

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Caio Henrique dos Reis

**Estudo do dimensionamento de turbocompressor
para aplicação em um propulsor de motocicleta**

SÃO CARLOS -SP

2024

CAIO HENRIQUE DOS REIS

**Estudo do dimensionamento de turbocompressor para aplicação em um propulsor de
motocicleta**

Trabalho de conclusão de curso,
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de São Carlos, para obtenção do
título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Márcio Turra de Ávila

São Carlos-SP

2024

FICHA CATALOGRÁFICA

Reis, Caio Henrique dos
Estudo do dimensionamento de turbocompressor para
aplicação em um propulsor de motocicleta / Caio
Henrique dos Reis -- 2024.

70f.

TCC (Graduação) - Universidade Federal de São Carlos,
campus São Carlos, São Carlos

Orientador (a): Márcio Turra de Ávila

Banca Examinadora: Flávio Yukio Watanabe, Anderson
Antonio Ubices de Moraes, Márcio Turra de Ávila

Bibliografia

1. Turbocompressor. 2. Downsizing. 3. Motores de
combustão interna. I. Reis, Caio Henrique dos. II. Título.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS

Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia

Programa de Graduação de Engenharia Mecânica

Folha de aprovação

Assinatura dos membros da comissão examinadora que avaliou e aprovou a Defesa de Monografia do candidato Caio Henrique dos Reis, realizada em 20/09/2024:

Prof. Dr. Anderson Antonio Ubices de Moraes
Universidade Federal de São Carlos - UFSCar

Prof. Dr. Flavio Yukio Watanabe
Universidade Federal de São Carlos - UFSCar

Prof. Dr. Márcio Turra de Ávila
Universidade Federal de São Carlos - UFSCar

DEDICATÓRIA

Para toda minha família, que sempre me apoiou e tornou possível toda essa jornada até aqui, em especial aos meus pais que não mediram esforços para me ajudar. Dedico também a minha namorada Julia, que esteve me apoiando efetivamente nessa reta final e me deu forças para tornar possível a conclusão deste longo ciclo. Amo todos vocês!

AGRADECIMENTO

Agradeço profundamente ao meu orientador, Professor Márcio Turra de Ávila, por sua orientação, paciência e apoio inestimáveis ao longo desta pesquisa. Também sou grato ao Professor Flávio Yukio Watanabe, que, além de me incentivar, foi responsável por me apresentar ao Professor Márcio. Ambos tiveram um papel essencial no meu desenvolvimento acadêmico e na conclusão deste trabalho.

RESUMO

Turbocompressores surgiram com a intenção de sobrealimentar os motores a combustão, fazendo um motor de baixo deslocamento volumétrico render potências muito maiores, equivalentes às de motores de grande porte. O turbocompressor funciona reaproveitando os gases provenientes da queima do combustível para girar um rotor ligado a hélices que aspiram ar para o motor; com o aumento da vazão mássica de ar admitido pelo motor, em equilíbrio com o aumento do débito de combustível, torna-se possível o aumento da potência sem modificações internas no próprio motor. O mercado do turbocompressor vem crescendo consideravelmente, justamente pelo conceito de *downsizing* que passou a ser amplamente estudado na última década. A região do planeta na qual o turbocompressor é menos utilizado é a América do Sul. Assim, o Brasil representa a maior parte desse universo, o que é contradizente à uma característica particular do país - o veículo a etanol. O etanol apresenta octanagem superior à da gasolina, permitindo pressões de compressão maiores sem sofrer detonação. Portanto, pode-se afirmar que a sua associação com um sistema de turbocompressores é mais adequada ao automóvel. Neste trabalho, apresenta-se, de forma objetiva, como fazer a escolha do turbocompressor ideal à uma aplicação desejável, pontuando que, em pequenos motores, pode-se obter potências equivalentes ou até mesmo maiores que aquelas de motores com mais que o dobro da capacidade volumétrica, desde que se façam o estudo adequado e o dimensionamento correto para que o compressor possa trabalhar em harmonia com o motor.

Palavras-chave: Turbocompressor; Dimensionamento; Sobrealimentação; Propulsão; Motocicletas.

ABSTRACT

Turbochargers were developed with the aim of enhancing combustion engines, enabling small displacement engines to produce power comparable to larger engines. The turbocharger works by reusing exhaust gases to turn a rotor connected to turbine blades that draw air into the engine. By increasing the mass flow of air admitted to the engine, to match the increased fuel flow, it is possible to boost power without internal modifications to the engine itself. The turbocharger market has been growing considerably, particularly due to the concept of downsizing, which has been extensively studied in recent years. The region where turbochargers are least used is South America, with Brazil representing the largest portion of this market. This contradicts a characteristic of the country—ethanol-fueled vehicles. Ethanol has a higher octane rating than gasoline, which allows for higher compression pressures without detonation. Therefore, the association between ethanol and a turbocharging system is particularly suitable for vehicles. This work presents a clear methodology for selecting the ideal turbocharger for specific applications. It also proposes a model to demonstrate that small engines can achieve power comparable to, or even exceeding, that of larger engines—if properly sized and matched with the right compressor.

Keywords: Turbocharger; Dimensioning; Supercharging; Propulsion; Motorcycles.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO DE LITERATURA	11
2.1	MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA	11
2.1.1	Motores Alternativos	14
2.1.2	Motores de Quatro tempos	14
2.1.3	Motores de Dois tempos	16
2.2	PARÂMETROS FUNDAMENTAIS PARA O ENTENDIMENTO DO FUNCIONAMENTO DE MOTORES	18
2.2.1	Torque e Potência	18
2.3	TURBOCOMPRESSORES	21
2.3.1	Sistema de Lubrificação dos Mancais	25
2.3.2	Wastegate	26
2.3.3	Relação Área/Raio dos Turbocompressores	30
2.3.4	Trim	33
2.3.5	Turbocompressores de Geometria Variável (TGV)	34
2.3.6	Turbocompressor Elétrico	36
2.3.7	Sistema de Arrefecimento do Ar Admitido pelo Motor	38
2.3.8	Mapa de Eficiência do Compressor	41
2.4	SUPERCOMPRESSORES MECÂNICOS	42
2.4.1	Compressores de Parafuso	42
2.4.2	Compressores de Lóbulos	43
2.5	COMPARATIVO ENTRE MOTORES NATURALMENTE ASPIRADOS E COM SOBRE-ALIMENTAÇÃO POR TURBOCOMPRESSORES	44
2.6	S.F.C. (SPECIFIC FUEL CONSUMPTION) – CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL	47
3	METODOLOGIA	50
3.1	CARACTERÍSTICAS DO MOTOR	48
3.2	DIMENSIONAMENTO E ESCOLHA DO TURBOCOMPRESSOR	50
3.2.1	Determinação da meta de Potência	51
3.2.2	Cálculo do Fluxo de Ar desejado	51
3.2.3	Cálculo do Valor da Pressão Absoluta	52
3.2.4	Cálculo da Pressão em Função da Restrição de Fluxo oferecida pelo Coletor de Admissão	52
3.2.5	Determinação da Pressão na Entrada do Compressor	53
3.2.6	Cálculo da Relação de Compressão	53

3.2.7	Escolha do Compressor a partir do Mapa de Eficiência	54
3.2.8	Considerações sobre as linhas de "Surge" e "Choke"	54
3.2.9	Checagem da Reação do Compressor em menores rotações	54
3.2.10	Dimensionamento da Turbina	55
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	57
4.1	ESCOLHA DO TURBOCOMPRESSOR A SER APLICADO AO MOTOR SUZUKI DE 749CC	57
4.2	SEGUNDA ITERAÇÃO PARA ADEQUAÇÃO DO TURBOCOMPRESSOR A SER APLICADO AO MOTOR ESCOLHIDO	60
4.3	DIMENSIONAMENTO DA TURBINA	63
5	CONCLUSÕES	66
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78

1 Introdução

O avanço tecnológico na indústria automotiva tem impulsionado a busca por soluções que equilibrem desempenho, eficiência energética e redução de emissões. O conceito de *downsizing* se destaca, utilizando motores menores e mais eficientes, com potências comparáveis às de motores maiores, graças ao uso de turbocompressores (Giudice, 2017). Embora mais comum em carros, o *downsizing* também tem potencial promissor em motocicletas, devido à demanda crescente por maior eficiência e menor impacto ambiental. Segundo Constantin (2017), os turbocompressores surgiram como uma tecnologia fundamental para sobrealimentar motores de baixo deslocamento volumétrico, permitindo que os mesmos gerem potências significativamente maiores, comparáveis às de motores de grande porte. O turbocompressor reaproveita os gases de escape para girar um rotor que aspira mais ar para o motor, e, em equilíbrio com o aumento de combustível, torna-se possível aumentar a potência sem necessidade de modificações internas significativas.

A região do planeta na qual o turbocompressor é menos utilizado é a América do Sul. Segundo Tiveron (2017), apenas 20% dos automóveis fazem uso desta aplicação em uma frota que, somente no nosso país, contabiliza mais de 49 milhões de automóveis. Assim, o Brasil representa a maior parte desse universo, o que é contradizente, uma vez que no país tem-se o vasto uso do veículo a etanol. O etanol apresenta octanagem superior à da gasolina, permitindo, portanto, pressões de compressão maiores sem sofrer detonação. Portanto, pode-se afirmar que a sua associação com um sistema de turbocompressores é mais adequada ao automóvel.

Este trabalho tem como objetivo explorar e mostrar de forma objetiva a aplicação de um turbocompressor, exemplificando tal aplicação em um motor de motocicleta de 750cc da marca Suzuki e analisando seus efeitos no desempenho e na eficiência do propulsor. Além disso, será abordado o dimensionamento adequado do turbocompressor para esse motor, levando em consideração suas particularidades e necessidades operacionais. A pesquisa busca demonstrar que, com um estudo adequado e a escolha correta dos componentes, é possível utilizar motores pequenos para alcançar potências significativamente maiores, comparáveis ou até superiores às de motores com o dobro do deslocamento volumétrico.

