizadas duas polias com um passo métrico de 5mm e uma largura de 10mm, uma polia grande com 60 dentes, no eixo do motor e uma polia pequena com 10 dentes, no eixo do compressor, resultando numa relação de 6 para 1. A polia maior de 60 dentes está acoplada ao veio do motor por meio de uma peça previamente torneada com uma rosca $M8 \times 1.25$ e fixada por soldagem TIG, conforme ilustrado na figura 63. A polia menor de 10 dentes está encaixada no veio do compressor sob pressão, dispensando a necessidade de utilização de um parafuso de fixação.

O cálculo do comprimento da correia e do número de dentes foi realizado com a assistência de uma calculadora, levando em consideração as medidas mencionadas anteriormente, o tamanho das polias e a distância entre os eixos [17].

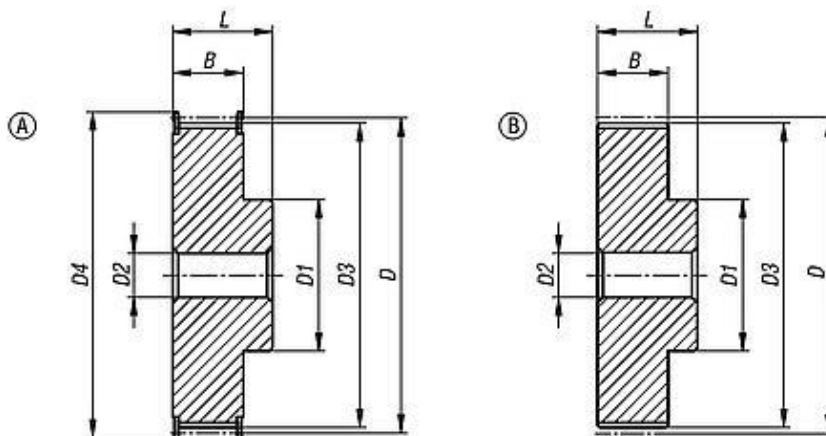


Figura 41 – Corte transversal polias com e sem guarda [16]

Com o propósito de garantir o correto desempenho da correia, é necessário que, pelo menos, uma das polias esteja equipada com uma guarda em chapa metálica, conforme ilustrado na polia (A) figura 41, para manter a correia devidamente centrada. Neste contexto específico, optou-se por uma polia sem guarda com 60 dentes conectada ao motor, enquanto a polia acoplada ao eixo do compressor apresenta uma guarda e possui 10 dentes.

3.1.6. Sistema de arranque do motor

Durante a execução dos testes com o motor, foi imperativo realizar diversas modificações, incluindo a remoção do sistema de arranque a fim de acomodar a instalação da polia. Devido a estas adaptações implementadas no motor Honda GX50, foi essencial a incorporação de um sistema de arranque compatível com os testes práticos planejados. Neste contexto, optou-se pela utilização de um motor de arranque externo, conforme ilustrado na figura 42, que se encontra conectado a uma fonte de energia de 12V.



Figura 42 – Motor de arranque

O arranque do motor é realizado através da rotação imposta pelo motor de arranque sobre a estrutura cônica impressa em ABS, fixada no centro da hélice, ver figura 43. A rotação da estrutura cônica provoca a rotação do veio do motor. No entanto, durante esse processo, ocorre um atrito significativo entre o motor de arranque e a estrutura em ABS. Para mitigar este atrito e reduzir a geração de calor associada, foi aplicada fita de alumínio na superfície da estrutura cônica.



Figura 43 – Motor de arranque pressionado contra a estrutura cônica

3.1.7. Medição do Binário

Uma hélice, quando acoplada a um motor, não gera apenas propulsão, mas também induz a criação de um momento. A geração desse momento está relacionada à Terceira Lei de Newton, quando a hélice começa a girar devido à rotação do motor, o motor exerce uma força (ação), e a hélice, mesmo girando na mesma direção, exerce uma força com sentido oposto ao eixo do motor (reação).

A medição do momento gerado pela hélice é realizada por meio de uma célula de carga integrada num suporte especialmente construído para os ensaios a serem realizados. A célula de carga determina a força exercida no ponto B, em kgf. O banco de ensaios possui uma rótula A com a distância até o ponto B, onde a célula de carga está fixada, como representado na figura 44. É importante destacar que a distância entre o suporte do motor e o eixo de rotação é um fator crítico na medição do momento.

O binário, T , é calculado através da equação (3.1), que relaciona a força medida na célula de carga, F , e distância, denotada de Z , entre os eixos da bancada de ensaios que o motor está fixado.

$$T = F \cdot Z [N.m] \quad (3.1)$$

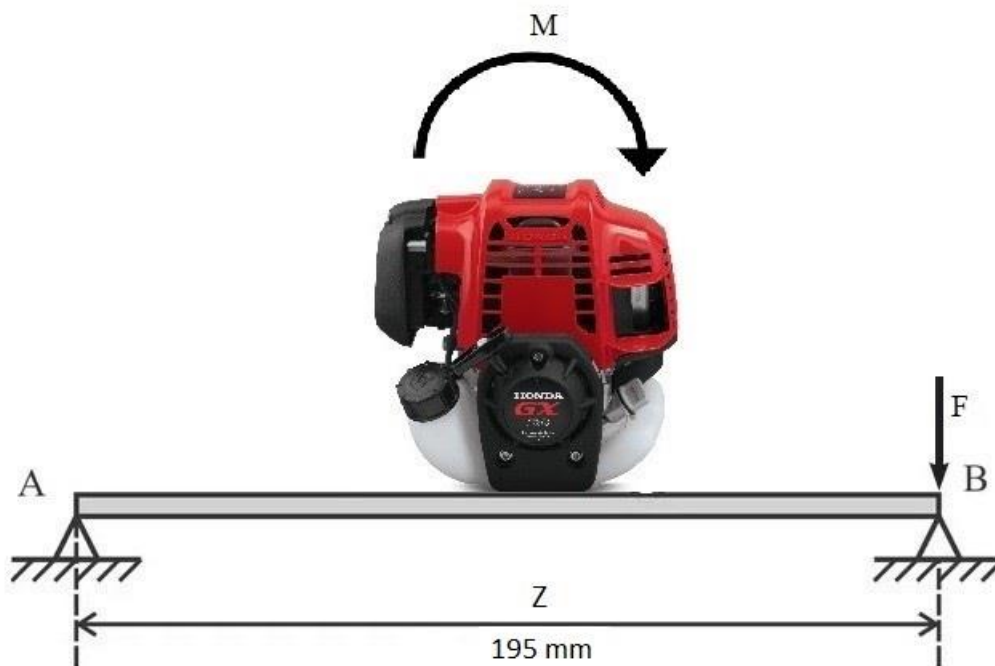


Figura 44 – Representação da distância e forças aplicadas no banco de ensaios

A medição do binário exercido pela hélice será realizada usando uma célula de carga ligada a um Arduíno UNO, pelo que é necessário seguir algumas etapas de forma a realizar esta medição:

- A escolha da célula de carga adequada: Para realizar a escolha adequada da célula de carga é necessário ter em conta que o binário máximo do motor naturalmente aspirado é de 2,1 N.m e seleccionar uma célula de carga com a capacidade de medição adequada para o motor. A célula indicada para a realização dos testes seria uma de 2kg, visto que o motor naturalmente aspirado produz uma força de aproximadamente 1kg no ponto de medição da carga. No entanto a célula disponível para a realização das medições possui uma capacidade máxima de 20 kg. O uso da célula de capacidade mais elevada resultará em uma maior incerteza nos valores finais, mas, dado que a mesma célula foi utilizada em todos os ensaios, os resultados poderão ser comparados sob condições de ensaio consistentes.
- Conexão da célula de carga ao Arduíno: A célula de carga possui quatro fios vermelho, preto, verde e branco, com a respetiva designação E+, E, A e A+. Estes fios são ligados a um amplificador de sinal HX711 nos pinos, com a mesma designação. O amplificador de sinal é conectado ao Arduíno através dos fios de alimentação, 5v e GND, e os fios DT e SCK aos canais digitais do Arduíno UNO. Uma representação gráfica das conexões da célula de carga ao Arduíno pode ser encontrada na figura 45.

- Calibração da célula de carga: Antes de realizar as medições de binário, é necessário calibrar a célula de carga para converter as leituras do Arduino em valores de força/binário. Isto pode ser feito aplicando uma massa, conhecida de 80,46 gramas, conforme mostrado na figura 65, sobre a célula de carga e determinando o fator de calibração com o código descrito no Apêndice O. O fator de calibração será usado no código de leitura dos valores do Arduino.
- Leitura do valor da célula de carga: O código de leitura do Arduino, está descrito no Apêndice P, registrando a massa exercida na balança em quilogramas, o binário em N.m e o tempo decorrido em segundos.
- Conversão da força para binário: A conversão da força para o binário é realizada pelo código do Arduino permitindo registrar em tempo real os valores de binário e tempo decorrido, através do código de leitura. Os dados são registrados através do programa Excel para a posterior análise.

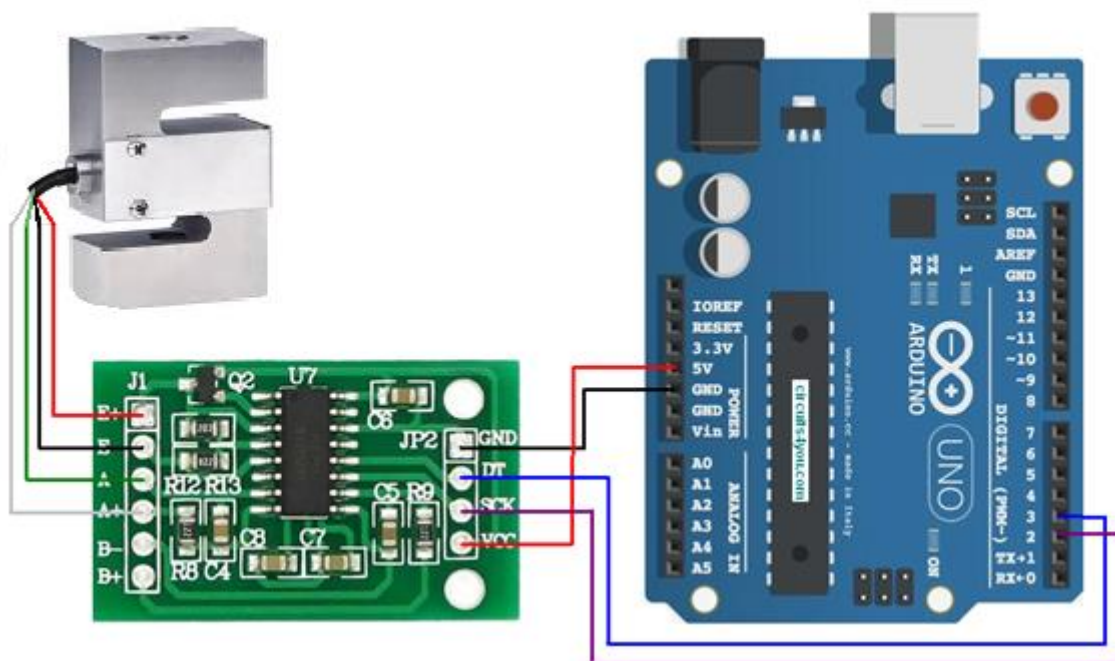


Figura 45 –Esquema de ligações realizadas entre a célula, amplificador hx711 e o Arduino UNO [18]

3.1.8. Medição Potência

A potência é um parâmetro que pode ser calculada com recurso ao binário e à velocidade angular do motor. Esta relação está definida, na equação (3.2).

$$P = T \cdot 2\pi \frac{N}{60} \text{ [W]} \quad (3.2)$$

3.1.9. Medição das rotações

A medição das rotações é de extrema importância de forma a ajustar o motor para um funcionamento mais eficiente, através do ajuste dos parafusos do carburador, sendo também fundamental na aquisição de dados, durante os ensaios. Pelo que a velocidade de rotação do motor é determinada através de dois sistemas, um é utilizado apenas para termo de comparação e rápida visualização e o outro é usado para determinar os valores durante o registo de dados dos ensaios realizados.

Num sistema é utilizado um tacómetro onde a velocidade de rotação é determinada através das pequenas flutuações no campo eletromagnético, em torno do cabo da vela do motor provocadas durante a produção da faísca. O tacómetro possui um cabo flexível que é enrolado em volta do cabo da vela, de forma a detetar as variações. Como o motor produz uma faísca por cada rotação é necessário seleccionar o programa correspondente, de forma a calcular os rpm de maneira correta. O tacómetro pode ser visualizado, na figura 74.

No outro sistema, as rotações do motor são determinadas através de um sensor de hall ligado num Arduino UNO. O sensor de hall está posicionado junto à carcaça de alumínio do motor, onde está localizado o volante magnético do motor, como está representado no Apêndice K. Quando o sensor de Hall é exposto a um campo magnético, o Efeito Hall causa uma diferença de potencial entre os lados do material condutor, sendo que, isto resulta numa saída de tensão proporcional à intensidade do campo magnético, que é captada pelo Arduino UNO e convertida na velocidade de rotação do motor.

O sensor possui 3 pinos, sendo eles: os pinos de alimentação 5V, o GND e o pino de saída de informação. Foi realizado as ligações ao Arduino UNO, como está na figura 73. O fio de informação foi conectado à porta analógica A2 do Arduino e os pinos de alimentação às portas, com a mesma designação.

O código usado para programar o Arduino encontra-se, no Apêndice P, fornecendo os dados relativos ao binário em conjunto com a pressão e a velocidade do motor, em rpm.

3.1.10. Medição do Consumo de Combustível

O consumo de combustível é um parâmetro de extrema importância na análise de um motor, permitindo quantificar a eficiência deste, através da massa de combustível gasta para a produção de uma determinada quantidade de energia. Quanto menor a quantidade de combustível consumida por um determinado motor para uma determinada potência, maior a sua eficiência.

Para calcular a quantidade de combustível utilizada pelo motor, é essencial determinar a massa de combustível consumida. Tentou-se inicialmente, utilizar um caudalímetro FCH-m-PVDF-HD, conforme representado, na figura 66. No entanto, devido ao caudal mínimo, de 0,003 litros por minuto, que é superior ao consumo do motor em baixas rotações, foi necessário recorrer a outro sistema de medição de combustível.

O sistema de combustível construído utiliza uma torneira, de duas entradas e uma saída. Uma das entradas está conectada ao tanque de combustível, conforme representado na figura 68, localizado na parte superior da estrutura de proteção do banco de ensaios. A outra entrada está ligada a uma pipeta graduada com a escala mais pequena de 0,1 ml. A saída da torneira está conectada ao carburador do motor.

O tanque de combustível fornece combustível durante o arranque do motor e durante o período em que não estão a ser coletados dados, mas o motor está em funcionamento. A pipeta graduada, por outro lado, é utilizada para fornecer o combustível necessário para o funcionamento do motor durante o registro de dados do ensaio. Para facilitar a medição do combustível, o combustível é adicionado à pipeta, através de um esguicho até uma determinada medida. Em seguida, utilizando uma balança de precisão, com 4 casas decimais, determinamos a massa inicial, W_i , do esguicho contendo o combustível, conforme ilustrado, na figura 69. Quando o registro de dados se inicia, procede-se à rotação do manípulo da torneira para a posição de saída de combustível da pipeta, possibilitando a observação da redução do nível de combustível na pipeta graduada. Quando o teste é concluído, a torneira é novamente rodada para permitir que o combustível flua do tanque para o carburador, e é restabelecido o nível inicial de combustível na pipeta com o esguicho. Neste momento, mede-se a massa final, W_f , do esguicho e regista-se essa informação na folha de dados do Excel. O tempo total é registado pelo programa.

$$\dot{f} = \frac{(V_i - V_f)}{t} = \frac{W_i - W_f}{t} [g/s] \quad (3.3)$$

O consumo específico de combustível é calculado, por meio da equação (3.4), que estabelece uma relação entre o caudal de combustível, \dot{f} , e a potência média, a qual é obtida através da média das potências registadas pelo programa do Arduino.

$$SFC = \frac{\dot{f}}{(P \times 10^{-3})} \times 3600 [g/kWh] \quad (3.4)$$

3.1.11. Medição da Pressão Manométrica

Com a adição do sobrealimentador na entrada do carburador, tornou-se necessário determinar o aumento de pressão obtido por este. Para realizar essa medição, utilizou-se um sensor de pressão MPX4250DP, que permitiu determinar com precisão o aumento de pressão proporcionado pelo sobrealimentador.

Este sensor mede a pressão manométrica entre as suas duas entradas, com uma faixa de operação de 0 a 250 kPa. Uma das entradas foi conectada, através de um tubo à saída do compressor centrífugo, enquanto a outra entrada foi ligada a um tubo que se estendia, até a parte superior da estrutura em madeira. Isso permitiu obter a medida da pressão atmosférica, sem a influência da aceleração do ar produzida pela hélice.

O sensor em questão possui 6 pinos, no entanto, apenas 3 são necessários para realizar a medição. Estes são os pinos de alimentação de 5V e GND, bem como o pino de saída de informações, denominado como "output". As conexões foram feitas com um Arduino UNO, como ilustrado na figura 46. O fio de saída de informações foi conectado à porta analógica, AO, do Arduino UNO, enquanto os pinos de alimentação foram ligados às portas correspondentes no Arduino UNO. O programa utilizado para a leitura do sensor de pressão está disponível, no Apêndice P.

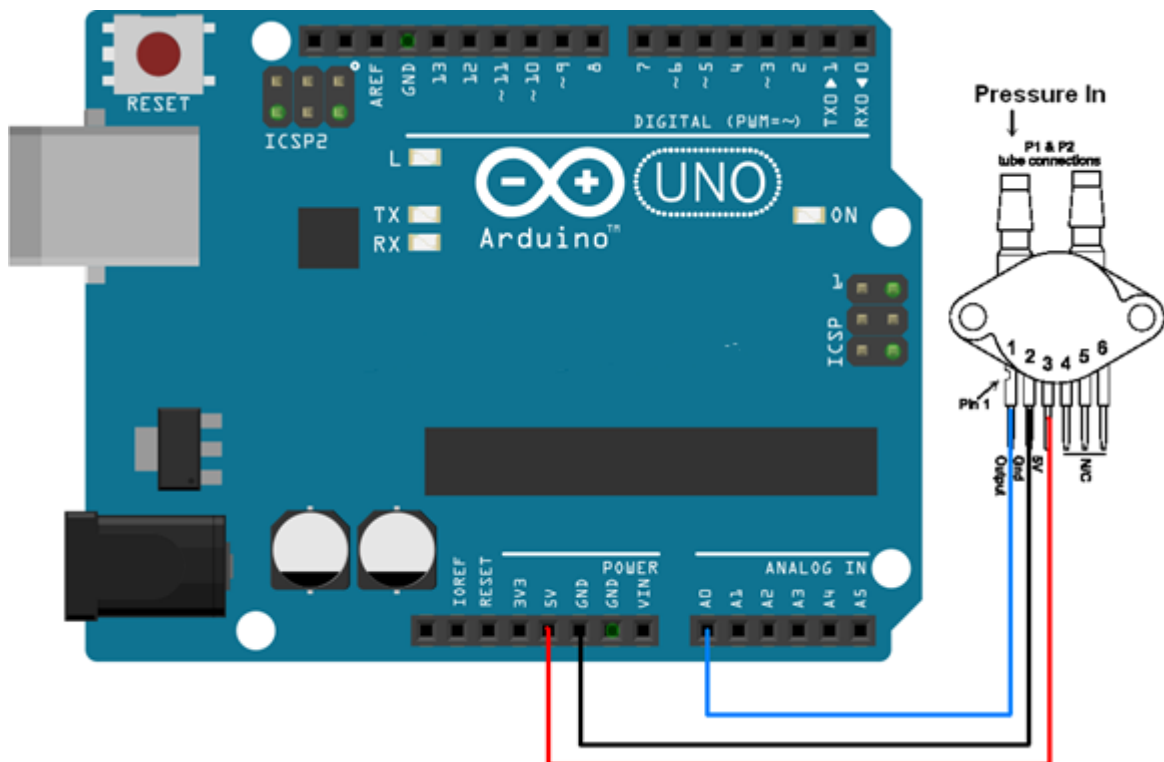


Figura 46 – Esquema de ligações do sensor de pressão

3.2. Testes Preliminares

Os testes preliminares são de extrema importância e desempenham um papel crucial na avaliação da viabilidade, segurança e eficácia de novos produtos. Os testes permitem identificar e corrigir problemas antes que se tornem maiores ou causem impactos indesejados, ajudando a identificar falhas, defeitos, incompatibilidades ou limitações nos produtos ou sistemas em desenvolvimento, permitindo que sejam corrigidos antes da sua implementação final. Eles ajudam a identificar e mitigar riscos potenciais.

O primeiro problema encontrado foi o atrito gerado entre o rotor e a estrutura do compressor, que causou a deformação destes dois componentes, durante o primeiro teste. Para resolver essa questão, foi adotada a solução de colocar uma anilha metálica entre o rotor e o rolamento inserido, na estrutura do compressor. Essa medida foi tomada para manter o espaçamento adequado entre as duas estruturas, durante o funcionamento do motor, conforme ilustrado na figura 47.



Figura 47 – Anilha colocada entre o rotor e a estrutura

Outro problema que surgiu foi a limitação do carburador em fornecer o caudal de combustível necessário para o correto funcionamento do motor sobrealimentado. Para abordar esse problema, foi necessário aumentar a abertura do gíglor, como mostrado na figura 35, por meio de perfurações com brocas de diâmetro superior ao tamanho original do furo.

3.3. Procedimento experimental

No desenvolvimento e execução de qualquer procedimento experimental, é imperativo assegurar a consistência e uniformidade dos passos realizados ao longo de todo o processo. Isso se torna especialmente crucial quando lidamos com testes que visam analisar o desempenho de uma alguma alteração num motor.

Ao padronizar os procedimentos experimentais, é possível minimizar variáveis não controladas que poderiam influenciar os resultados. Isso, por sua vez, permite uma análise mais precisa das mudanças efetuadas e dos efeitos observados no motor. A repetibilidade e a reprodutibilidade dos resultados são alicerces fundamentais na pesquisa científica e na avaliação de desempenho de equipamentos, e esses princípios devem ser mantidos com rigor ao realizar testes no motor Honda GX50.

Esta padronização levou à distinção de dois procedimentos distintos, a determinação do binário, potência e pressão estática, através de um método e a determinação do consumo específico, através de outro. Estes por sua vez, ainda podem ser subdivididos, nos testes com o motor na sua configuração original e na configuração com o compressor acoplado.

3.3.1. Procedimento experimental Binário, Potência e Pressão estática

Visto que na realização do procedimento experimental é necessário obter dados do motor na sua configuração original e na configuração com o compressor acoplado foi necessário a alteração de diversos componentes durante a realização do procedimento. O procedimento experimental começa com o motor na configuração original executando, os passos seguintes:

1. Iniciar o programa Arduíno e executar o código de calibração da célula de carga do Apêndice O, executando os passos descritos, no subcapítulo, 3.1.7. Medição do Binário, de forma a obter o fator de calibração.
2. Alterar o fator de calibração no código de leitura do Apêndice P, e executá-lo, no programa Arduíno.
3. Iniciar o sistema de aquisição de dados no Excel e, em seguida, pressionar o botão integrado no Arduíno para realizar o reset, alterando assim, a carga na célula para zero. Isto remove a influência da força exercida pela massa dos suportes e do motor sobre a medição.
4. Ligar o motor e esperar que este atinja a sua temperatura de operação, deixando o motor a trabalhar na velocidade de ralenti, durante aproximadamente, 5 minutos.

5. Iniciar a aquisição de dados no Excel. Colocar o acelerador no máximo, abrindo a borboleta do carburador, de forma instantânea e esperar que o motor atinga a velocidade máxima. É considerado velocidade máxima, a velocidade em que os rpm estabilizam com o acelerador, no máximo.
6. Desligar a aquisição de dados e colocar o acelerador no mínimo de forma a colocar o motor em ralenti.
7. Executar os passos 5 e 6, cinco vezes, de forma, a angariar o máximo de dados possível, para posterior análise.
8. Desligar o motor.
9. Executar os passos de 1 a 8 para a configuração com o compressor acoplado.

A realização do passo 9 pressupõem a adição do compressor centrífugo, polias, correia e suportes previamente descritos, para a correta integração do compressor no motor Honda GX50.

3.3.2. Procedimento experimental para Consumo específico

A aquisição de dados referentes ao consumo de combustível teve uma abordagem diferente, visto não ser possível a utilização do caudalímetro para a medição do volume de combustível, em conjunto com a medição do binário, potência e pressão.

De forma, a obter o consumo específico do motor com o sistema de combustível construído foram seguidos os passos seguintes:

1. Iniciar o programa Arduíno e executar o código de calibração da célula de carga do Apêndice O, executando os passos descritos, no subcapítulo, 3.1.7. Medição do Binário de forma a obter o fator de calibração.
2. Alterar o fator de calibração no código de leitura do Apêndice P, e executá-lo, no programa Arduíno.
3. Iniciar o sistema de aquisição de dados no Excel e, em seguida, pressionar o botão integrado no Arduíno para realizar o reset, alterando assim, a carga na célula para zero. Isto remove a influência da força exercida pela massa dos suportes e do motor sobre a medição.
4. Ligar o motor e esperar que este atinja a sua temperatura de operação, deixando o motor a trabalhar na velocidade de ralenti, durante aproximadamente, 5 minutos.
5. Encher a pipeta graduada com gasolina, até à marca dos 30 mililitros, com recurso a uma garrafa de esguicho.
6. Registrar a massa da garrafa de esguicho (esta será a massa inicial de referência para a determinação do combustível gasto).

7. Ajustar o acelerador de forma a estabilizar o funcionamento do motor na velocidade pretendida e esperar que a velocidade esteja estabilizada.
8. Mudar a fonte de combustível do tanque de combustível para a pipeta graduada e iniciar o registo de dados.
9. Esperar 60 segundos e redirecionar o caudal de combustível da pipeta para o depósito de combustível e parar o registo de dados.
10. Encher a pipeta graduada, novamente, até à marca dos 30 mililitros, através da garrafa de esguicho.
11. Registrar a massa da garrafa de esguicho. Esta massa será a massa final para determinar a massa de combustível consumida, no intervalo de 15 segundos.
12. Repetir os passos 5 a 11, de maneira a abranger toda a gama de operação do motor, com intervalos de velocidade o mais consistentes possível.
13. Desligar o motor.
14. Executar os passos de 5 a 13, para a configuração com o compressor acoplado.

A realização do passo 14 pressupõem a adição do compressor centrífugo, polias, correia e suportes, previamente descritos para a correta integração do compressor no motor Honda GX50.

Capítulo 4 – Resultados

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos através do procedimento experimental, anteriormente descrito. Os resultados são apresentados em dois subcapítulos, os resultados para o motor naturalmente aspirado e os resultados para o motor sobrealimentado.

4.1. Desempenho do Motor Naturalmente Aspirado

De forma, a obter uma base de valores para a posterior comparação com o motor com a adição do sistema de sobrealimentação, foi retirado os valores de binário, potência e consumo específico para a configuração original do motor. Os gráficos estão compreendidos, entre as 2600 rpm e as 6100 rpm, respetivamente, a velocidade ao ralenti e a velocidade máxima.