O estudo também dará uma breve noção dos fundamentos dos motores a combustão interna, além de expor grande detalhamento do funcionamento de turbocompressores, algumas especificidades e formas de aplicação, bem como alguns componentes cruciais para o bom funcionamento do turbocompressor, mostrando exemplos práticos de sua aplicação em um motor de motocicleta. Será demonstrado como o uso de turbocompressores, aliado a motores originalmente bem dimensionados, pode trazer benefícios adicionais tanto em performance quanto em economia de combustível. Ao final, reafirma-se o potencial do *downsizing* e destacam-se suas vantagens para o setor de motocicletas, promovendo eficiência e alta performance com motores menores.

2. Fundamentação Teórica e Revisão de Literatura

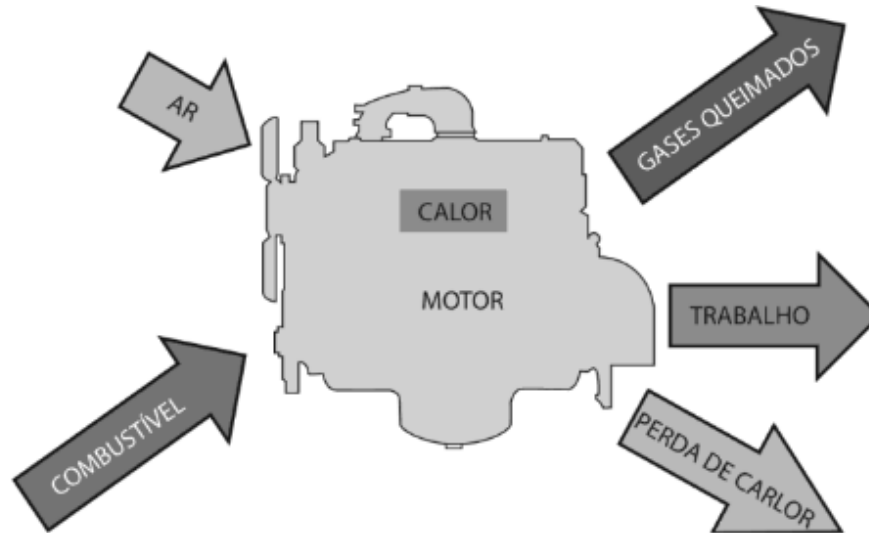
2.1 Motores a combustão interna

Os estudos sobre motores a combustão interna surgiram em meados de 1800 e somente foram consolidados de fato no final desse século, segundo Passarini (1993, p. 1.1).

O motor ICE começou a ser concebido quando, em 1862, o físico francês Alphonse Beau de Rochas propôs as condições necessárias para que um motor de combustão interna, a quatro tempos, funcionasse com um máximo de economia. Rochas chegou a descrever, também, a sequência de eventos, por meio da qual a economia e a eficiência poderiam ser conseguidas. Essa sequência, que totalizava 4 tempos é, em síntese, o que hoje ocorre basicamente em todo motor ICE. Porém, Rochas não chegou a construir motor algum, tendo apenas formulado as condições de funcionamento econômico que ele havia imaginado. O motor apenas construído experimentalmente em 1872, só foi realizado, na prática, em 1876 por Nikolaus Otto que foi, inclusive, quem determinou o ciclo teórico sob o qual trabalha o motor ICE. Quando a firma alemã Otto und Langen passou a fabricar os motores de 4 tempos, de pistões móveis ligados a um girabrequim, este tipo de motor passou a se chamar popularmente de motor Otto.

Segundo Brunetti (2016), pode-se definir o motor de combustão interna (MCI) como uma máquina térmica: “As máquinas térmicas são dispositivos que permitem transformar calor em trabalho. O calor pode ser obtido de diferentes fontes: combustão, energia elétrica, energia atômica etc”.

Figura 1 - Fluxos de massa e energia em um motor de combustão interna – MCI.



Fonte: Brunetti (2016).

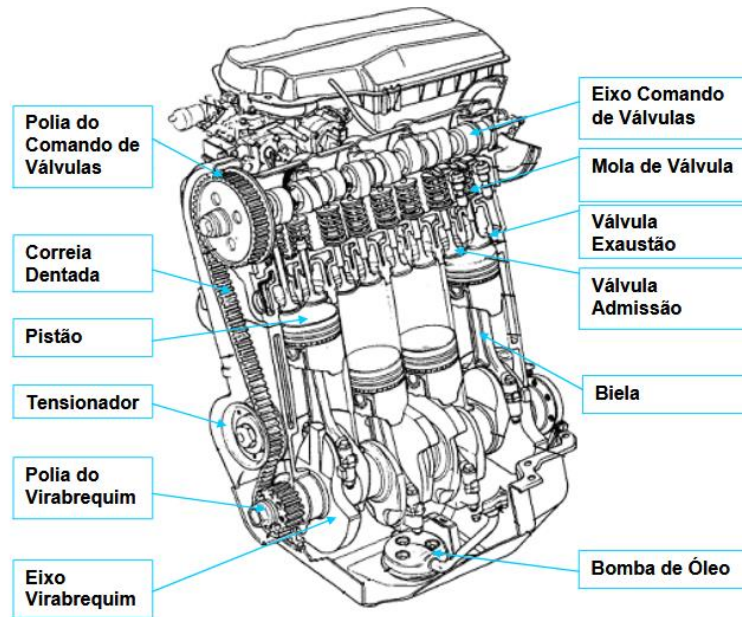
Neste caso, a obtenção de trabalho é ocasionada pela combustão, que é dada por substância denominada "fluido ativo - F.A". Para contextualizar, tem-se, na Figura 1, FA formado pela mistura de ar e combustível na entrada do volume de controle (Motor). Tendo o fluido ativo (FA) como participante direto da combustão, têm-se as máquinas térmicas classificadas como motores de combustão interna - MCI.

Quando se fala da forma de se obter trabalho mecânico, os MCI são classificados em: motores alternativos, motores rotativos e motores de impulso.

Brunetti (2016) explica que motores alternativos (Figura 2) são aqueles cujo trabalho é obtido pelo movimento de vaivém de um pistão transformado em rotação contínua por um sistema biela-manivela, enquanto em motores rotativos (Figura 3), o trabalho é obtido diretamente do movimento de rotação. São exemplos a turbina a gás e o motor Wankel. Motores de impulso são aqueles onde o trabalho se dá pela reação dos gases expelidos em alta velocidade como, por exemplo, o motor a jato e o propulsor de foguetes (Figura 4).

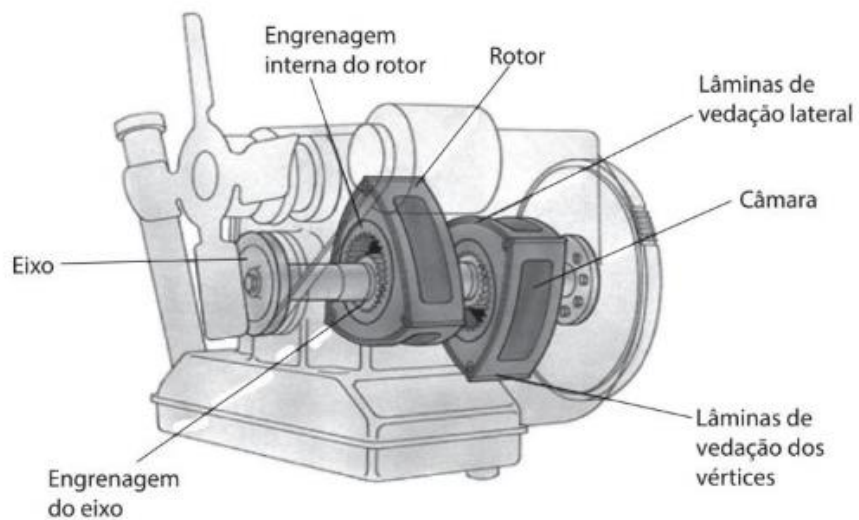
O foco do estudo em questão serão os motores alternativos por serem os mais disseminados, de menor custo de fabricação e que mostram ter maior durabilidade; apesar de não serem os que têm maior eficiência, são os de melhor custo-benefício, sendo esse o principal motivo de sua ampla aplicação em veículos.

Figura 2 - Esquema ilustrativo de um motor de combustão interna do tipo alternativo.



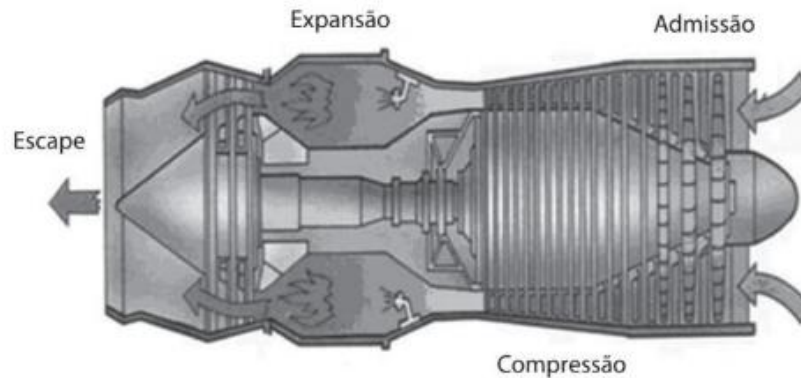
Fonte: Simplus (2024).

Figura 3 - Motor rotativo (Wankel) com dois rotores.



Fonte: Brunetti (2016).

Figura 4 - Esquema ilustrativo de uma turbina a gás.



Fonte: Brunetti (2016).

2.1.1 Motores alternativos

Estes motores podem ser classificados quanto à ignição. Segundo Brunetti (2016), têm-se dois tipos fundamentais – MIF e MIE:

MIF - MOTORES DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA OU OTTO: Nos motores de ignição por faísca, a mistura de combustível e ar é admitida e dosada previamente ou formada dentro dos cilindros, no caso de motores com injeção direta de combustível. Essa mistura é inflamada por uma faísca gerada entre os eletrodos de uma vela de ignição (um esquema exemplificado deste modelo é mostrado na Figura 4);

MIE - MOTORES DE IGNIÇÃO ESPONTÂNEA OU DIESEL: Nos motores de ignição espontânea, o pistão comprime apenas o ar até que ele atinja uma temperatura suficientemente alta. Quando o pistão se aproxima do ponto morto superior (PMS), o combustível é injetado e reage espontaneamente com o oxigênio do ar aquecido, sem necessidade de uma faísca. A temperatura do ar deve ser suficientemente alta para que a reação ocorra.