4.1.1. Binário

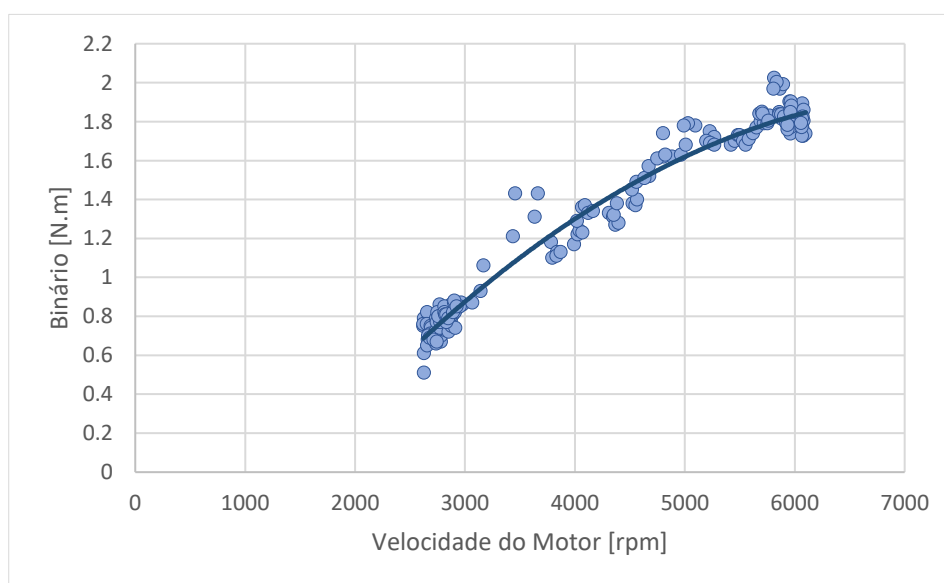


Figura 48 – Variação do Binário em Função da Velocidade do Motor Naturalmente Aspirado

Na figura 48, estão representados os dados recolhidos do motor Honda GX50 com a configuração de fábrica. O valor mais baixo, 0,51 N.m e mais alto, 2,02 N.m são obtidos respetivamente, na velocidade de ralenti, 2628 rpm e na velocidade de 5813 rpm.

Tendo em conta que, o binário está sendo medido através da utilização de uma hélice, é de esperar que, o valor mais alto, de 2,02 N.m, seja atingido à velocidade máxima, de 6100, mas é necessário, ter em conta que, na medição através de uma célula de carga existe uma

incerteza associada e que as vibrações provocadas pelo funcionamento do motor sobre a célula de carga também aumentam a discrepância dos resultados obtidos.

Ao comparar os dados obtidos com as especificações do fabricante, observamos que, o valor máximo, de 2,2 N.m às 5000 rpm não foi alcançado, ver tabela 4. Esta redução no desempenho do motor pode estar relacionada à introdução de elementos de resistivos, dado que, a hélice atua como um travão no motor, dificultando a reprodução das especificações técnicas do fabricante. Além disso, é possível que a hélice esteja subdimensionada, uma vez que, o binário máximo ocorre após as 6000 rpm. Nessa faixa de velocidade, de acordo com o gráfico de binário fornecido pelo fabricante (ver Figura 55), o binário está em declínio.

Com o propósito de caracterizar os conjuntos de dados recolhidos, procedeu-se à traçagem da linha de tendência, oferecendo uma abordagem consistente para a caracterização dos dados obtidos. O modelo de regressão polinomial de segundo grau foi adotado, delineado pela equação (4.1), como meio de atingir tal caracterização.

$$T(\text{rpm}) = -5 \times 10^{-8} \text{rpm}^2 + 0,0008 \text{rpm} - 1,0371 [N.m] \quad (4.1)$$

Para avaliar a adequação do ajuste polinomial, calculamos o coeficiente de determinação (R^2), que mede a proporção da variabilidade no binário explicada pela variação na velocidade do motor, rpm. Obtendo-se um valor notável, de 0,9718, o que indica que 97,18% da variação nos dados de binário pode ser atribuída à variação nos dados de rpm. Essa alta proporção sugere que, o modelo polinomial de segundo grau se ajustou bem aos dados.

4.1.2. Potência

A potência foi obtida através dos dados recolhidos anteriormente referentes ao binário e da velocidade do motor usando a equação (3.2), obtendo o seguinte gráfico:

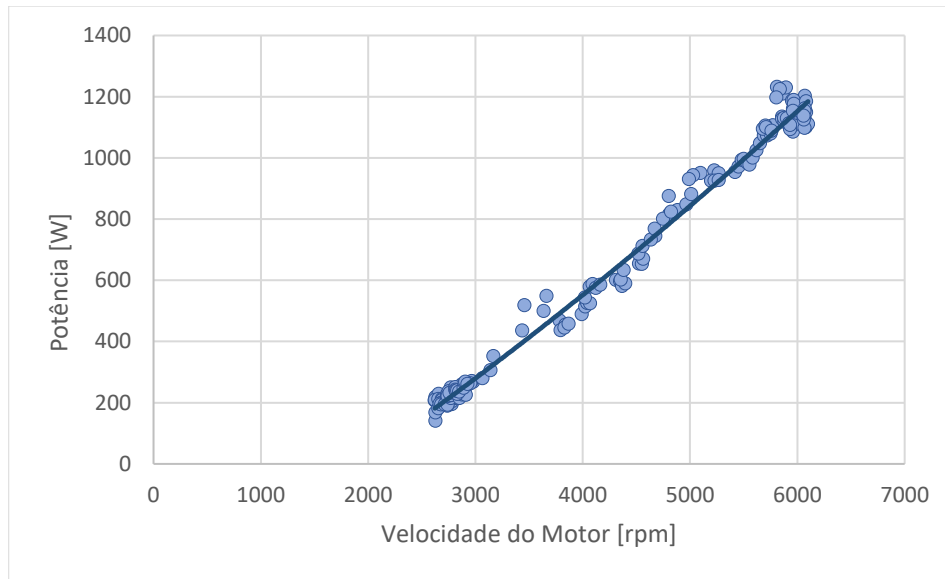


Figura 49 – Variação da Potência em Função da Velocidade do Motor Naturalmente Aspirado

Na figura 49, estão representados os dados recolhidos do motor Honda GX50 com a configuração de fábrica. O valor mais baixo, 140,35 W e mais alto, 1238,08 W são obtidos respetivamente, na velocidade de ralenti, de 2628 rpm e na velocidade, de 5813 rpm.

Estes valores não representam as especificações do fabricante, referentes à potência máxima, de 1,47 kW às 7000 rpm, ver tabela 4, devido ao facto da hélice limitar a velocidade máxima do motor em 6100 rpm, o que torna impossível a obtenção, de tais valores. A obtenção destes valores menores é resultante da utilização da hélice para a obtenção do binário, como foi explicado anterior, no subcapítulo, 4.1.1 Binário.

A linha de tendência que melhor se ajusta a estes dados é um polinómio de segundo grau, dado pela equação (4.2) e apresenta um coeficiente de determinação, de 0,9904.

$$\text{Potência}(\text{rpm}) = 9 \times 10^{-6} \text{rpm}^2 + 0,2074 \text{rpm} - 425,98 \text{ [W]} \quad (4.2)$$

4.1.3. Consumo específico

Devido ao método diferente da recolha de dados referentes ao consumo do combustível, é visível a menor quantidade de pontos obtidos, no gráfico obtido abaixo.

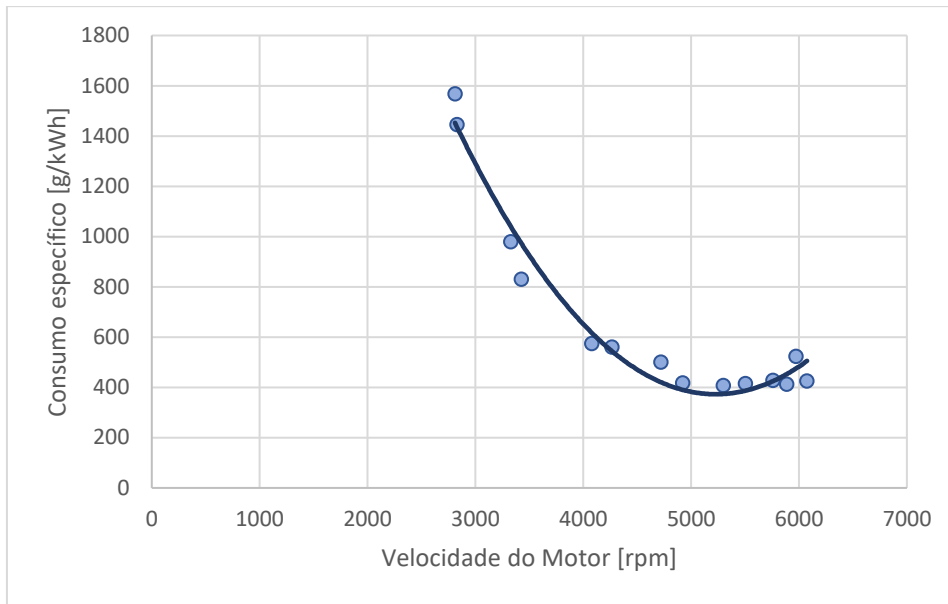


Figura 50 – Variação do Consumo Específico em Função da Velocidade do Motor Naturalmente Aspirado

Através da análise do gráfico, é de notar a redução dos valores do consumo específico, desde o valor inicial, 1567,4 g/kWh, à velocidade de ralenti, de 2811 rpm até ao valor, 407,45 g/kWh medido na de velocidade de 5299 rpm.

Apesar da baixa quantidade de pontos é de notar a elevada previsibilidade deste na traçagem da linha de tendência, dada pela equação (4.3) com um elevado coeficiente de distribuição com valor, de 0,9706.

$$SFC(\text{rpm}) = 0,0002\text{rpm}^2 - 1,9322\text{rpm} + 5423,7 \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad (4.3)$$

4.2. Desempenho do Motor Sobrealimentado

Para o motor sobrealimentado foi coletado os valores de binário, potência, consumo específico e da pressão manométrica.

De forma, a determinar a viabilidade da sobrealimentação pelo compressor centrífugo, as linhas de tendência polinomiais, anteriormente obtidas, são traçadas nos gráficos, a azul-escuro, enquanto os dados relativos à sobrealimentação do motor, encontram-se a laranja, permitindo uma melhor visualização da diferença de resultados.

Todos os gráficos estão compreendidos, entre as 2550 rpm e as 5000 rpm, respetivamente, a velocidade ao ralenti e a velocidade máxima.

4.2.1. Binário

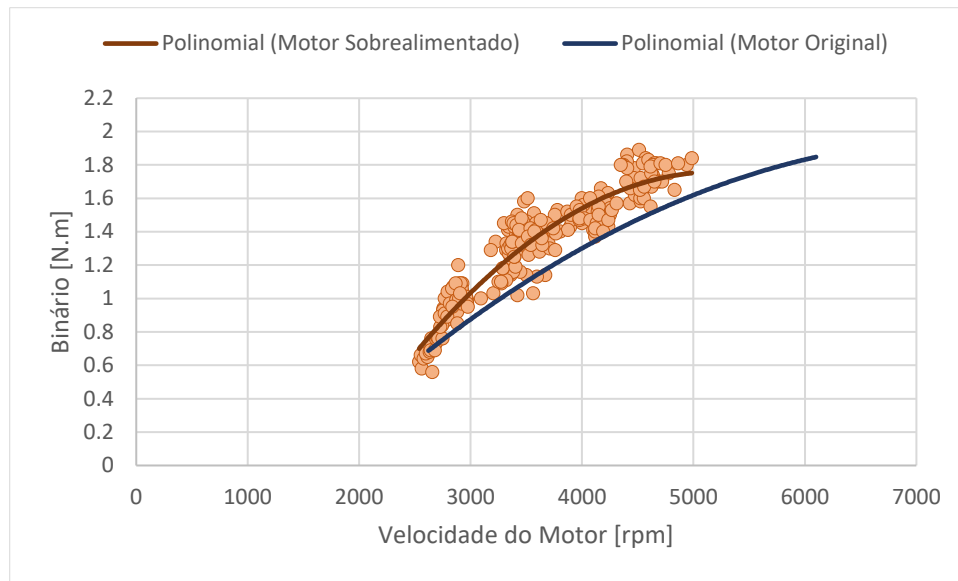


Figura 51 – Variação do Binário em Função da Velocidade do Motor Sobrealimentado

Os dados obtidos referentes ao binário com o compressor acoplado ao motor estão representados, na figura 51, ficam compreendidos, entre as 2553 rpm e as 4985 rpm, com o valor mínimo, de 0,56 N.m às 2656 rpm e máximo, de 1,89 N.m às 4512 rpm, neste ponto existe um aumento de 7,4% em comparação com o binário obtido de 1,75 N.m para a polinomial do motor original.

O motor encontra-se limitado à velocidade máxima de 4985, devido ao aumento de pressão provocado pelo compressor centrífugo, que exige uma quantidade de combustível superior àquela que o carburador é capaz de fornecer.

A linha de tendência dos dados recolhidos, resultou no polinômio de segundo grau representado, pela equação (4.4) com um fator de distribuição, de 0,9007.

$$T(\text{rpm}) = -1 \times 10^{-7} \text{rpm}^2 + 0,0015 \text{rpm} - 2,2518 [N.m] \quad (4.4)$$

É de notar a diferença entre as duas linhas de tendência, que demonstram claramente a maior resposta do motor sobrealimentado em comparação com o motor naturalmente aspirado, no teste com a abertura instantânea da borboleta do carburador.

4.2.2. Potência

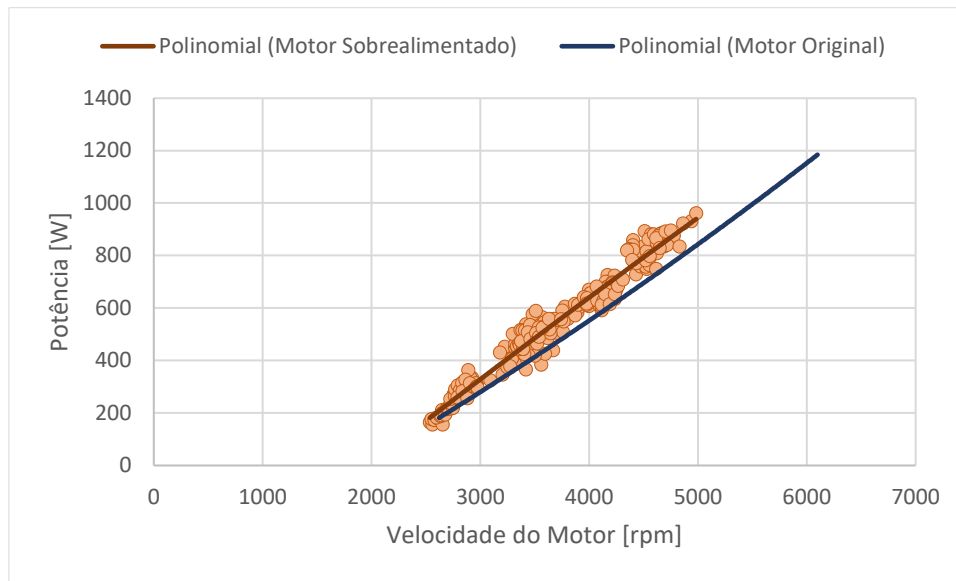


Figura 52 – Variação da Potência em Função da Velocidade do Motor Sobrealimentado

Na figura 52, está caracterizado a variação da potência em função da velocidade do motor sobrealimentado, com o valor mínimo, de 155,55 W às 2561 rpm e com o valor máximo, de 960,53 W às 4985 rpm, neste ponto existe um aumento de 13,43% em comparação com a potência obtida de 831,56 W para a polinomial do motor original.

A linha de tendência traçada é descrita, pela equação (4.5) com um coeficiente de distribuição, de 0,9666.

$$\text{Potência}(\text{rpm}) = -4 \times 10^{-6} \text{rpm}^2 + 0,3376 \text{rpm} - 651,3 \text{ [W]} \quad (4.5)$$

Tal como, no gráfico do binário é possível notar a diferença entre as duas linhas de tendência que demonstram claramente a maior resposta do motor sobrealimentado em comparação com o motor naturalmente aspirado no teste com a abertura instantânea da borboleta do carburador. O aumento é visível através do maior declive da linha de tendência do motor sobrealimentado e do motor na configuração original.

4.2.3. Consumo Específico

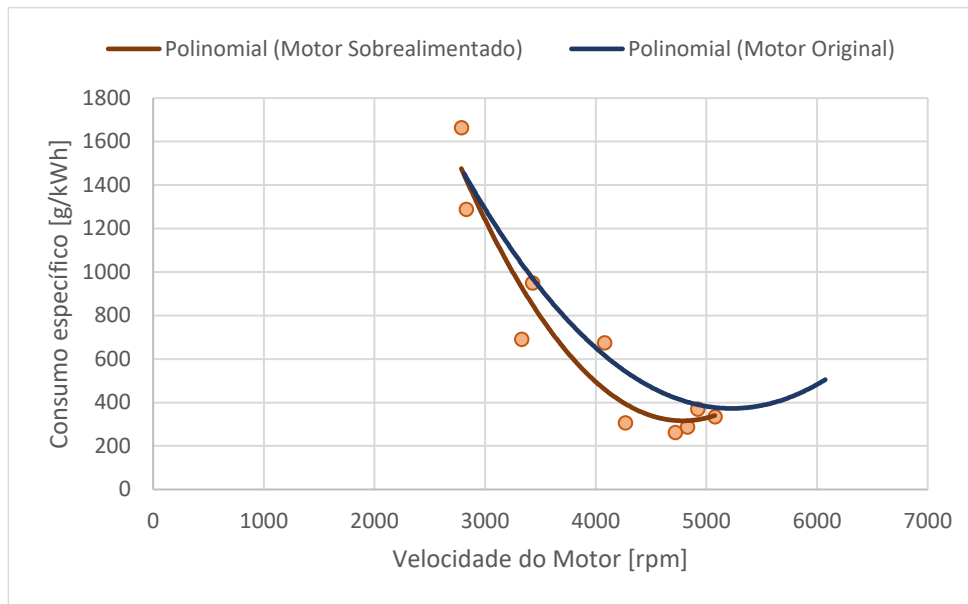


Figura 53 – Variação do Consumo Específico em Função da Velocidade do Motor Sobrealimentado

O gráfico do consumo, ver figura 53, específico exibe uma curva semelhante à curva obtida para o motor naturalmente aspirado, mas com valores compreendidos, entre os 2786 rpm e os 5076 rpm. Através da análise do gráfico, é de notar a redução dos valores do consumo específico, desde o valor inicial, 1664,19 g/kWh, à velocidade de ralenti de 2811 rpm até ao valor, 261,70 g/kWh, medido na de velocidade de 4719 rpm, neste ponto existe uma diminuição de 37,55% em comparação com o consumo específico obtido de 418,65 g/kWh para a polinomial do motor original.

Apesar da baixa quantidade de pontos, é de notar a elevada previsibilidade deste na traçagem da linha de tendência, dada pela equação (4.6) com um elevado coeficiente de distribuição com valor, de 0,9136.

$$\text{Potência(rpm)} = 0,0003\text{rpm}^2 - 2,7733\text{rpm} + 6953 \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad (4.6)$$

Existe uma pequena redução do consumo específico para o motor sobrealimentado, entre os 3000 rpm e 5000 rpm, mas devido à elevada dispersão dos pontos recolhidos, existe uma elevada incerteza neste ensaio realizado.

4.2.4. Pressão Manométrica

Os dados referentes à pressão manométrica à saída do carburador foram adquiridos apenas para a configuração do motor com o compressor acoplado, visto que a pressão à entrada do compressor é a pressão atmosférica não ocorrendo alteração para o motor naturalmente aspirado. A pressão na altura da recolha dos dados era de 94 kPa, com a pressão manométrica caracterizada no seguinte gráfico.

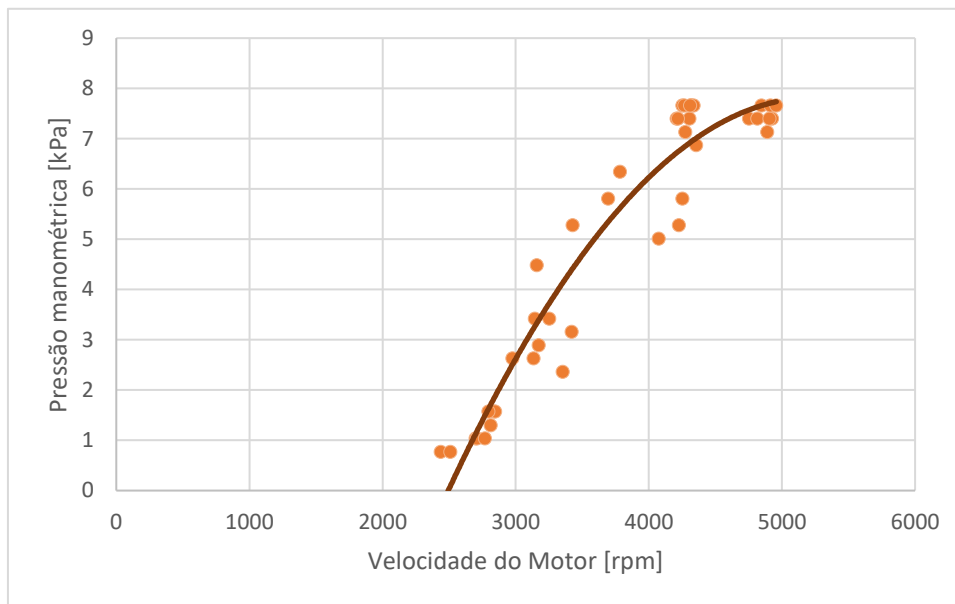


Figura 54 – Variação da Pressão Manométrica em Função da Velocidade do Motor Sobrealimentado

No gráfico estão representados poucos pontos pois foi necessária uma filtragem, de forma a reunir os valores mais elevados, retirando os valores negativos e nulos. Estas variações, entre valores positivos e negativos obtidos, resultam dos momentos de admissão de ar pelo motor, que cria uma redução momentânea do valor da pressão e dos momentos em que, a válvula está fechada e é possível medir o aumento de pressão gerado pelo compressor centrífugo.

Os valores da pressão aumentam com o valor da velocidade do motor, desde a velocidade do ralenti de 2553 rpm com um aumento de pressão de 0 kPa até atingir o valor máximo, de 7,66 kPa às 4974 rpm, o que representa uma velocidade de 29846 rpm, no rotor do compressor centrífugo.

A linha de tendência traçada, equação (4.7) possui um coeficiente de determinação, de 0,9265.

$$\text{Potência}(\text{rpm}) = -1 \times 10^{-6} \text{rpm}^2 + 0,0108 \text{rpm} - 20,673 \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad (4.7)$$

Capítulo 5 – Conclusões e Trabalhos futuros

A sobrealimentação de motores de combustão interna de pequena capacidade possibilita o aumento da relação entre peso e potência, bem como a altitude de operação de uma aeronave que faça uso destes motores. Neste estudo, realizou-se uma avaliação da integração de um compressor centrífugo de pequenas dimensões no motor Honda GX50.

Os ensaios realizados com a utilização da hélice permitiram medir o binário e a potência do motor, através da capacidade de aceleração do motor, com a abertura da borboleta do carburador, ocorrendo de forma praticamente instantânea. Os dados recolhidos mostram a maior resposta do motor, significando um aumento de 7,4% no binário do motor para a velocidade de 4512 rpm, o que se traduz num aumento de 13,43% no valor da potência para a velocidade de 4985 rpm.

O principal foco da construção do compressor centrífugo é o aumento da pressão, pelo que era imperativo determinar a variação da pressão em relação ao motor naturalmente aspirado. Os dados recolhidos são apenas referentes ao motor sobrealimentado, visto que, nos testes realizados com o motor na configuração original, o ar é admitido à entrada do carburador, com o valor da pressão atmosférica, cerca de 94kPa.

O compressor centrífugo conseguiu aumentar a pressão, em 7,66 kPa, com o motor na velocidade, de 4974 rpm, o que corresponde, a um aumento de 7,53% com o rotor do compressor a uma velocidade, de 29846 rpm. Os valores obtidos mostram um valor inferior aos pretendidos teoricamente, visto que, os valores teóricos foram calculados para valores em ordem das 42000 rpm e o rotor do compressor apenas atingiu 30000 rpm.

Os ensaios realizados para a obtenção do consumo específico do motor seguiram um procedimento diferente devido à impossibilidade de medir o combustível gasto, durante os testes de aceleração. Portanto, os valores tiveram de ser obtidos por meio da medição do combustível consumido, nas diversas velocidades de operação. Neste tipo de ensaio, a célula de carga produz a mesma força para uma determinada velocidade do motor, tanto na configuração naturalmente aspirada, quanto na configuração de sobrealimentação, uma vez que, a hélice gera o mesmo valor de binário para a mesma velocidade de rotação. A única variável que sofre alteração é a quantidade de combustível consumida que verificou uma diminuição de 37,55% em comparação com o consumo específico do motor naturalmente aspirado na velocidade de 4719 rpm.

Os valores obtidos, através deste ensaio detêm diversos erros associados, como a incerteza produzida durante a realização de tarefas realizadas em simultâneo, como o início do registo

de dados e o redirecionamento do fluxo de combustível, tarefas que são realizadas manualmente e que apesar de tendo sido feitas com a maior precisão possível, aumentam a incerteza dos resultados. A medição do combustível também se demonstrou desafiante, pois era realizada com o motor em funcionamento e a leitura dos valores na pipeta era afetada pelas vibrações resultantes do funcionamento do motor.

A adição do compressor centrífugo limitou, em 16,66%, a gama de operação do motor, diminuindo a velocidade máxima do motor, das 6000 rpm para as 5000 rpm. Esta redução não tem como responsável o mau funcionamento do compressor, mas sim a falta de combustível na mistura admitida pelo motor, provocando uma mistura pobre, devido ao excesso de ar fornecido pelo compressor. Após sucessivos ajustes do carburador e aumento do gíglor do carburador foi possível chegar a esta velocidade, mas é de notar que, o fator limitante continuava sendo a falta de combustível.

Com o intuito de confirmar se a falta de combustível era de fato responsável pela redução da velocidade máxima alcançada pelo motor com o compressor centrífugo acoplado, procedeu-se ao aumento da quantidade de combustível admitida pelo motor. Isso foi realizado, através da injeção manual de combustível, entre o compressor e o carburador, utilizando uma garrafa de esguicho. Observou-se que, esse procedimento resultou num aumento da velocidade do motor. É importante salientar que, este procedimento foi executado exclusivamente para verificar se existia falta de combustível na mistura admitida pelo motor e não foi utilizado para obter resultados concretos.

A sobrealimentação de motores de pequena dimensão, como o motor Honda GX50, é extremamente desafiante, devido às reduzidas dimensões dos componentes a serem dimensionados, sem aumentar drasticamente o peso e provocar uma redução da potência disponível, devido ao atrito dos componentes acoplados. Foram identificados vários pontos críticos, que podem ser abordados em trabalhos futuros, para melhorar substancialmente o desempenho da sobrealimentação deste motor. Estes pontos incluem:

- Aumentar a capacidade de combustível admitida pelo motor, quer pelo uso de um carburador maior ou quer pela implementação de um sistema de injeção de combustível, removendo por completo o carburador.
- Construção do compressor em materiais mais resistentes, como o alumínio, reduzindo os espaçamentos entre as peças móveis que resultam em perdas.
- Aumento da velocidade do rotor do compressor, através de uma relação maior, entre as polias da cambota e compressor.

Bibliografia

- [1] S. Farokhi, *Aircraft propulsion*, Second edition. Chichester, West Sussex, United Kingdom: Wiley, 2014.
- [2] Z. Sun, X. Zheng, Z. Linghu, T. Kawakubo, H. Tamaki, e B. Wang, «Influence of volute design on flow field distortion and flow stability of turbocharger centrifugal compressors», *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.*, vol. 233, n.º 3, pp. 484–494, fev. 2019, doi: 10.1177/0954407017746281.
- [3] R. H. Jansen, C. L. Bowman, S. Clarke, D. Avanesian, P. J. Dempsey, e R. W. Dyson, «NASA electrified aircraft propulsion efforts», *Aircr. Eng. Aerosp. Technol.*, vol. 92, n.º 5, pp. 667–673, mai. 2020, doi: 10.1108/AEAT-05-2019-0098.
- [4] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, Second edition. New York: McGraw-Hill Education, 2018.
- [5] M. P. Boyce, *Centrifugal compressors: a basic guide*. Tulsa, OK: PennWell, 2003.
- [6] M. D. Holloway, C. Nwaoha, e O. A. Onyewuenyi, Eds., *Process plant equipment operation, reliability, and control*. Hoboken: Wiley, 2012.
- [7] «Compressor do Motor», Glossario. Acedido: 8 de abril de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://hangarmma.com.br/glossary/?p=5131>
- [8] W. C. Lyons e W. C. Lyons, Eds., *Air and gas drilling manual*, 3rd ed. Amsterdam ; Boston: Gulf Professional Pub, 2009.
- [9] W. H. A. R. Al- Doori, «Parametric Performance of Gas Turbine Power Plant with Effect Intercooler», *Mod. Appl. Sci.*, vol. 5, n.º 3, p. p173, jun. 2011, doi: 10.5539/mas.v5n3p173.
- [10] K. H. Lüdtke, *Process Centrifugal Compressors*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2004. doi: 10.1007/978-3-662-09449-5.
- [11] J. M. Sorokes e M. J. Kuzdzal, «CENTRIFUGAL COMPRESSOR EVOLUTION», 2010.
- [12] O. Leufven e L. Eriksson, «Surge and Choke Capable Compressor Model», *IFAC Proc. Vol.*, vol. 44, n.º 1, pp. 10653–10658, jan. 2011, doi: 10.3182/20110828-6-IT-1002.00694.