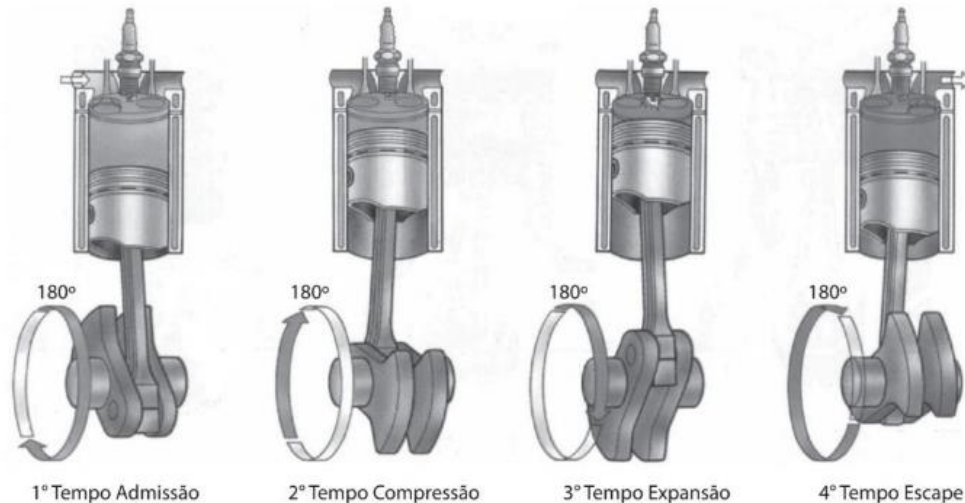
Os motores alternativos de ignição por faísca (MIF) serão o objeto de atenção nesse trabalho. Destes motores, ainda pode-se falar sobre seu ciclo de operação, ou simplesmente ciclo, que é a sequência de processos sofridos pelo FA, processos estes que se repetem periodicamente para a obtenção de trabalho útil.

O termo "tempo" refere-se ao movimento do pistão, e não deve ser confundido com "processo", já que durante um único tempo podem ocorrer vários processos, como será explicado adiante. Com relação ao número de tempos, os motores alternativos, tanto do tipo MIF quanto MIE, são classificados em dois grupos.

2.1.2 Motores de quatro tempos (4T)

Neste caso, o pistão percorre quatro cursos, correspondendo a duas voltas do eixo de manivelas do motor, para que seja completado um ciclo. Os quatro tempos são representados na Figura 5.

Figura 5 - Os quatro tempos de um motor alternativo.



Fonte: Brunetti (2016).

1º - Tempo de Admissão: O pistão se desloca do ponto morto superior (PMS) ao ponto morto inferior (PMI). Durante esse movimento, o pistão cria uma sucção (depressão) que provoca o fluxo de gases através da válvula de admissão, que está aberta. O cilindro é preenchido com a mistura de combustível e ar, no caso de motores de ignição por faísca, ou apenas com ar nos motores com injeção direta de combustível.

2º - Tempo de Compressão: A válvula de admissão se fecha e o pistão se move do ponto morto inferior (PMI) para o ponto morto superior (PMS), comprimindo a mistura de combustível e ar.

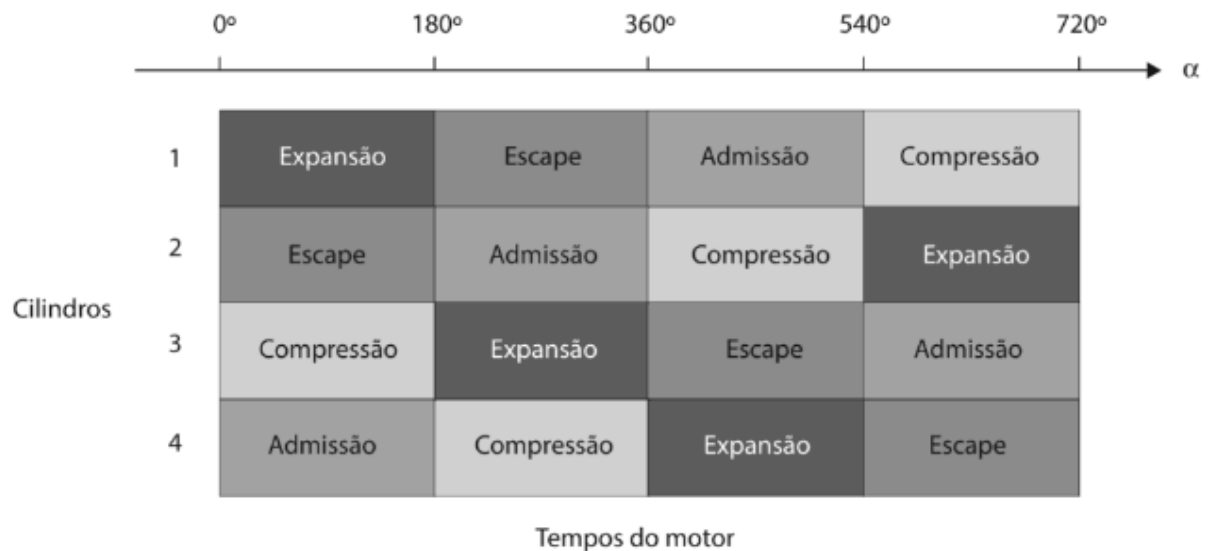
3º - Tempo de Expansão: No motor MIF, próximo ao ponto morto superior (PMS), uma faísca é gerada, causando a ignição da mistura de combustível e ar. Essa combustão provoca um aumento significativo da pressão que "empurra" o pistão em direção ao ponto morto inferior (PMI), resultando na expansão do fluido de trabalho (FA). Este é o processo responsável por gerar o trabalho positivo (útil) do motor.

4º - Tempo de Escape: Com a válvula de escapamento aberta, o pistão se move do ponto morto inferior (PMI) para o ponto morto superior (PMS), expulsando os gases

resultantes da combustão para fora do cilindro, reiniciando o ciclo com a fase de admissão.

Pela Figura 6, pode-se visualizar os 4 tempos referentes aos cilindros de um motor de 4 cilindros. É notável que a defasagem dos cilindros é importante para que exista carga útil a todo momento, pelo fato de um cilindro realizar expansão enquanto o seu oposto está na admissão (processos em carga útil).

Figura 6 - Motor de quatro cilindro e seus 4 tempos ocorrendo simultaneamente.



Fonte: Brunetti (2016).

2.1.3 Motores de dois tempos (2T)

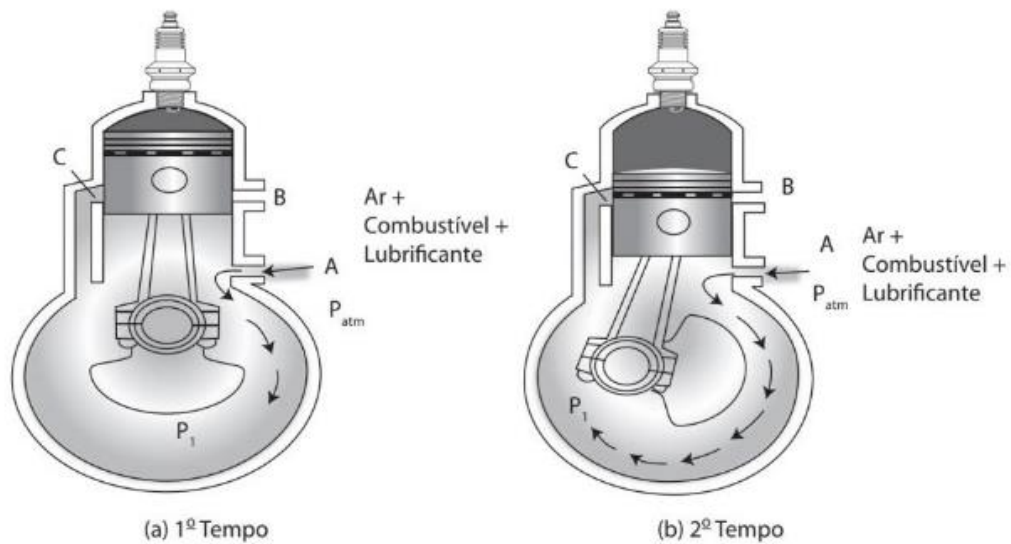
Nesses motores, o ciclo se completa com apenas dois movimentos do pistão, correspondendo a uma única rotação do eixo do motor. Os processos realizados em um motor de 4 tempos ocorrem aqui, de maneira similar, porém, alguns desses processos se sobrepõem durante o mesmo movimento, como mostrado na Figura 7.

1º Tempo - Figura 7 (a):

Imagina-se que o pistão esteja no PMS com a mistura comprimida. Quando a faísca salta, a combustão é iniciada, empurrando o pistão em direção ao PMI. Durante o movimento do PMS ao PMI, o pistão comprime o conteúdo do cárter (a parte inferior do motor) e, em determinado ponto do curso, a passagem de escapamento, também conhecida como janela de escape (B), é aberta, permitindo que os gases queimados, ainda sob alta pressão, escapem naturalmente para o ambiente. Em seguida, o pistão

expõe a janela de admissão (C), conectando o cárter ao cilindro e forçando a entrada de uma nova mistura. Nota-se que, em certo momento desse processo, as passagens (B) e (C) ficam abertas simultaneamente, o que pode resultar na mistura da nova carga com os gases de escape. No entanto, um design adequado das janelas de admissão e escapamento, juntamente com o formato do topo do pistão, pode minimizar esse fenômeno, conhecido como "curto-circuito" entre admissão e escapamento.

Figura 7 - Esquema de um motor de 2 tempos.



Fonte: Brunetti (2016).