- [13] «Honda Engines | GX50 Mini 4-Stroke Engine | Features, Specs, and Model Info». Acedido: 14 de abril de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://engines.honda.com/models/model-detail/gx50>
- [14] «Honda engines - GX50», Honda engines. Acedido: 30 de abril de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://w3.honda-engines-eu.com/en/engines/honda-engines/gx50>
- [15] Q. H. Nagpurwala, «Design of Centrifugal Compressor-».
- [16] «Polias para correias dentadas perfil T | norelem». Acedido: 11 de junho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.norelem.com/pt/pt/Produtos/Vis%C3%A3o-geral-de-produtos/Sistemas-e-componentes-para-a-constru%C3%A7%C3%A3o-de-m%C3%A1quinas-e-engenharia-mec%C3%A2nica-industrial/22000-Tecnologia-de-acionamento/Polias-Eixos-dentados-Correias-dentadas/22002-Polias-perfil-T.html>
- [17] «Timing Belt Calculator - Belt Length Calculator | B&B Manufacturing». Acedido: 11 de junho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.bbman.com/belt-length-calculator/>
- [18] «1000lb load cell with HX711 won't read/calibrate», Arduino Forum. Acedido: 10 de junho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://forum.arduino.cc/t/1000lb-load-cell-with-hx711-wont-read-calibrate/1006017>
- [19] «Prusament PC Blend Urban Grey 970g | Original Prusa 3D printers directly from Josef Prusa», Prusa3D by Josef Prusa. Acedido: 3 de junho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.prusa3d.com/product/prusament-pc-blend-urban-grey-970g/>
- [20] «Prusament PETG Urban Grey 1kg | Original Prusa 3D printers directly from Josef Prusa», Prusa3D by Josef Prusa. Acedido: 28 de julho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.prusa3d.com/product/prusament-petg-urban-grey-1kg/>
- [21] «Prusament ASA Prusa Orange 850g | Original Prusa 3D printers directly from Josef Prusa», Prusa3D by Josef Prusa. Acedido: 28 de julho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.prusa3d.com/product/prusament-asa-prusa-orange-850g/>
- [22] «Prusament PLA Galaxy Silver 1kg | Original Prusa 3D printers directly from Josef Prusa», Prusa3D by Josef Prusa. Acedido: 28 de julho de 2023. [Em linha]. Disponível em: <https://www.prusa3d.com/product/prusament-pla-galaxy-silver-1kg/>

[23] O. Kallhovd, «olkal/HX711_ADC». 15 de maio de 2023. Acedido: 10 de junho de 2023. [Em linha]. Disponível em: https://github.com/olkal/HX711_ADC

Apêndices

Apêndice A – Características Motor Honda GX50

Tabela 4 – Especificações do motor Honda GX50 [13]

Código de descrição	
Tipo de motor	4 tempos, válvulas à cabeça, 1 cilindro
Sistema de arrefecimento	Refrigeração a ar
Cilindrada	47,9 cm ³ (43mm*33mm)
Razão de Compressão	8:1
Potência máxima	2,0 hp (1.47 kW) @ 7000 rpm
Binário máximo	2,2 N.m @ 5000rpm
Capacidade reservatório combustível	0,63 L
Capacidade reservatório óleo	0,13 L
Massa seca	4,1 kg
Sistema ignição	Íman transistorizado
Rotação do veio PTO	No sentido contrário ao dos ponteiros do relógio
Combustível	Gasolina sem chumbo
Dimensões (Comprimento × Largura × Altura)	(199mm × 260mm × 263mm)

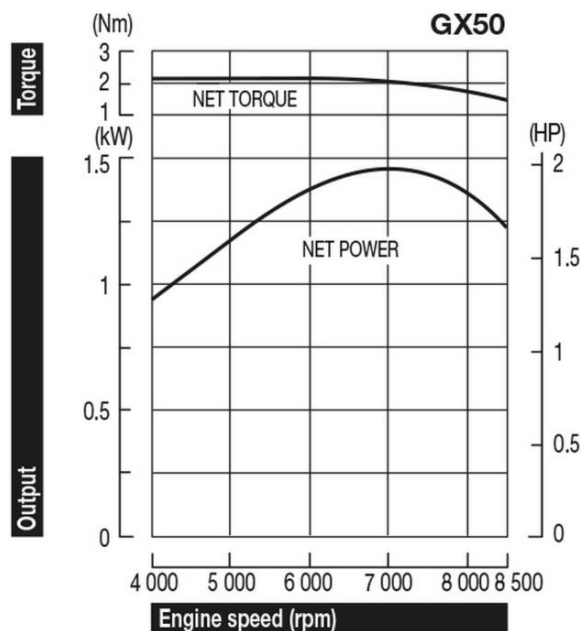


Figura 55 – Curvas de desempenho do motor Honda GX50 [14]

Apêndice B – Propriedades ar 700m de altitude

Tabela 5 - Propriedades ar a 700m de altitude

Temperatura [K]	285
Massa específica a 700 m [kg/m ³]	1,145
Viscosidade dinâmica [Pa.s]	1,789*10 ⁻⁵
Calor específico a pressão constante [J/g.K]	1,006
Constante dos gases [J/kg.K]	287
γ	1,4
Condutividade térmica [W/m.K]	0,024

Apêndice C – Propriedades Filamentos

Tabela 6 – Propriedades Mecânicas Filamento Prusament PC Blend [19]

Property\Print Direction	Horizontal	Vertical xz	Method
Tensile Yield Strength [MPa]	63 ± 1	63 ± 1	ISO 527-1
Tensile Modulus [GPa]	1.9 ± 0.1	2.0 ± 0.1	ISO 527-1
Elongation at Yield Point [%]	5.8 ± 0.3	5.8 ± 0.2	ISO 527-1
Flexural Strength [MPa]	88 ± 1	94 ± 2	ISO 178
Flexural Modulus [GPa]	2.1 ± 0.1	2.2 ± 0.1	ISO 178
Deflection at Flexural Strength [mm]	11.0 ± 0.2	10.7 ± 0.2	ISO 178
Impact Strength Charpy [kJ/m ²]	no break	no break	ISO 179-1
Impact Strength Charpy Notched [kJ/m ²]	12 ± 1	12 ± 1	ISO 179-1

Tabela 7 – Propriedades Mecânicas Filamento Prusament PETG [20]

Property\Print Direction	Horizontal	Vertical xz	Method
Tensile Yield Strength [MPa]	47 ± 2	50 ± 1	ISO 527-1
Tensile Modulus [GPa]	1.5 ± 0.1	1.6 ± 0.1	ISO 527-1
Elongation at Yield Point [%]	5.1 ± 0.1	5.1 ± 0.1	ISO 527-1
Flexural Strength [MPa]	66 ± 2	70 ± 1	ISO 178
Flexural Modulus [GPa]	1.7 ± 0.1	1.6 ± 0.1	ISO 178
Deflection at Flexural Strength [mm]	9.0 ± 0.1	9.3 ± 0.2	ISO 178
Impact Strength Charpy [kJ/m ²](3)	no break	no break	ISO 179-1
Impact Strength Charpy Notched [kJ/m ²]	6 ± 1	3 ± 1	ISO 179-1

Tabela 8 – Propriedades Mecânicas Filamento Prusament ASA [21]

Property\Print Direction	Horizontal	Vertical xz	Method
Tensile Yield Strength [MPa]	42 ± 1	45 ± 2	ISO 527-1
Tensile Modulus [GPa]	1.6 ± 0.1	1.7 ± 0.1	ISO 527-1
Elongation at Yield Point [%]	3.4 ± 0.2	3.8 ± 0.2	ISO 527-1
Flexural Strength [MPa]	64 ± 1	69 ± 1	ISO 178
Flexural Modulus [GPa]	2.0 ± 0.1	1.9 ± 0.1	ISO 178
Deflection at Flexural Strength [mm]	9.0 ± 0.1	9.0 ± 1.0	ISO 178
Impact Strength Charpy [kJ/m ²](4)	25 ± 3	38 ± 11	ISO 179-1
Impact Strength Charpy Notched [kJ/m ²]	12 ± 1	15 ± 3	ISO 179-1

Tabela 9 – Propriedades Mecânicas Filamento Prusament Prusament PLA [22]

Property\Print Direction	Horizontal	Vertical xz	Method
Tensile Yield Strength [MPa]	51 ± 3	59 ± 2	ISO 527-1
Tensile Modulus [GPa]	2.3 ± 0.1	2.4 ± 0.1	ISO 527-1
Elongation at Yield Point [%]	2.9 ± 0.3	3.2 ± 1.0	ISO 527-1
Flexural Strength [MPa]	83 ± 6	99 ± 1	ISO 178
Flexural Modulus [GPa]	3.1 ± 0.1	3.2 ± 0.1	ISO 178
Deflection at Flexural Strength [mm]	7.4 ± 0.2	8.3 ± 0.2	ISO 178
Impact Strength Charpy [kJ/m ²](4)	13 ± 1	14 ± 1	ISO 179-1
Impact Strength Charpy Notched [kJ/m ²]	not applicable	not applicable	ISO 179-1

Apêndice D – Carburadores



Figura 56 – Carburador Original GX50



Figura 57 – Carburador GXH50

Apêndice E – Análise das Hélices

AeroDesign Propeller... — □ ×

Altitude	700.00	Meters
Air Speed	0.00	MPH
RPM	7000.00	RPM
Number of Blades	2	
Blade Pitch	9.00	Inches
Prop Diameter	19.00	Inches
Thrust	67,596	Newtons
Power Output	0,000E+00	Watts
Power Absorbed	1451,9	Watts
Efficiency	0,000E+00	Percent
Prop Thrust Coeff.	0,0800	
A/C Thrust Coeff.	1268,1	
Tip Mach Number	0,5239	
0.75R Pitch Angle	11,367	Degrees

Figura 58 – Análise Hélice 19 × 9 no PropSelector

AeroDesign Propeller... — □ ×

Altitude	700.00	Meters
Air Speed	0.00	Meters/se
RPM	7000.00	RPM
Number of Blades	2	
Blade Pitch	10.00	Inches
Prop Diameter	20.00	Inches
Thrust	85,973	Newtons
Power Output	0,000E+00	Watts
Power Absorbed	2003,6	Watts
Efficiency	0,000E+00	Percent
Prop Thrust Coeff.	0,0828	
A/C Thrust Coeff.	290,59	
Tip Mach Number	0,5515	
0.75R Pitch Angle	11,981	Degrees

Figura 59 – Análise Hélice 20 × 10 no PropSelector

AeroDesign Propeller... — □ ×

Altitude	700.00	Meters
Air Speed	0.00	Meters/se
RPM	7000.00	RPM
Number of Blades	2	
Blade Pitch	6.00	Inches
Prop Diameter	20.00	Inches
Thrust	62,777	Newtons
Power Output	0,000E+00	Watts
Power Absorbed	1149,0	Watts
Efficiency	0,000E+00	Percent
Prop Thrust Coeff.	0,0605	
A/C Thrust Coeff.	211,93	
Tip Mach Number	0,5515	
0.75R Pitch Angle	7,2561	Degrees

Figura 60 – Análise Hélice 20 × 6 no PropSelector

Apêndice F – Impressora 3D

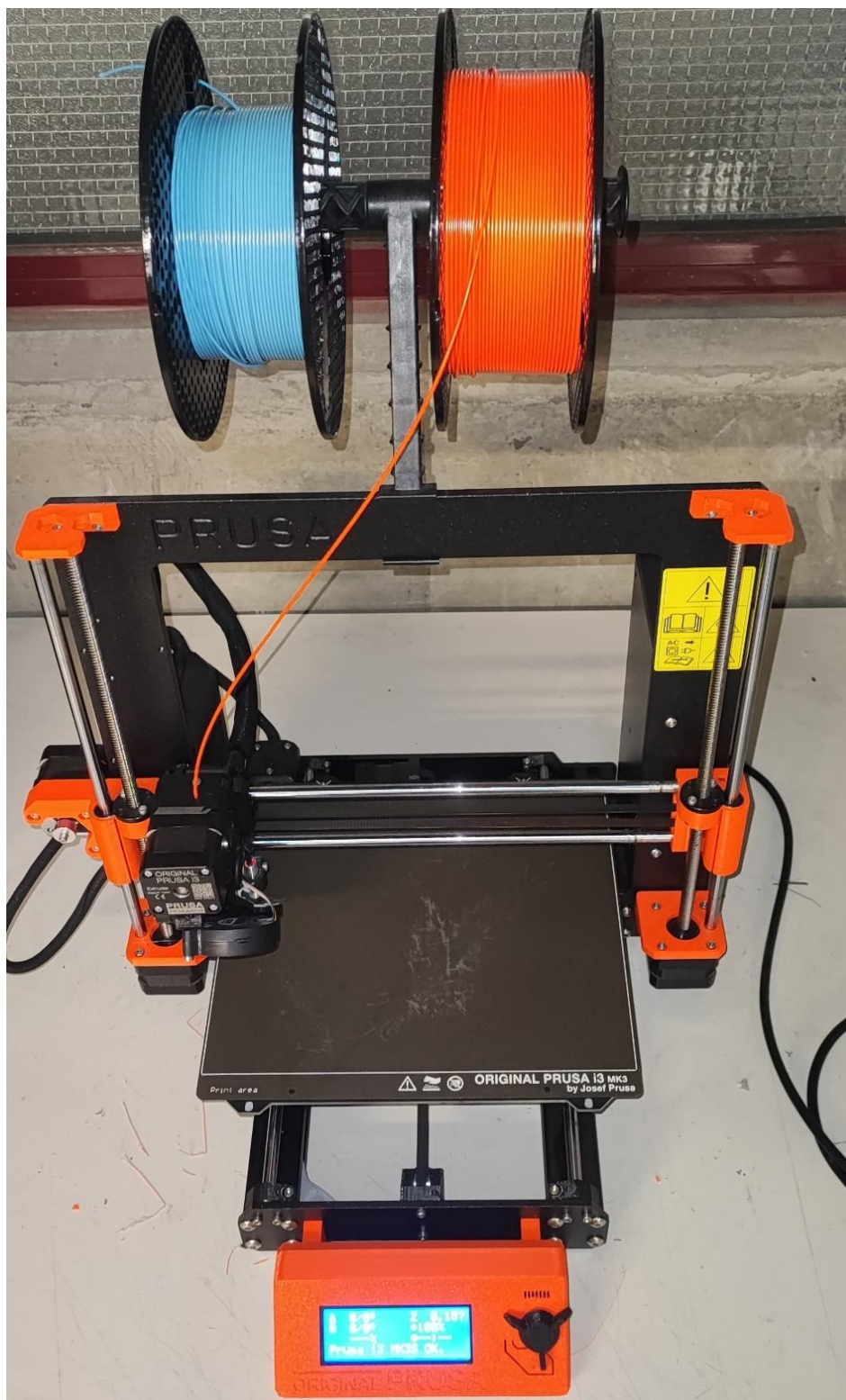


Figura 61 – Impressora Prusa MK3+

Apêndice G – Sistema de polias

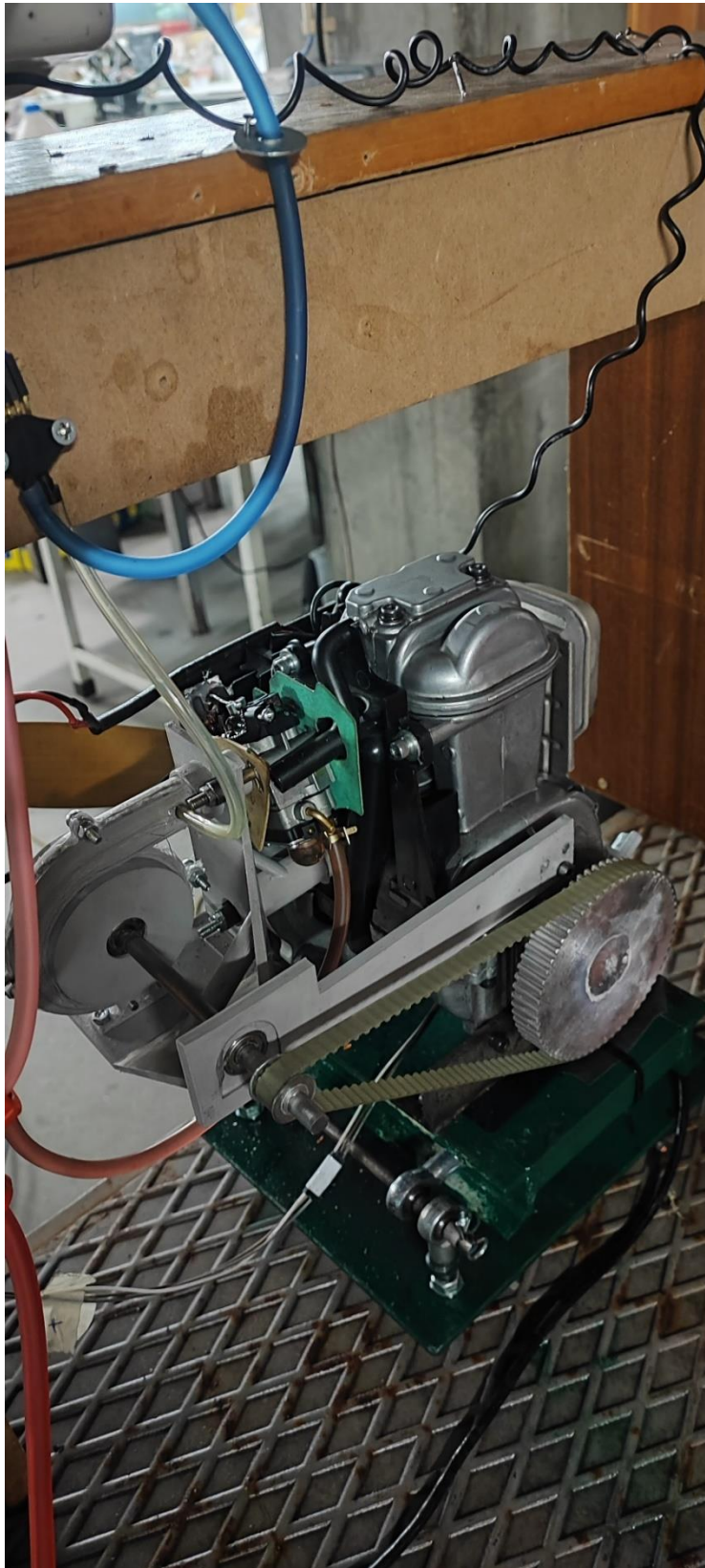


Figura 62 – Correia dentada

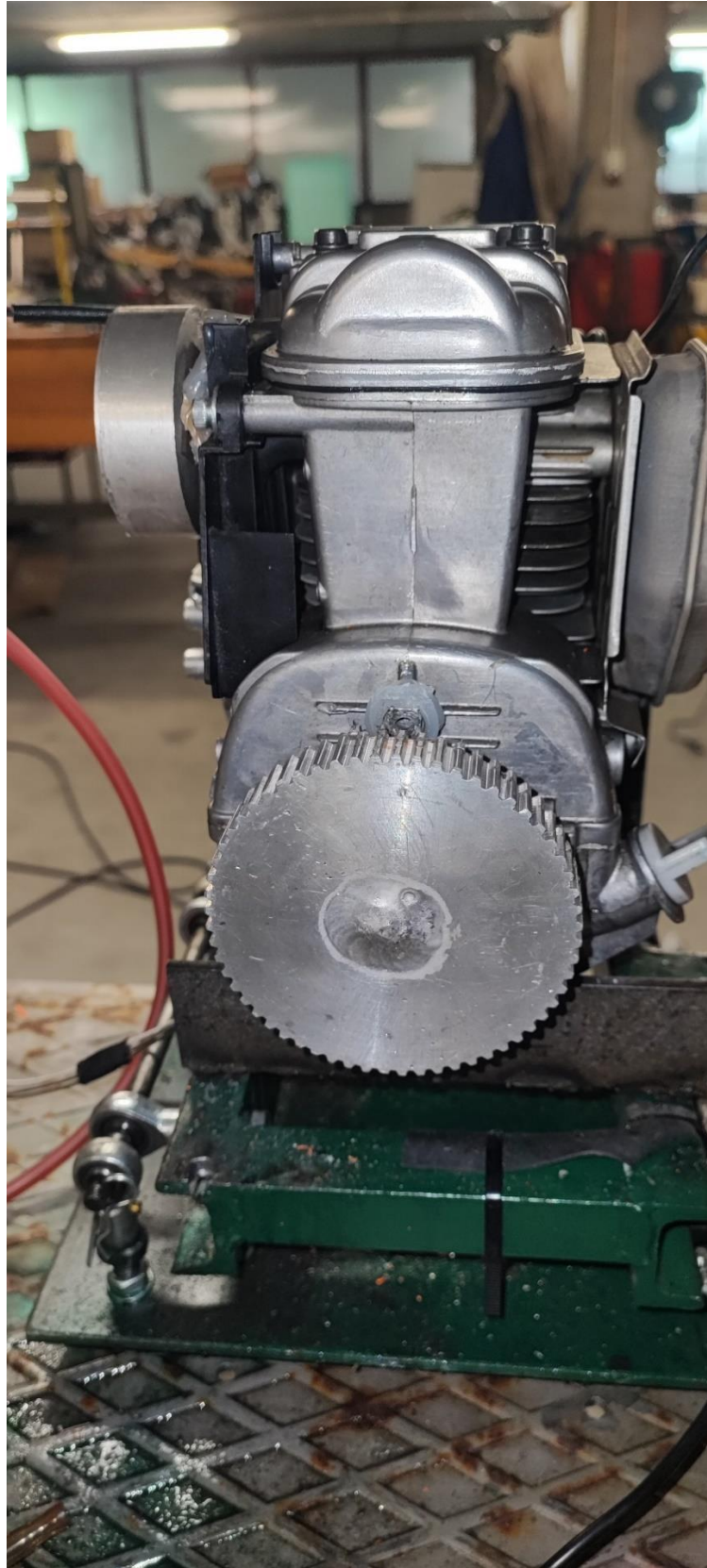


Figura 63 – Polia dentada enroscada no eixo do motor, vista lateral



Figura 64 – Polia dentada enroscada no eixo do motor, vista superior

Apêndice H – Massa Utilizada na Calibração da Célula



Figura 65 – Massa utilizada na Calibração da Célula de Carga

Apêndice I – Sistema de Combustível



Figura 66 – Caudalímetro FCH-m-PVDF-HD

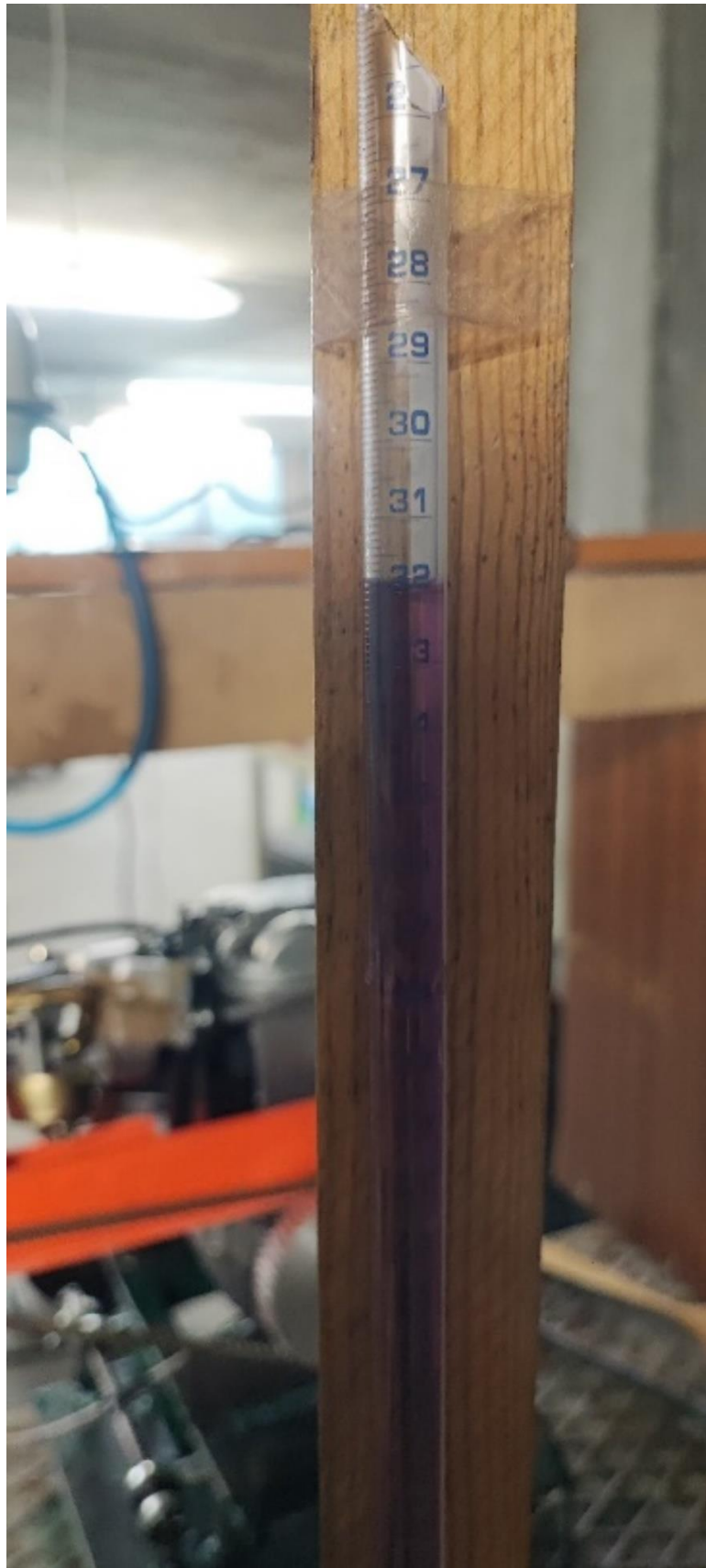


Figura 67 – Pipeta volumétrica usada na determinação do combustível gasto

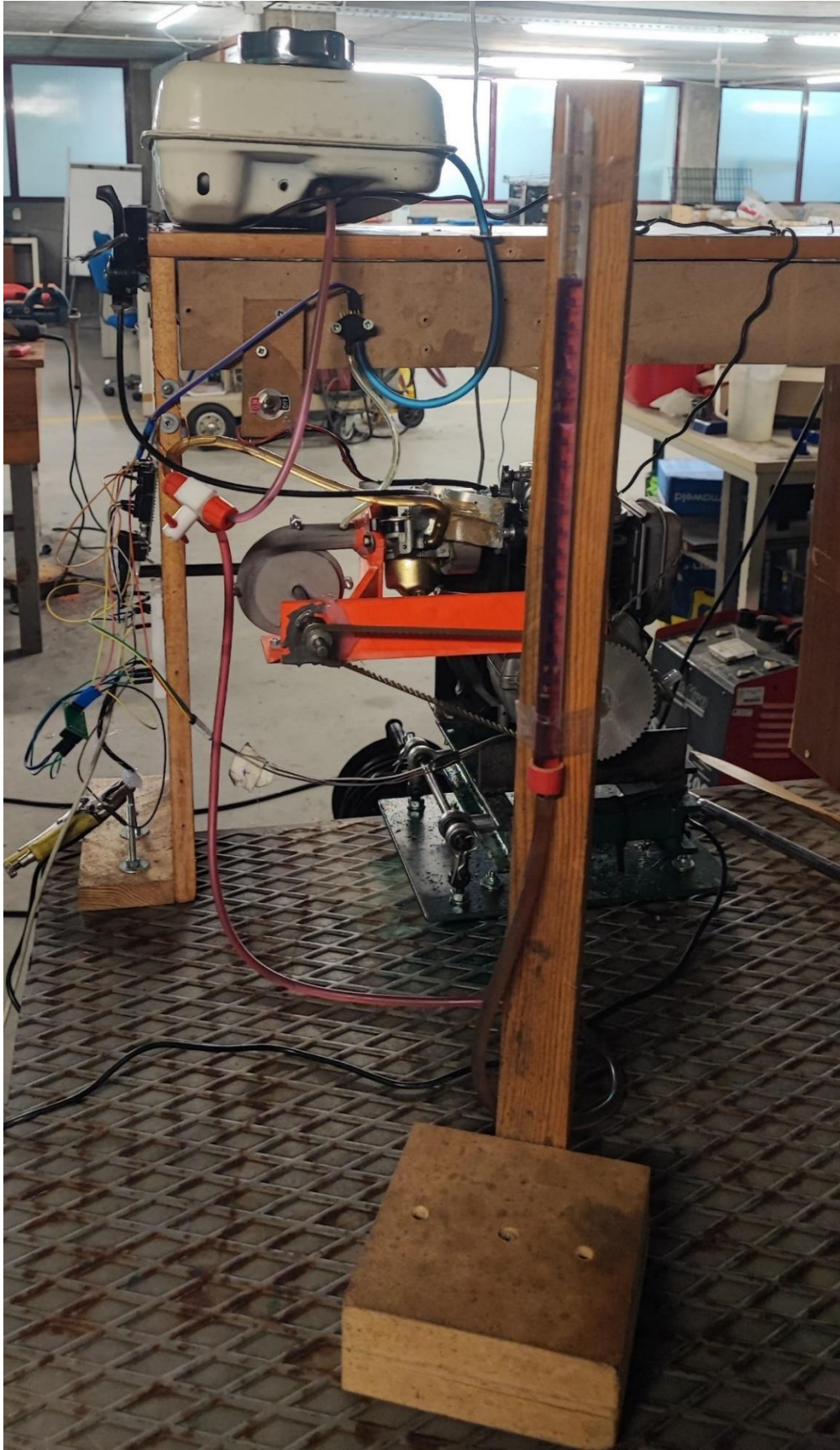


Figura 68 – Sistema de fornecimento de combustível



Figura 69 – Medição da massa do esguicho com combustível

Apêndice J – Célula de Carga

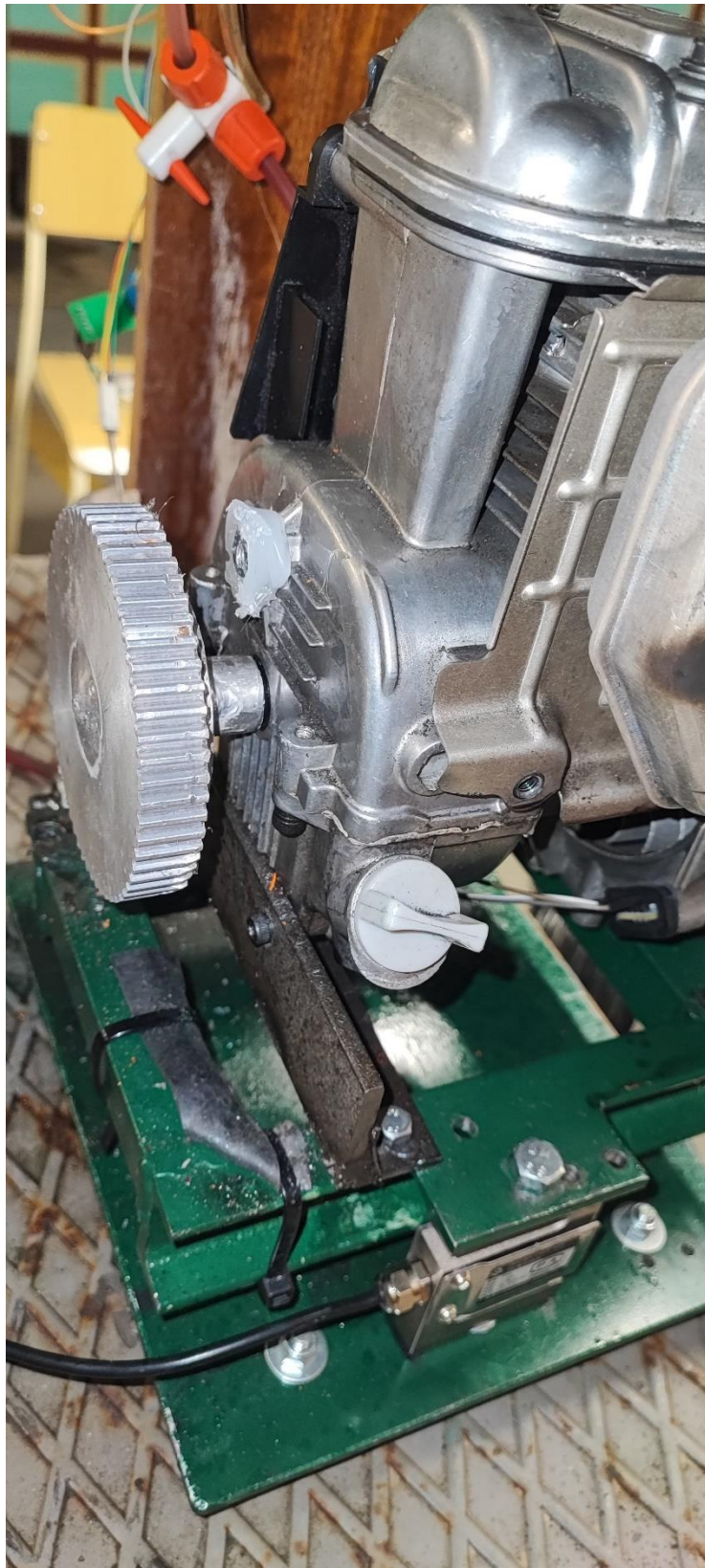


Figura 70 – Localização da célula de carga

Apêndice K – Sensor de Hall

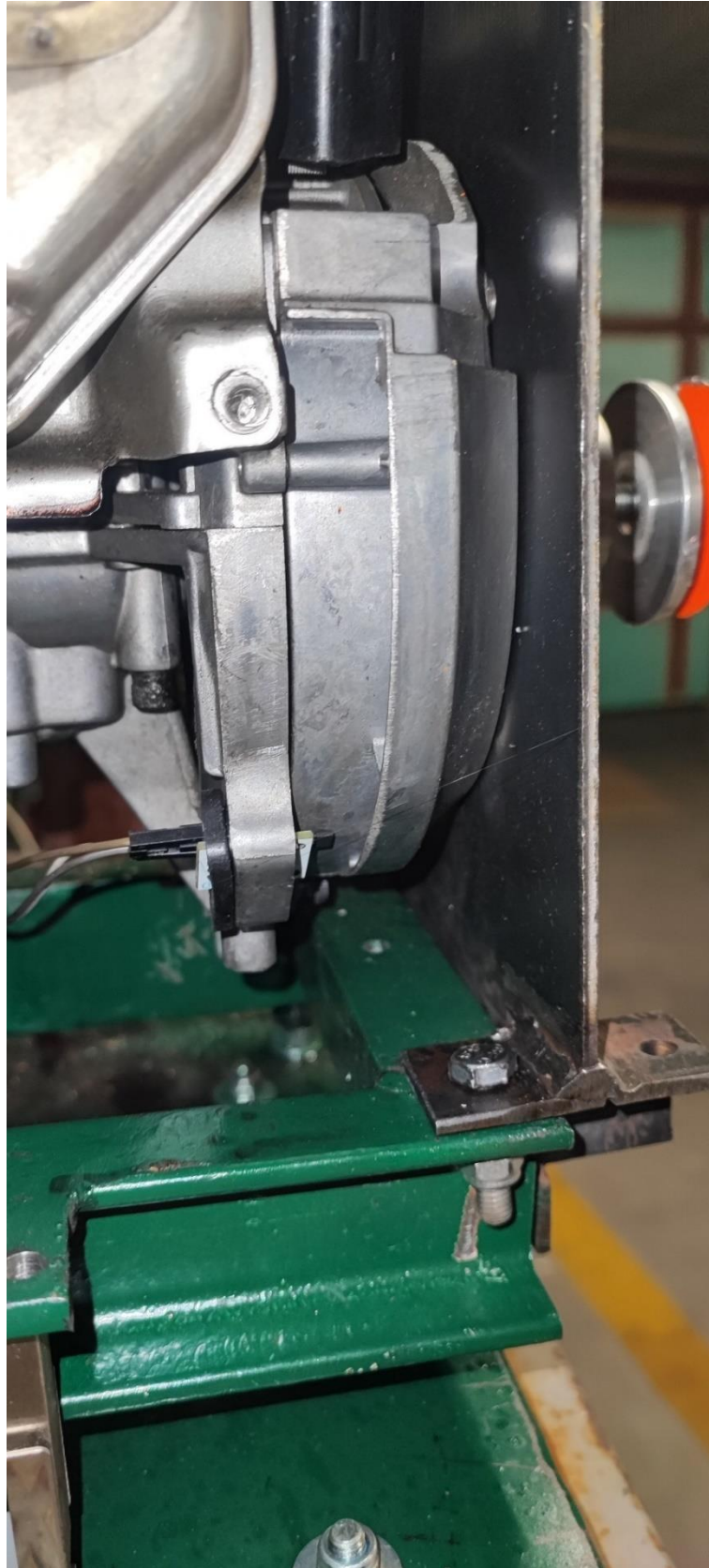


Figura 71 – Localização do Sensor de hall

Apêndice L – Sensor de Pressão

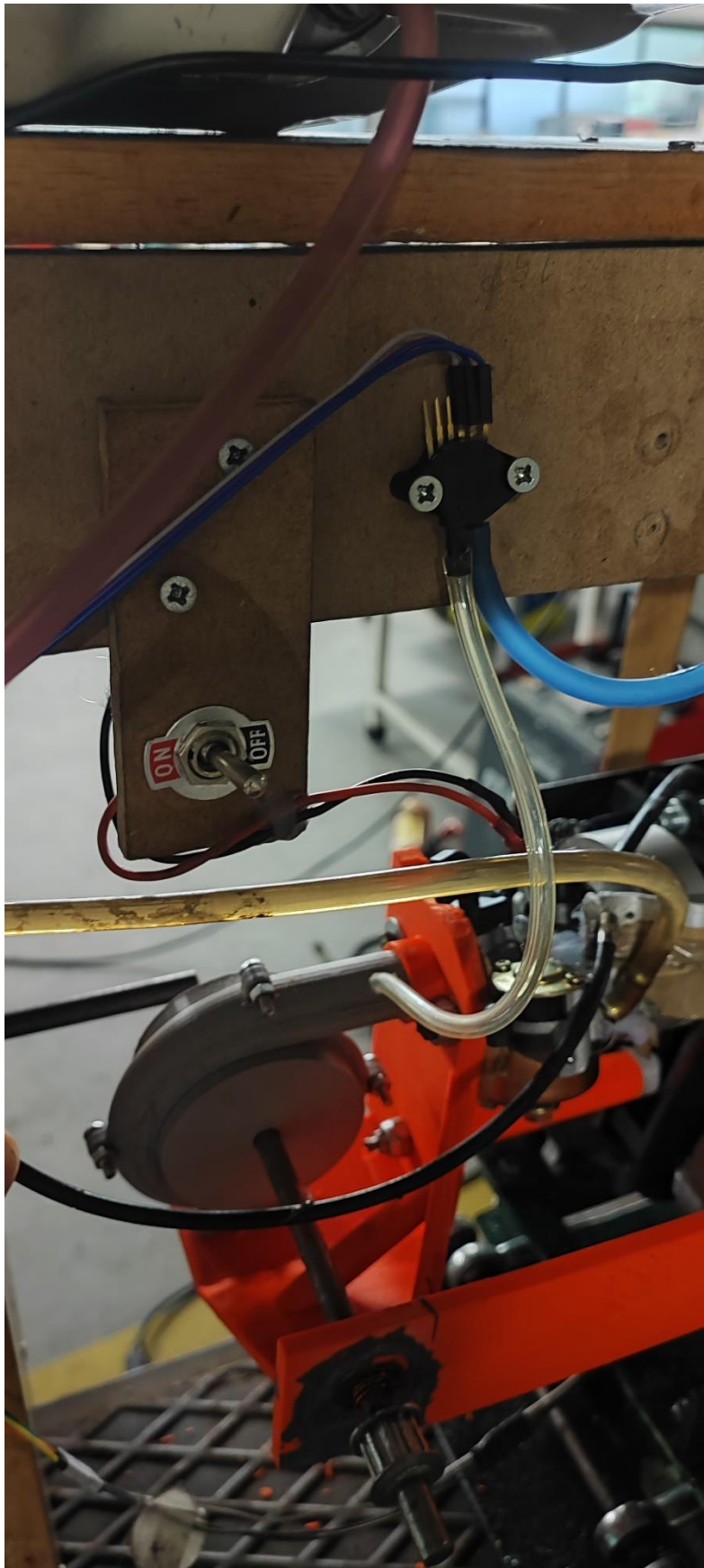


Figura 72 – Sensor de pressão MPX4250DP

Apêndice M – Sistemas de Medição

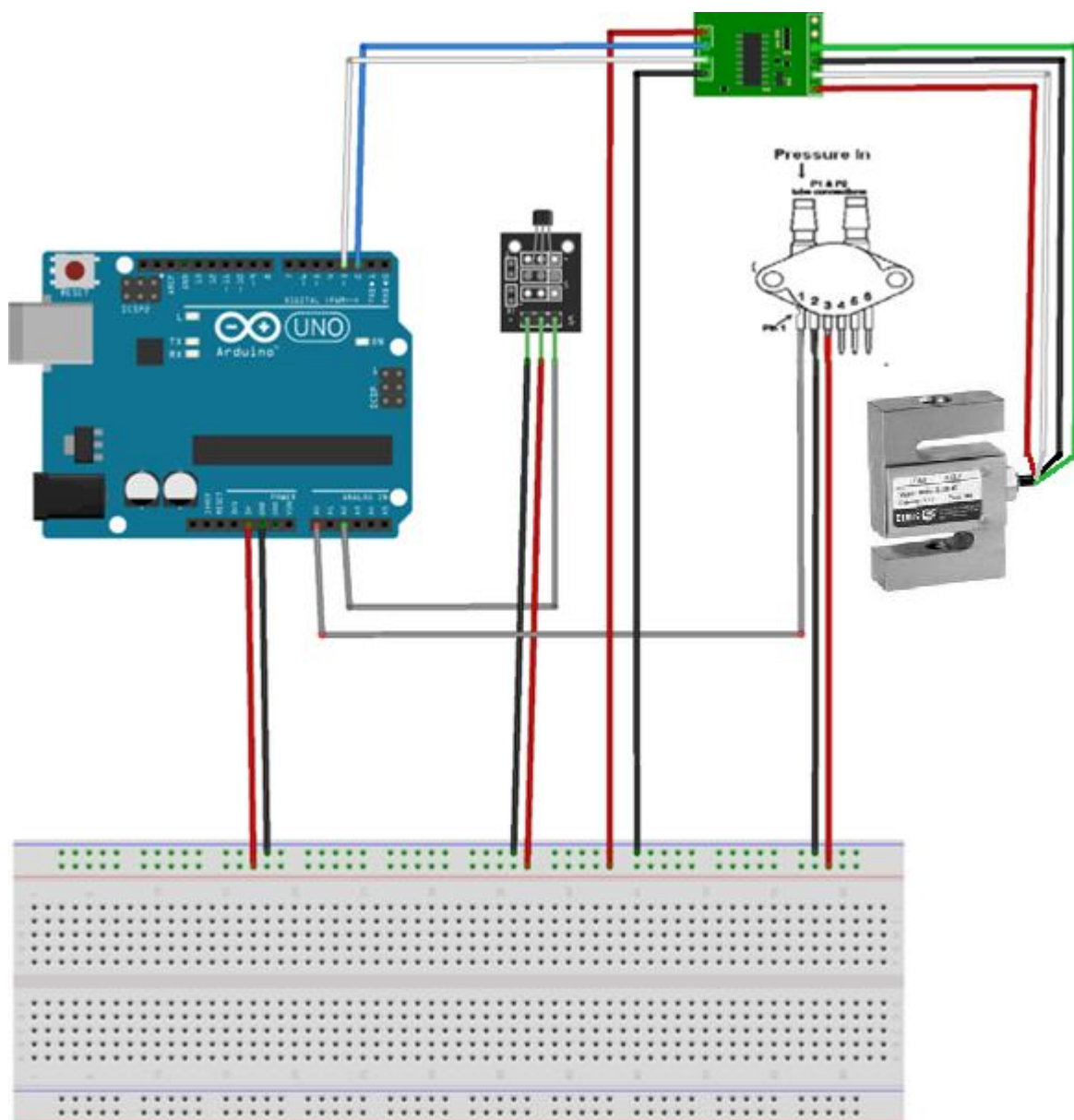


Figura 73 – Diagrama das ligações entre sensores e Arduino

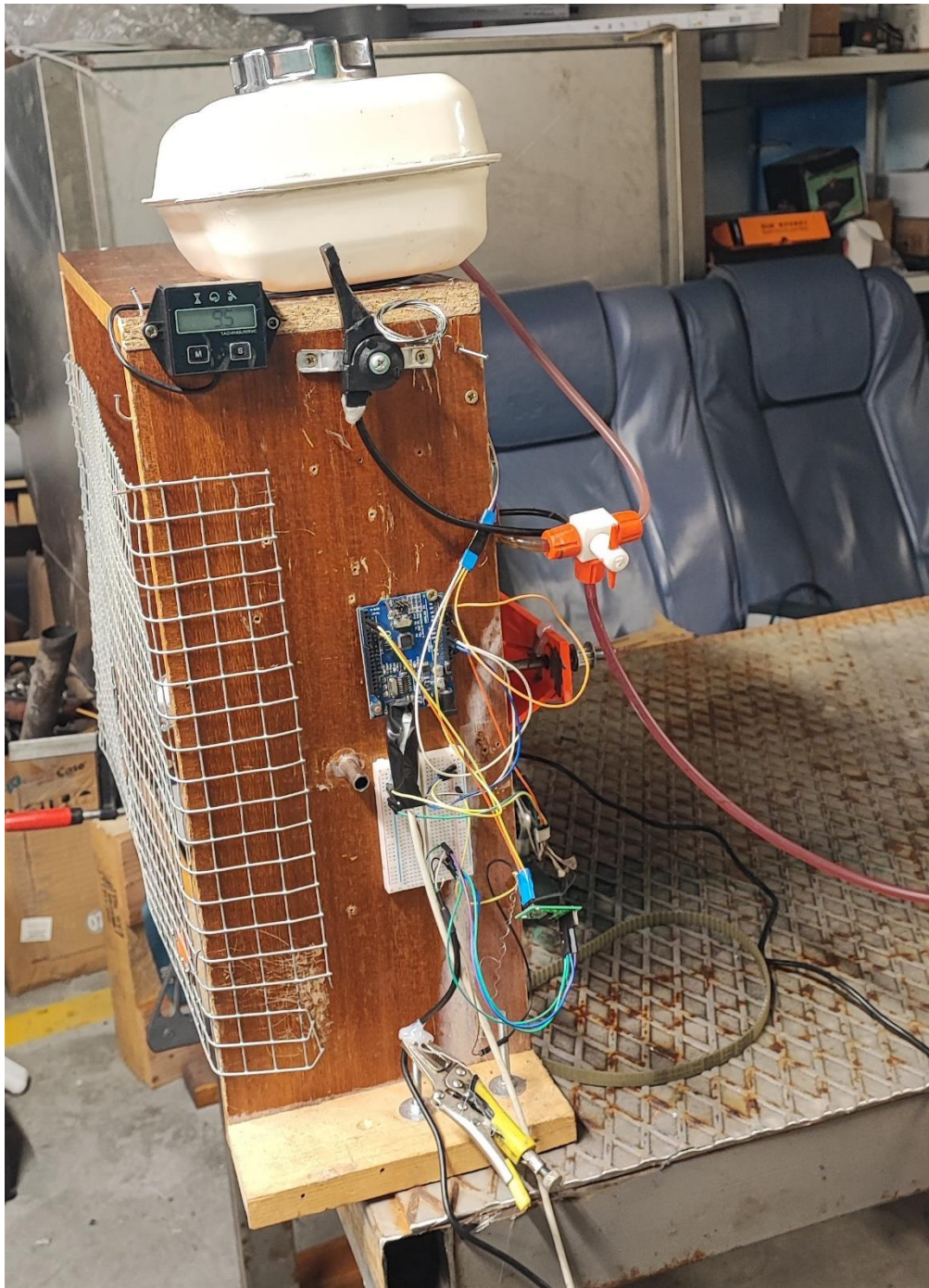


Figura 74 – Ligações realizadas entre sensores e Arduino

Apêndice N – Estrutura Do banco de ensaios



Figura 75 – Banco de ensaios

Apêndice O – Código para Determinação do Fator de Calibração da Célula de Carga [23]

```
#include "HX711.h" // Inclui a biblioteca HX711 para o uso da célula de
carga

#define DOUT 3 // Define o pino DOUT como entrada digital 3
#define CLK 2 // Define o pino CLK como entrada digital 2
HX711 scale; // Cria uma instância da classe HX711 chamada scale

float calibration_factor = 250; // Define o fator de calibração como 250

void setup() {
  Serial.begin(9600); // Inicia a transmissão de dados com uma taxa de
transmissão de 9600 bps
  Serial.println("HX711 calibration sketch"); // Imprime a mensagem para
calibração
  Serial.println("Remove all weight from scale"); // Imprime uma mensagem
para remover o peso de cima da célula de carga
  Serial.println("After readings begin, place known weight on scale"); //
Imprime uma mensagem para colocar um peso conhecido na escala
  Serial.println("Press + or a to increase calibration factor"); // Imprime
uma mensagem para aumentar o fator de calibração
  Serial.println("Press - or z to decrease calibration factor"); // Imprime
uma mensagem para diminuir o fator de calibração

  scale.begin(DOUT, CLK); // Inicializa a célula de carga com os pinos DOUT
e CLK especificados
  scale.set_scale(); // Define a escala da célula de carga
  scale.tare(); // Redefine a escala para 0