2º Tempo - Figura 7(b):

O pistão se move do ponto morto inferior (PMI) para o ponto morto superior (PMS). Durante esse movimento, ele fecha a janela de admissão (C) e, em seguida, fecha a janela de escapamento (B) e abre a passagem (A). Isso permite que o cárter, devido à sucção (depressão) criada pelo movimento ascendente do pistão, seja preenchido com uma nova mistura. Ao mesmo tempo, a parte superior do pistão comprime a mistura que foi previamente admitida. Quando o pistão se aproxima do PMS, a faísca ocorre, e a pressão gerada pela combustão empurra o pistão de volta para o PMI, reiniciando o processo de expansão descrito no primeiro tempo.

Nos motores de 2 tempos, ocorre um tempo de trabalho positivo a cada dois movimentos do pistão ou a cada volta da manivela, diferentemente do motor de 4 tempos, onde isso acontece a cada duas voltas. Essa diferença no número de voltas para cada tempo de trabalho positivo é o que define o fator de tempos.

Quando se fala deste trabalho positivo, os motores 2T deveriam, teoricamente, produzir o dobro da potência de um motor 4T na mesma rotação, mas na prática não é o que se obtém devido à ineficiência dos processos causados pela superposição de eventos. Nestes motores, a lubrificação é um problema, pois o cárter, usado para a admissão da mistura combustível-ar, não pode servir como reservatório de óleo, e o que se usa é uma mistura de lubrificante com combustível (normalmente na proporção 1:40), resultando em um processo de lubrificação inadequado que reduz a durabilidade e compromete a combustão e as emissões de gases. Contudo, o motor 2T é mais simples, leve e barato em comparação com o motor 4T, devido à ausência de um sistema de válvulas.

Essas suas vantagens sempre foram notáveis, principalmente em relação ao desempenho, mesmo quando comparados com motores 4T de deslocamento volumétrico muito maior. Neste caso, um aspecto que poderia reverter ou ao menos minimizar a desvantagem dos motores 4T quanto a potência seria a aplicação de um sistema de sobrealimentação.

A sobrealimentação pode ser feita com supercompressores ou turbocompressores. Para aplicação em motores de dois tempos, não seria possível a utilização do segundo tipo, pois como os gases do coletor de escapamento giram a turbina, seria gerada uma contrapressão na saída dos gases de exaustão que afetaria a chamada “lavagem da câmara de combustão”, pelo fato destes motores não serem dotados de válvulas.

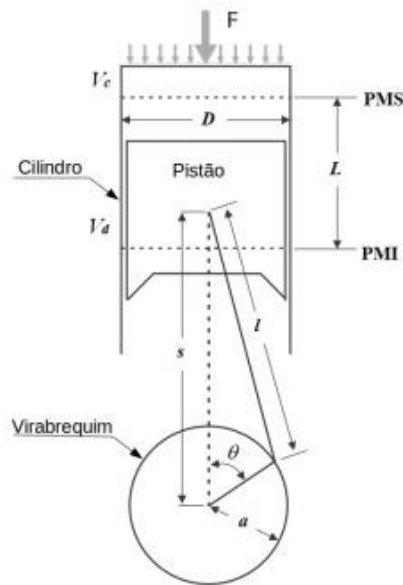
2.2 Parâmetros fundamentais para o entendimento do funcionamento de motores

2.2.1 Torque e potência

O torque em um veículo é a força necessária para girar um eixo, similar ao esforço de levantar um peso com uma manivela. Quanto maior o comprimento da manivela, menor será a força necessária. O torque é essencial na escolha de veículos, especialmente em caminhões e ônibus. Tanto o torque quanto a potência variam conforme a rotação do motor.

O torque depende da combustão, da rotação e da carga do motor, sendo uma força tangencial resultante no pistão. A pressão varia com a posição angular da manivela, resultando no valor médio positivo do momento torsor.

Figura 8 - Esquema geométrico de um motor a gasolina.



Fonte: Lima (2018).

Basicamente, o torque mostra o trabalho produzido, enquanto a potência específica a taxa com que esse trabalho é produzido (Martins, 2006).

Tendo como referência a Figura 8, o torque é dado pela expressão

$$T = F \cdot a \cdot \cos(\theta) \quad (1)$$

Sendo:

T = Torque

F = Força exercida pela explosão na câmara de combustão

a = Distância até o centro do eixo do girabrequim (é o braço de alavanca)

θ = Ângulo de posição do girabrequim

De forma aplicada e visando mais detalhes como eficiência embutida no funcionamento do motor, pode-se dizer que a equação para determinação do torque seria conforme a equação (2).

$$T_b = \frac{\eta_v \eta_t \rho_a V_d \left(\frac{A}{C}\right) Q_{HV}}{4\pi} - T_f \quad (2)$$

Sendo:

T_b = Torque

$\frac{A}{C}$ = Razão ar-Combustível

η_v = Eficiência volumétrica

Q_{HV} = Poder calorífico do
combustível

η_t = Eficiência térmica

ρ_a = Densidade do ar

T_f = Torque devido a perdas por atrito

V_d = Volume deslocado

Pode-se observar que o aumento da eficiência térmica, da eficiência volumétrica, do deslocamento volumétrico, da densidade do ar ou da razão ar-combustível resulta em um incremento no torque. Além disso, a redução das perdas por atrito também contribui para alcançar um desempenho superior.

Assim como o torque, a potência depende da rotação do motor, ou seja, nas rotações mais altas alcança-se uma maior potência até um ponto em que, mesmo aumentando-se a rotação, a potência passa a diminuir.

$$W = \frac{T * 2\pi * N}{60} \quad (3)$$

Sendo:

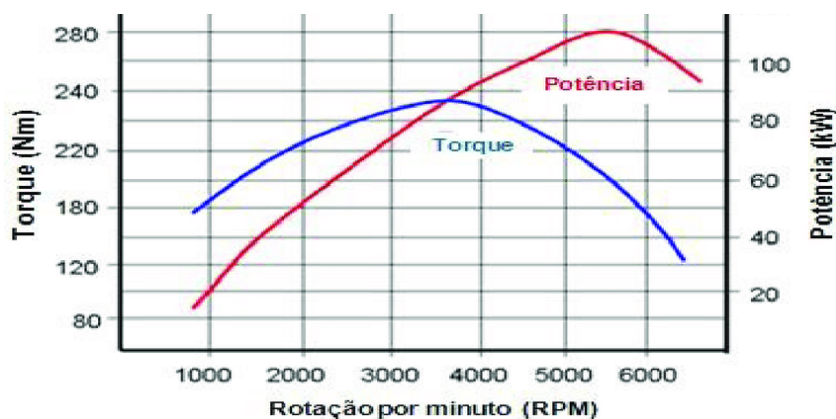
W = potência;

N = Rotação do motor em rpm (revoluções por minuto);

T = Torque

A partir da Figura 9, pode-se observar que as curvas de torque e potência dependem da velocidade do motor. Conforme a rotação aumenta, ambos os valores também crescem, até que, por volta de 3500 rpm, o motor perde eficiência na aspiração da mistura ar-combustível, devido ao curto tempo de abertura das válvulas em altas velocidades, fazendo o torque diminuir. A potência continua a crescer inicialmente, pois a rotação compensa a queda de torque, mas eventualmente as perdas por atrito prevalecem, resultando também na queda da potência.

Figura 9 - Relação entre potência, torque e rotações por minuto.



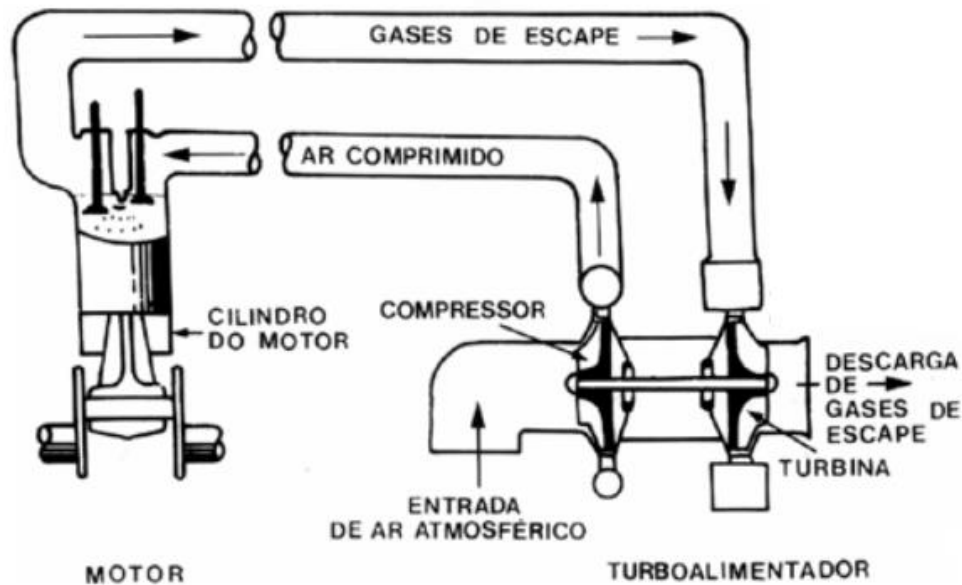
Fonte: Researchgate (2024).

2.3 Turbocompressores

Para o aprofundamento no assunto que é o foco deste estudo, serão introduzidos o conceito e as funcionalidades do turbocompressor. Turbocompressor nada mais que é um dos tipos de sistema de sobrealimentação utilizado em motores de combustão interna. A sobrealimentação promove o aumento da potência do motor, mantendo seu deslocamento volumétrico e sua rotação. Este aumento de potência pode ser obtido com o aumento da densidade do ar admitido; sabendo-se que a densidade é diretamente proporcional à pressão, pode-se obter o aumento da potência com o aumento da pressão do ar que adentra o motor. Pelo exposto, pode-se explicar como o turbocompressor atua no motor para o aumento de potência. Segundo Brunetti (1992):

O compressor é movido por uma turbina que é acionada pelos gases de escape do motor. A energia presente nos gases de escape não é aproveitada em um motor naturalmente aspirado, ou que utiliza sobrealimentação mecânica, sendo desperdiçada. A utilização da energia dos gases de escape altera o balanço energético do motor, possibilitando um aumento de sua eficiência térmica. Neste caso, o compressor não tem ligações mecânicas com o motor, não consumindo potência de seu eixo. Diz-se que o turbocompressor é apenas "termodinamicamente" acoplado ao motor. Tem como maior desvantagem o fato de que tanto o compressor quanto a turbina normalmente possuem uma faixa de operação com altas eficiências ligeiramente mais restrita que a faixa de operação do motor, isto é, o turbocompressor opera de maneira mais efetiva em médias e altas rotações e cargas do motor.

Figura 10: Esquema de um motor dotado de um turbocompressor.



Fonte: Clubedotempra (2024).

Desde o princípio, o uso dos turbocompressores teve como intuito a redução de custos e de emissões de gases, isto por gerar um aumento no desempenho de motores menores, o que se chama de *downsizing*. E para isso foram feitos muitos estudos que envolviam fortemente o aspecto termodinâmico do seu funcionamento, uma vez que durante o trabalho de compressão, ocorre um aumento de temperatura do ar, fazendo-se necessário o estudo de trocadores de calor a fim de reduzir sua temperatura em relação aos valores observados na saída do compressor, o que permite um aumento de densidade de ar no coletor de admissão do motor.

A alta competitividade do setor automotivo ligada à alta no preço dos combustíveis impulsionam cada vez mais o desenvolvimento de tecnologias que possam tornar os automóveis cada vez mais eficientes, com melhor relação peso-potência e menores níveis de poluentes (Tiveron, 2017).

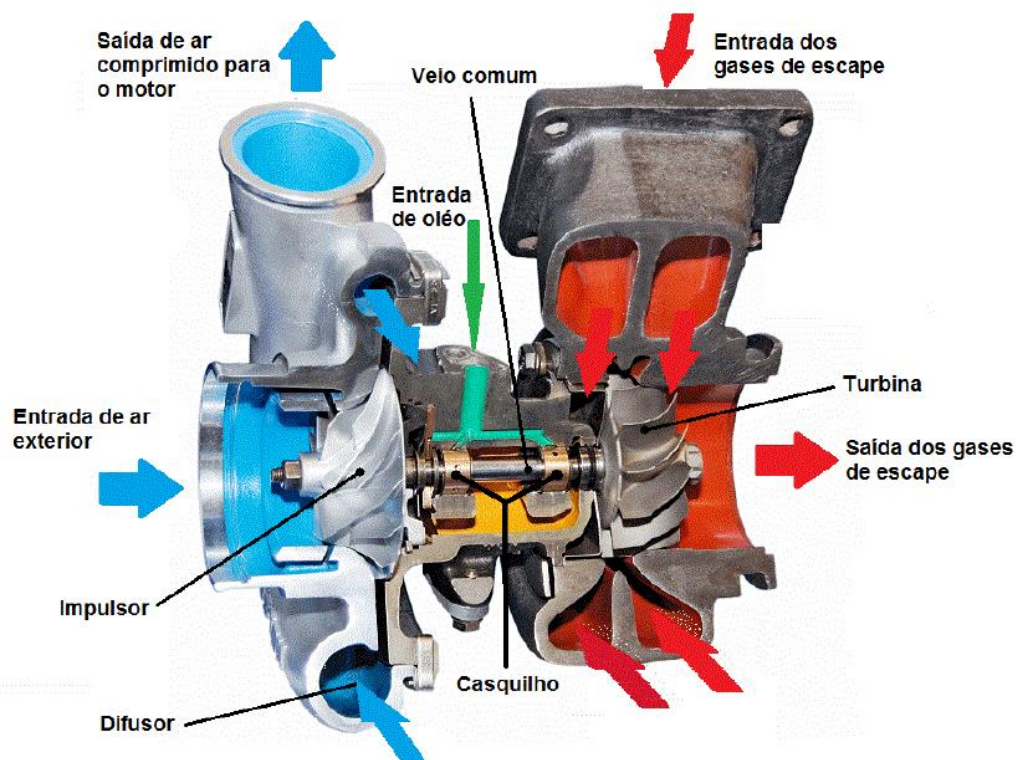
É sabido que no final dos ciclos Otto e Diesel usuais, após a combustão, ocorre a expansão dos gases no cilindro para condições de pressão e temperatura do ambiente. Nesta expansão, não existe trabalho realizado pelos gases, portanto tem-se uma perda de energia útil e eficiência nesses ciclos.

A forma mais comum de se aproveitar essa energia é acoplar um turbocompressor ao coletor de escapamento do automóvel. Uma turbina aproveita a

pressão dos gases expelidos pela queima do combustível para girar um eixo que se encontra acoplado a um compressor, também radial, que levará ar com pressão positiva até a tomada de ar do automóvel.

O compressor aumenta a pressão do ar que entra no motor, elevando a sua densidade, então mais combustível é injetado por unidade volumétrica e a potência útil do motor é incrementada. A Figura 11 mostra um corte do turbocompressor, ilustrando o fluxo dos gases de escape e do ar comprimido.

Figura 11 - Componente de um turbocompressor em corte.



Fonte: Mendes (2017).

As turbinas mais comuns nos turbocompressores são do tipo centrífugo de fluxo radial. Nesse modelo, os gases de escape são direcionados pela carcaça da turbina e entram em seu perímetro conforme orientação das pás, saindo pelo centro. Segundo Brunetti (2012), a função da turbina é fornecer a potência necessária ao eixo do compressor para realizar a compressão de ar na zona de melhor eficiência, de acordo com as necessidades específicas de consumo de ar de um dado motor, minimizando ao máximo a restrição ao fluxo dos gases de escape.

O compressor centrífugo consiste em um impulsor que opera em alta rotação, alcançando velocidades periféricas superiores a 600 m/s, conforme descrito por

Brunetti (2012). O impulsor acelera o ar (ou a mistura ar + combustível) através de suas pás curvas, projetadas com um ângulo que favorece o fluxo. Além do impulsor, o compressor inclui um difusor que aumenta a pressão ao reduzir a velocidade do ar, enquanto a carcaça ao redor do difusor canaliza o fluxo de ar em alta pressão até o coletor de admissão.

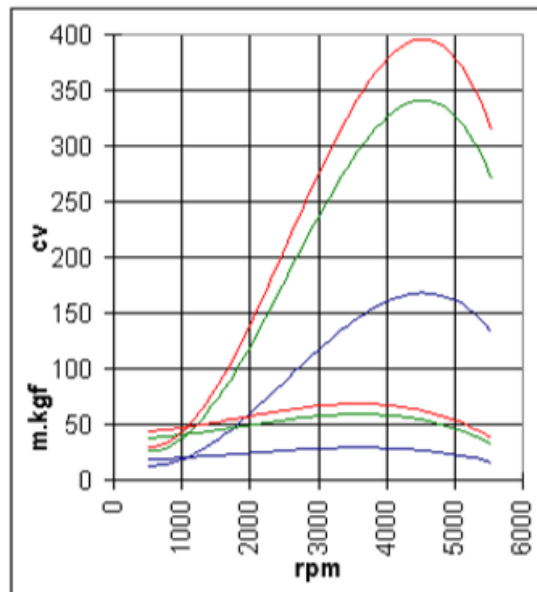
No corpo central do turbocompressor, encontra-se o suporte para o eixo que conecta o impulsor do compressor ao rotor da turbina. Este eixo é sustentado pela carcaça através de buchas que giram livremente, mas que são fixadas axialmente por anéis de vedação para evitar movimentos indesejados.

Em motores a gasolina, as temperaturas no turbocompressor podem exceder 1000 °C, acompanhadas por rotações de até 200 mil rpm, o que demanda um sistema de lubrificação robusto para preservar o funcionamento adequado do sistema. O sistema de lubrificação do corpo central é compartilhado com o restante do motor, onde o óleo é pressionado por orifícios nas buchas, formando um filme lubrificante entre elas e o eixo.

Entre o corpo central e a turbina, há um vedante que impede a fuga dos gases de alta pressão da turbina para o corpo central. Da mesma forma, há um vedante entre o corpo central e o compressor, cuja função é evitar que, durante acelerações, a mistura ar + combustível penetre no corpo central devido à alta pressão criada. Este vedante também impede que durante desacelerações, devido à depressão no compressor, o lubrificante do corpo central retorne para o interior do compressor.

Segundo o estudo de Paula (2022), é possível obter um aumento de pressão entre 0,41 e 0,55 bar (considerando a pressão atmosférica de 1 bar), resultando em um acréscimo de 50% no fluxo de ar para o motor, o que proporciona um ganho de potência entre 30% e 40%. A Figura 12 ilustra, de forma clara, a comparação entre o torque e a potência de motores naturalmente aspirados (linhas azuis), equipados com turbocompressor (linhas vermelhas) e compressor mecânico (linhas verdes). As curvas mais planas e suaves representam o torque, enquanto as mais acentuadas, com picos por volta de 4000 rpm, representam a potência do motor em cavalos-vapor (CV).

Figura 12 - Gráfico de torque e potência de motores naturalmente aspirados, sobrealimentados por turbocompressor e compressor mecânico.



Fonte: Paula (2022).

2.3.1 Sistema de lubrificação dos mancais

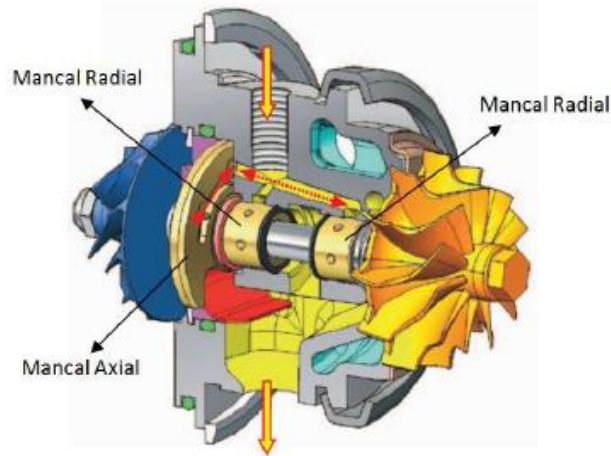
Segundo Giudice et al. (2017), pode-se dizer algo sobre alguns fluxos encontrados no conjunto do turbocompressor:

Existem três tipos de fluxo no turbocompressor: de gases remanescentes da combustão, de ar e de óleo. Os primeiros, que saem com velocidade e pressão devido à combustão interna no motor, giram o conjunto eixo-rotor da turbina antes de serem liberados para a atmosfera. Devido a este movimento do eixo, o ar atmosférico é aspirado pelo compressor, comprimido e enviado ao coletor de admissão a uma determinada pressão, que varia em função da abertura da válvula-borboleta e da rotação do turbocompressor. Por último, o sistema de óleo é responsável por lubrificar os componentes e tem a função de minimizar o atrito, principalmente nos mancais do turbocompressor, além de amortecer alguns movimentos naturais do eixo.