  long zero_factor = scale.read_average(); // Obtém uma leitura de
referência do sensor de peso HX711 e armazena-a na variável 'zero_factor'.
  Serial.print("Zero factor: "); // Imprime uma mensagem indicando que o
valor a seguir é o fator de zero da balança
  Serial.println(zero_factor); // Imprime o valor do fator de zero, que é
uma referência para o peso zero na balança
}

void loop() {
  scale.set_scale(calibration_factor); // Define a escala atual do sensor de
peso HX711 com base no fator de calibração atual
  Serial.print("Reading: "); // Imprime uma mensagem indicando que o valor a
seguir é uma leitura da balança
  Serial.print(scale.get_units(), 3); // Imprime a leitura atual da balança
com uma precisão de 3 casas decimais
```

```

    Serial.print(" kg"); // Imprime a unidade de medida da leitura, que é
quilogramas (kg).
    Serial.print(" calibration_factor: "); // Imprime uma mensagem indicando
que o valor a seguir é o fator de calibração atual
    Serial.print(calibration_factor); // Imprime o valor atual do fator de
calibração, que é usado para ajustar as leituras da balança
    Serial.println(); // Imprime uma linha em branco, para separar as leituras
anteriores das leituras futuras

    if (Serial.available()) { // Verifica se há dados disponíveis
        char temp = Serial.read();
        if (temp == '+' || temp == 'a')
            calibration_factor += 1; // Aumenta o fator de calibração em 1 se o
caractere lido for '+' ou 'a'
        else if (temp == '-' || temp == 'z')
            calibration_factor -= 1; // Diminui o fator de calibração em 1 se o
caractere lido for '-' ou 'z'
        }

    delay(1000); // Coloca o programa em espera por 1 segundo antes de
realizar a próxima leitura. Esse atraso é usado para evitar leituras muito
frequentemente e garantir uma taxa de atualização controlada das leituras da
célula de carga.
}

```

Apêndice P – Código para Leitura dos Valores de Todos os Sensores [23]

```
#include "HX711.h" // Inclui a biblioteca HX711 para o uso da célula de
carga
#include <EnableInterrupt.h> // Inclui a biblioteca EnableInterrupt para
habilitar interrupções

#define calibration_factor -209 // Define o fator de calibração como -209
#define DOUT 3 // Define o pino DOUT como entrada digital 3
#define CLK 2 // Define o pino CLK como entrada digital 2
HX711 scale; // Cria uma instância da classe HX711 chamada scale

int sensor = A0; // Define o pino do sensor de pressão como A0
float Vcc = 4.88; // Define o valor da tensão Vcc como 4.88
float airpressure = 94.5; // Define o valor da pressão do ar como 94.5
volatile unsigned long t; // Variável de tempo
unsigned long startTime; // Variável para armazenar o tempo de início
unsigned long elapsedMicros; // Variável para armazenar o tempo decorrido em
microssegundos
unsigned int rpm; // Variável para armazenar o valor de rpm

const int sensorPin = A2; // Define o pino do sensor como A2