No sistema de lubrificação, o óleo é conduzido até os dutos da carcaça de mancais, onde é direcionado para o mancal axial e mancais radiais, formando uma película lubrificante entre os componentes.

A Figura 13 mostra o caminho percorrido pelo óleo, representado pelas setas amarelas e vermelhas.

Figura 13 - Fluxo de óleo em um turbocompressor automotivo



Fonte: Giudice et al. (2017).

A maioria dos turbocompressores possui dois mancais radiais e um mancal axial, conhecidos como mancais de filme fluido. O óleo lubrificante forma um filme entre o eixo e os mancais, minimizando o atrito metal-metal quando aplicado corretamente. A perda de eficiência mecânica no turbocompressor ocorre devido à fricção nos mancais radiais, axial e nas vedações, influenciada principalmente pelo cisalhamento do óleo. A temperatura do óleo afeta suas propriedades físicas e, conseqüentemente, as perdas por atrito. A excentricidade do eixo, a vazão de óleo, as características do lubrificante e a velocidade de rotação do eixo são críticos na dissipação de energia mecânica. Esses parâmetros estão inter-relacionados com as condições de entrada de óleo, determinando a eficiência operacional do sistema devido ao atrito.

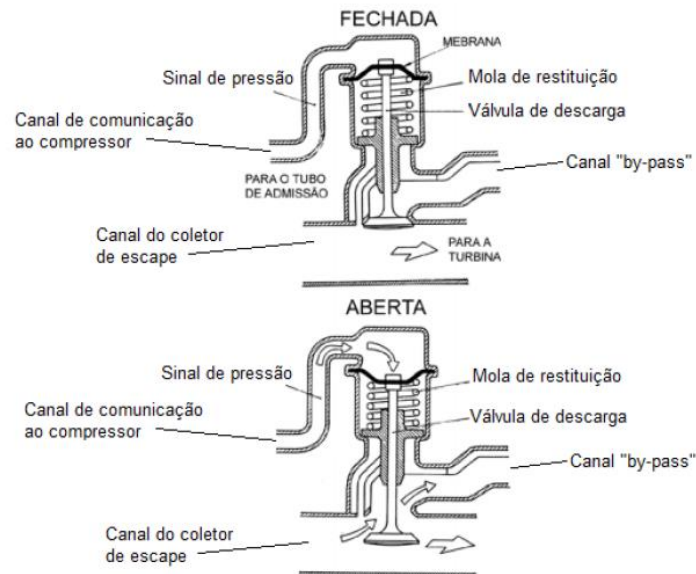
2.3.2 Wastegate

Para evitar que a pressão no turbocompressor aumente indefinidamente, há uma válvula de descarga, também chamada de *wastegate*, ilustrada na Figura 14, que controla e limita a pressão de admissão a um valor específico.

A válvula *wastegate* é de extrema importância, pois ela preserva não só o turbocompressor, evitando rotações excessivas, como também impede que, caso a rotação excessiva não quebre o eixo da turbina, a pressão positiva vinda do compressor não ocasione a quebra do motor. Portanto, a válvula funciona como um regulador de pressão, determinando o quanto de pressão o compressor poderá atingir,

e limitando a potência que o turbocompressor será capaz de adicionar ao motor.

Figura 14 - Válvula *WasteGate*

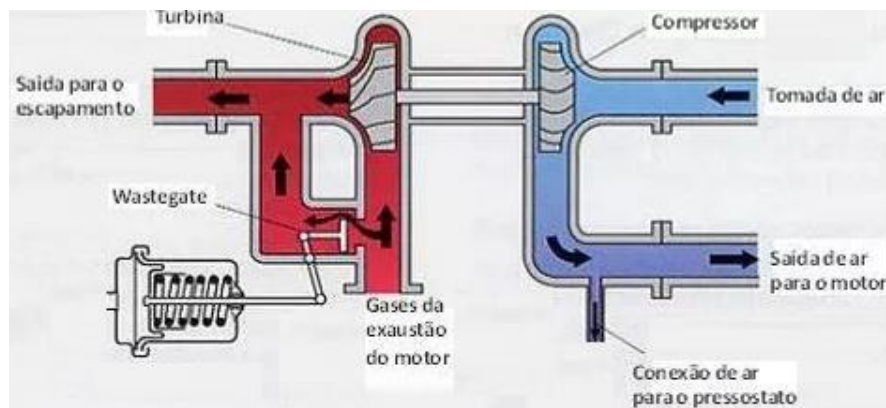


Fonte: Mendes (2017).

Quando esse valor preestabelecido é ultrapassado, a válvula de descarga abre um *by-pass* que desvia parte dos gases de escape, não permitindo que eles passem pela turbina; desse modo, não há elevação da rotação da turbina, fazendo com que a pressão também não seja elevada.

Na Figura 15, pode-se observar com mais clareza onde fica e como é a ligação da válvula *wastegate* com o turbocompressor, enquanto na Figura 16, pode-se observar um exemplar do modelo mais comum de *wastegate*.

Figura 15 - Representação da válvula "wastegate" alocada na turbina



Fonte: Leme e Laganá (2022).

Leme e Laganá (2022) afirmam que as válvulas *wastegate* têm uma deficiência em sua atuação e isso se dá pela forma como é feito seu acionamento, desde os primórdios de sua implementação nos turbocompressores.

As primeiras válvulas *wastegate* eram pneumáticas; utilizavam uma tomada de pressão na admissão do veículo conectada a uma câmara que internamente tem um diafragma. Conforme a pressão sobe e chega na estipulada, o diafragma empurra uma haste que está conectada ao by-pass, liberando os gases da exaustão diretamente para o duto de escapamento após a turbina. Atualmente, o maior problema ao controlar a válvula pneumática está relacionado aos distúrbios da posição. Isso acontece devido ao atuador pneumático não conseguir segurar a posição para determinadas pressões, causando uma abertura precoce e interferindo na velocidade em que se alcança a pressão de *boost*. Outro problema é para manter a válvula na posição predeterminada, o que causa uma instabilidade na pressão gerada.

Figura 16 - Turbocompressor equipado com uma válvula *wastegate* pneumática.



Fonte: Leme e Laganá (2022).

A forma encontrada como solução para esta falha em sua precisão de acionamento diz respeito às válvulas controladas de forma eletrônica, que permitem uma precisão muito maior e um acionamento muito mais eficiente se comparado àquelas com acionamento pneumático.

Figura 17 - Atuador de posição da válvula *wastegate* (esquerda) e conjunto do atuador na turbina (direita).



Fonte: adaptado de Leme e Laganá (2022).

O dispositivo atuador inclui um motor elétrico de 12V em corrente contínua, um conjunto de engrenagens que converte movimento rotacional em linear, e uma haste que se conecta à porta de *by-pass*. Este atuador é operado pela unidade de controle eletrônico (ECU) do veículo. Um circuito ponte H recebe um sinal PWM de 0V a 5V da ECU e controla o motor elétrico. Um sensor de posição integrado ao atuador envia informação sobre a posição da haste, permitindo que a ECU determine a posição da válvula *wastegate*.

Leme e Laganá (2022) deixam claro que este sistema ocasionou vantagens ligadas ao controle fino do sistema visando o bom funcionamento do conjunto acoplado ao motor.

Atuadores eletrônicos foram projetados para reagir às entradas elétricas da ECU. Portanto, o grau de ajuste da haste depende da decisão da ECU. A unidade de controle do motor recebe muitas informações, como temperatura do motor e pressão de admissão, mas também pode reagir a entradas opcionais, como modo de direção ajustável (neutro, dinâmico, esportivo). Para os fabricantes de automóveis, isso é particularmente interessante, pois oferece ainda mais possibilidades de ajuste como, por exemplo, uma pressão de alimentação definida para mais baixa quando o motor está frio ou um pouco mais alta quando o modo esportivo é ativado. Essa é uma das razões porque se encontram atuadores operados eletricamente em carros com motores turboalimentados.

2.3.3 Relação área/raio dos turbocompressores

Para a escolha do turbocompressor, é importante se analisar qual o tipo de uso do veículo em questão. Em carros de corrida, como os de Fórmula 1, a aceleração e a velocidade são cruciais, enquanto em veículos urbanos, prioriza-se a economia de combustível e a redução na emissão de gases.

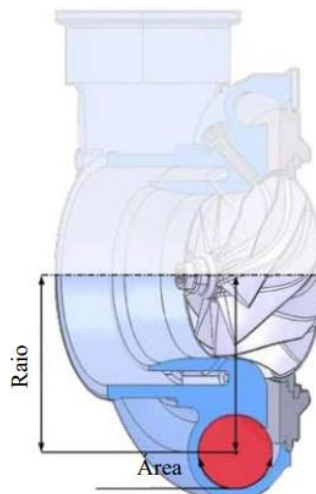
Um fator crucial na seleção do turbocompressor é a relação entre a área transversal do rotor e seu raio (a área em questão pode ser vista com a marcação em vermelho à esquerda na Figura 18). Esta área pode ser tanto de admissão para a turbina quanto a de descarga para o compressor. O raio pode ser observado com a marcação em azul também à esquerda da Figura 18. Esta relação é conhecida como A/R , ou relação Área/Raio (Figura 19).

Figura 18 - Relação Área/Raio da turbina.



Fonte: Constantin (2017).

Figura 19 - Relação Área/Raio da turbina



Fonte: Adaptado de GarrettMotion (2019).