const int refsig = 200; // Define o valor de referência do sinal como 200

void setup() {
    Serial.begin(250000); // Inicializa a transmissão de dados com uma taxa de
transmissão de 9600 bps
    scale.begin(DOUT, CLK); // Inicializa a célula de carga com os pinos DOUT
e CLK especificados
    scale.set_scale(calibration_factor); // Define o fator de escala da célula
de carga
    scale.tare(); // Define a tara da célula de carga
    pinMode(sensor, INPUT); // Define o pino do sensor como entrada

    pinMode(sensorPin, INPUT); // Define o pino do sensor como entrada
    enableInterrupt(sensorPin, rpmInterrupt, RISING); // Habilita a
interrupção no pino do sensor quando ocorrer uma variação de sinal
ascendente
    startTime = micros(); // Armazena o tempo atual em microssegundos na
variável startTime
    rpm = 0; // Inicializa o valor de rpm como zero
}

void loop() {
    unsigned long currentTime = micros(); // Obtém o tempo atual em
microssegundos
```

```

    elapsedMicros = currentTime - startTime; // Calcula o tempo decorrido
    desde o início do loop

    float kgf = scale.get_units(); // Obtém o valor de peso em kgf do sensor
    de peso
    float torque = kgf * 9.81 * 0.195 / 1000; // Calcula o valor de binário
    com base no peso em kgf
    int valorsensor = analogRead(sensor); // Lê o valor do sensor analógico
    float voltread = valorsensor * Vcc / 1023; // Calcula a leitura de tensão
    com base no valor lido pelo sensor
    float pressuredif = (voltread / Vcc - 0.04) / 0.00369; // Calcula a
    diferença de pressão com base na leitura de tensão
    float pressurein = airpressure + pressuredif; // Calcula a pressão interna
    com base na diferença de pressão

    float elapsedSeconds = elapsedMicros / 1000000.0; // Calcula o tempo
    decorrido em segundos

    Serial.print(elapsedSeconds, 3); // Imprime o tempo decorrido com 3 casas
    decimais
    Serial.print(","); // Imprime uma vírgula
    Serial.print(kgf); // Imprime o valor de peso em kgf
    Serial.print(","); // Imprime uma vírgula
    Serial.print(binário); // Imprime o valor de binário
    Serial.print(","); // Imprime uma vírgula
    Serial.print(pressuredif); // Imprime a diferença de pressão
    Serial.print(","); // Imprime uma vírgula
    Serial.print(pressurein); // Imprime a pressão
    Serial.print(","); // Imprime uma vírgula
    Serial.println(rpm); // Imprime o valor de rpm
}

void rpmInterrupt() {
    unsigned long elapsedMicros = micros() - t; // Calcula o tempo decorrido
    desde a última subida
    t = micros(); // Atualiza o tempo para a próxima medição
    if (elapsedMicros != 0) {
        rpm = 60000000 / elapsedMicros; // Calcula os rpm com base no tempo
        decorrido
    } else {
        rpm = 0; // Se o tempo for zero, define os rpm como zero
    }
}
}

```

Apêndice Q – Compressor Centrífugo com Suporte



Figura 76 – Encaixe dos diversos suportes no compressor