Embora presente também nos compressores, esse valor é mais significativo para a seleção da turbina, pois a velocidade dos gases que entram na turbina está inversamente relacionada à área de entrada.

Uma alta razão A/R significa que a carcaça da turbina é grande em relação ao tamanho do rotor (*Wheel Size*), enquanto uma pequena relação A/R significa que a carcaça é pequena em relação ao tamanho do rotor, ou seja, há menos espaço entre o rotor e a carcaça. Consequentemente, para uma turbina com uma carcaça de um certo tamanho, um rotor maior produz uma relação A/R menor, e um rotor menor resulta em uma relação A/R maior.

Por se tratar de uma razão matemática, dois turbos podem ter a mesma razão A/R e tamanhos completamente diferentes (por exemplo, $1/2 = 5/10$). Um turbocompressor com uma menor relação A/R irá 'acelerar' mais cedo e mais rapidamente que outro com uma A/R maior, se todo o restante permanecer constante.

À medida que a relação A/R da turbina diminui, a velocidade com que os gases de exaustão fluem através dela aumenta. Em contrapartida, uma relação A/R mais elevada resulta em um escoamento mais lento desses gases. Consequentemente, turbocompressores de menor tamanho tendem a 'acelerar' de forma mais ágil e precoce dentro da faixa de rotações (rpm) do motor, minimizando o fenômeno conhecido como *turbo lag*. Todavia, a desvantagem dos turbos de menor dimensão reside no fato de que seu tamanho reduzido pode restringir o fluxo de ar e a potência em altas rotações (acima de 5000 rpm), provocando o sufocamento do motor caso haja alguma limitação no corpo de borboleta.

Por outro lado, turbocompressores de maior dimensão não impedem a entrada de ar em motores operando a altas rotações; no entanto, o fluxo mais lento dos gases de exaustão pode atrasar a rotação do rotor da turbina, retardando a geração de *boost* e, consequentemente, de potência. Isso implica que, ao acelerar em baixas rotações, ocorre um atraso significativo até que o turbo atinja a necessária produção de *boost*.

Em suma, embora o *turbo lag* aumente, se a prioridade for a obtenção de alta potência na faixa superior de rotação, torna-se imprescindível o uso de um turbocompressor de maior dimensão.

Desta forma, segundo o exemplo dado por Constantin (2017), as relações de A/R diferentes podem ser comparadas diretamente em uma mesma família de compressores, já que este não é o único parâmetro a influenciar a capacidade de

fluxo. A relação A/R costuma girar em torno de um (1), variando pouco, tanto para mais quanto para menos. Tomando como exemplo o caso em que dois motores utilizam turbocompressores similares, e nestes a única diferença é o valor de A/R, é possível determinar a sua intenção de uso, como no exemplo a seguir.

1. Motor 1 com relação A/R de 0,63
2. Motor 2 com relação A/R de 1,06

O motor 1 tem uma menor relação de A/R, o que demonstra uma tendência voltada para otimização de resposta. Em altas velocidades de rotação, esse turbo resultaria em elevada contrapressão, causando perda de potência. Portanto, pode-se observar o que seria uma utilização voltada para carros de passeio.

No motor 2, percebe-se uma relação de A/R maior, o que leva a crer em uma busca por elevados picos de potência, sacrificando os resultados em baixas rotações. Isso implica que o motor 2 é mais desejável para carros de corrida do que o motor 1, trabalhando em elevadas velocidades na maior parte do tempo.

A diminuição do atraso de resposta em turbocompressores é um grande desafio, pois sem esse atraso (o chamado *lag*), torna-se possível obter melhores picos de potência mesmo em baixas, médias e altas rotações. Uma das maneiras encontradas de se fazer isso é através da redução do atrito no eixo que une a turbina e o compressor, razão pela qual muitas vezes são utilizados mancais de rolamentos. A Figura 20 mostra um exemplar deste tipo de mancal.

Figura 20 - Corte de um mancal de rolamento



Fonte: Constantin (2017).

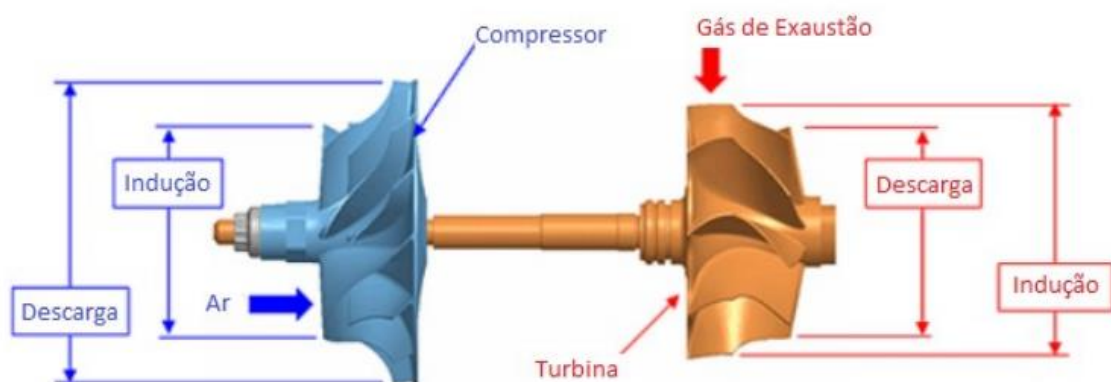
Outra maneira conhecida para se eliminar o *lag* em turbocompressores de A/R grande é a que se vê em carros de rally, cuja maioria tende a ter pequenos motores com muita potência, esta advinda de turbocompressores. Como neste esporte os competidores precisam de toda potência ao seu dispor nas saídas de curvas, que muitas vezes são bastante acentuadas e de baixa velocidade, viu-se a necessidade de eliminar o *lag* que se tem em motores turbocomprimidos, tendo sido desenvolvido o *anti-lag*. Trata-se da mudança no ponto de ignição do motor, podendo causar explosões tardias e que acontecem dentro do coletor de escape, o que tende a manter a turbina sempre girando, ainda que sem estar acelerando, ou seja, permitindo grandes potências mesmo em baixas rotações.

2.3.4 Trim

Durante a escolha de um turbocompressor, é comum ouvir falar sobre o *trim*. Por exemplo, o turbocompressor da marca Garrett, modelo GT2871R, tem o *trim* 56. Neste caso, significa dizer que a relação entre a indução e a descarga das pás da turbina e do compressor é, mais precisamente, uma razão de área.

O diâmetro da indução é definido como aquele por onde o ar entra no rotor, enquanto o diâmetro da descarga determina por onde o ar sai do rotor.

Figura 21 - Diâmetros de indução e descarga de uma turbina e compressor.



Fonte: Constantin (2017).

Com base na aerodinâmica e nos caminhos de entrada de ar, a indução para o rotor de compressor é o diâmetro menor, enquanto para o rotor da turbina é o diâmetro maior (Figura 21).

Conforme mencionado acima, o turbocompressor GT2871R tem o *trim* igual a 56. De acordo com o fabricante Garrett, para se obter este parâmetro, tem-se as dimensões e cálculos expostos abaixo.

Diâmetro da indução do compressor = 53,1mm

Diâmetro da descarga do compressor = 71,0mm

Pode-se afirmar que o *trim* evidencia a capacidade de vazão para o rotor, fator esse mais importante para o compressor que para a turbina, sendo a vazão máxima de grande importância. A Equação 4 representa como pode ser calculado esse valor.

$$Trim = \left(\frac{Indução^2}{Descarga^2} \right) * 100 \quad (4)$$

$$Trim = \left(\frac{53,1^2}{71^2} \right) * 100$$

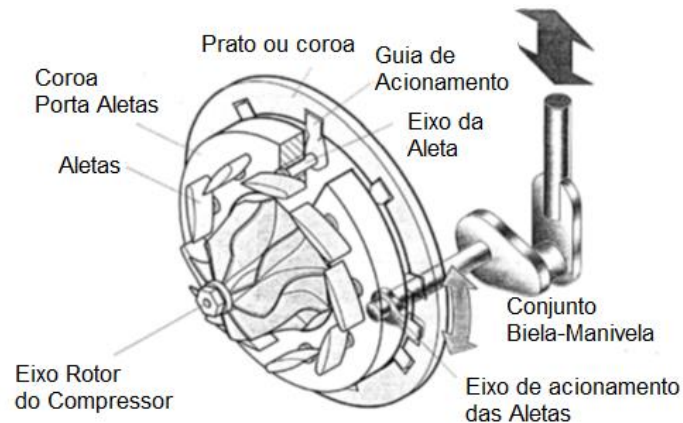
$$Trim = 56$$

2.3.5 Turbocompressores de geometria variável (TGV)

Costa Mendes (2017) explica que os turbocompressores convencionais se tornam ineficientes em baixas rotações do motor devido à quantidade insuficiente de gases de escape para gerar trabalho suficiente na turbina, resultando em um comportamento semelhante ao de um motor naturalmente aspirado.

Uma possível solução seria utilizar um turbocompressor pequeno e de baixa pressão que ofereça uma sobrealimentação eficaz em baixas rotações, mas isso não seria adequado em altas rotações. Para resolver esse problema, foi desenvolvido o turbocompressor de geometria variável (TGV), que ajusta o ângulo das palhetas móveis na entrada da turbina para otimizar a curva de torque e potência em toda a faixa de rotação do motor.

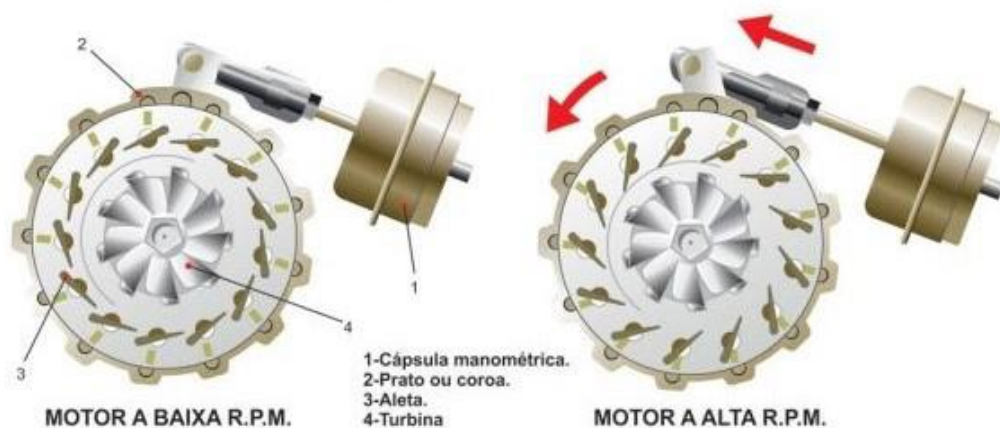
Figura 22 - Sistema de controle das palhetas móveis de um TGV.



Fonte: Adaptado de Mendes (2017).

Em baixas rotações, a menor vazão de gases de escape faz com que as palhetas do turbocompressor de geometria variável se fechem, simulando uma carcaça menor e aumentando a velocidade dos gases para acelerar a turbina, elevando a pressão de sobrealimentação e o torque. Em altas rotações, o maior fluxo de gases de escape faz com que as palhetas se abram, aumentando a área de passagem e reduzindo a velocidade dos gases na turbina. Isso mantém a pressão de sobrealimentação estável e garante um torque elevado. A Figura 23 ilustra esse funcionamento conforme o regime do motor.

Figura 23 – Operação do turbocompressor de geometria variável de acordo com o regime do motor.



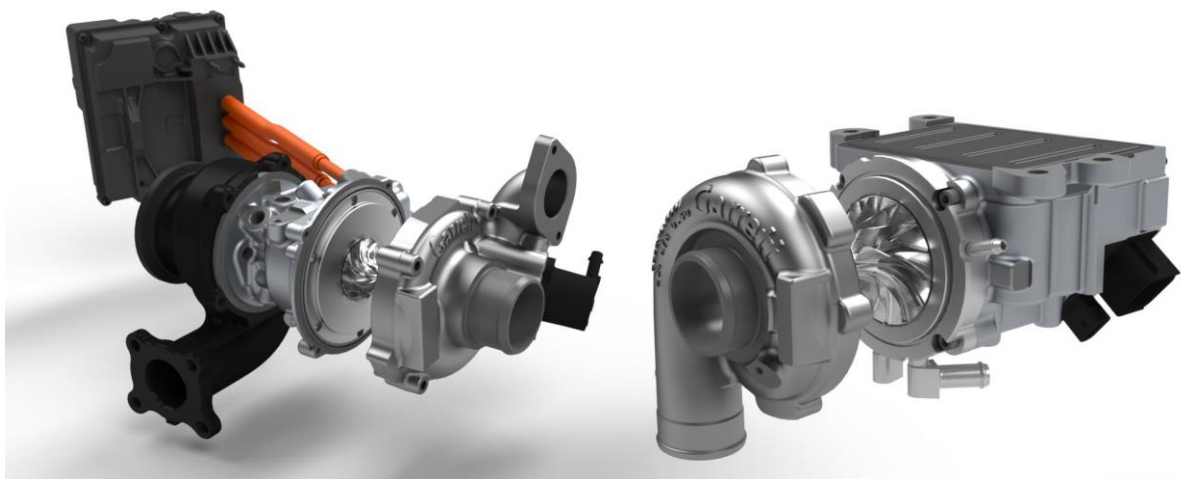
Fonte: Oficina Brasil (2024)

Durante a desaceleração do motor, a necessidade de pressão de sobrealimentação diminui, levando as palhetas a se abrirem completamente para reduzir a velocidade da turbina. Quando a pressão máxima é alcançada, as palhetas se abrem gradualmente para diminuir a velocidade dos gases de escape, o que reduz a velocidade da turbina e a pressão de sobrealimentação. Esse controle das palhetas é realizado por um sistema pneumático gerenciado por uma unidade eletrônica que utiliza diversos sensores para monitorar as condições do motor, como pressão do turbocompressor, temperatura do ar de admissão, velocidade de rotação e pressão atmosférica.

2.3.6 Turbocompressor elétrico

Segundo Oliveira (2016), existe uma aplicação da Mercedes-AMG que está nos estágios finais de desenvolvimento de um sistema turbocompressor elétrico. Este sistema é uma forma de se aproveitar os gases de escape na alimentação do motor com mais agilidade. O projeto está sendo desenvolvido em parceria com a Garrett Motion, sendo a tecnologia decorrente de aplicações na Fórmula 1. Na Figura 24, observa-se um exemplo desta parceria de projeto onde se tem a união do sistema elétrico atuando em conjunto com o turbocompressor.

Figura 24 - Sistema do turbocompressor elétrico..



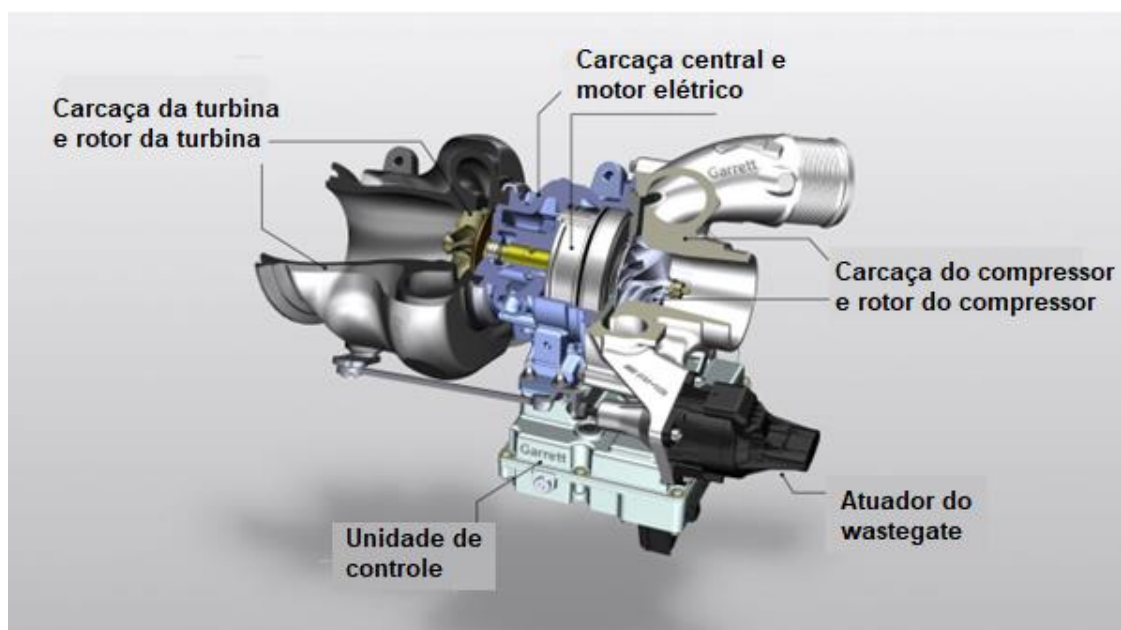
Fonte: GarrettMotion (2024).

O principal diferencial do novo sistema de turboalimentação, denominado turbo

elétrico, é um motor elétrico bastante compacto, com cerca de 4 cm de espessura. Esse motor é acoplado diretamente ao eixo do compressor, posicionado entre a turbina, no lado dos gases de escape, e o compressor, no lado da entrada de ar, conforme exemplificado na Figura 25.

Controlado de forma eletrônica, o pequeno motor aciona o compressor antes mesmo de o fluxo dos gases de escape chegar. Segundo o fabricante, a eletrificação do turbocompressor proporciona uma resposta mais rápida desde a marcha lenta até altas rotações do motor.

Figura 25 - Sistema do turbocompressor elétrico.



Fonte: Adaptado de Motorshow Mercedes AMG (2020).

De acordo com a AMG, a aplicação deste sistema objetiva eliminar o turbo *lag*. Desta forma, o motor a combustão responde de maneira ainda mais imediata ao pressionar o pedal do acelerador, proporcionando maior agilidade.

A eletrificação do turbocompressor permite aumento de torque em baixas rotações, o que também melhora a capacidade de aceleração mesmo quando o motorista desacelera ou freia, pois o turbo elétrico consegue manter a pressão constante, garantindo respostas rápidas e contínuas. Um exemplo deste projeto é exposto na Figura 26.

Esse novo modelo de turbocompressor atinge velocidades de até 170.000 rpm, o que permite uma taxa muito alta de fluxo de ar. Seu sistema de operação é elétrico de 48 volts. O turbocompressor, o motor elétrico e a central eletrônica são conectadas ao circuito de arrefecimento do motor a combustão para manter a temperatura sempre na faixa ideal.

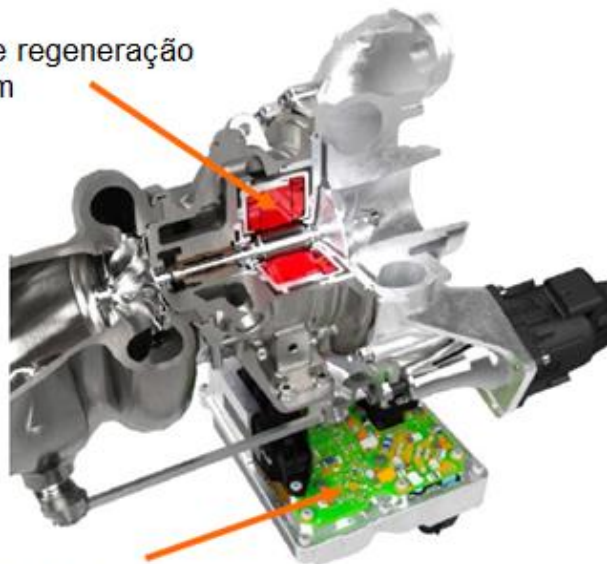
Figura 26 - Sistema operacional do turbocompressor elétrico em corte.

E-motor / Gerador

100% de capacidade de regeneração
6kW até 20kW, 225krpm

Turbo

Até 1050°C
Alta vibração



Software de controle do inversor e motor

Elevada frequência de comutação com correntes elevadas
Software com Autosar completo (ciber-segurança, CAN, ...)
Nível de segurança ASIL-B

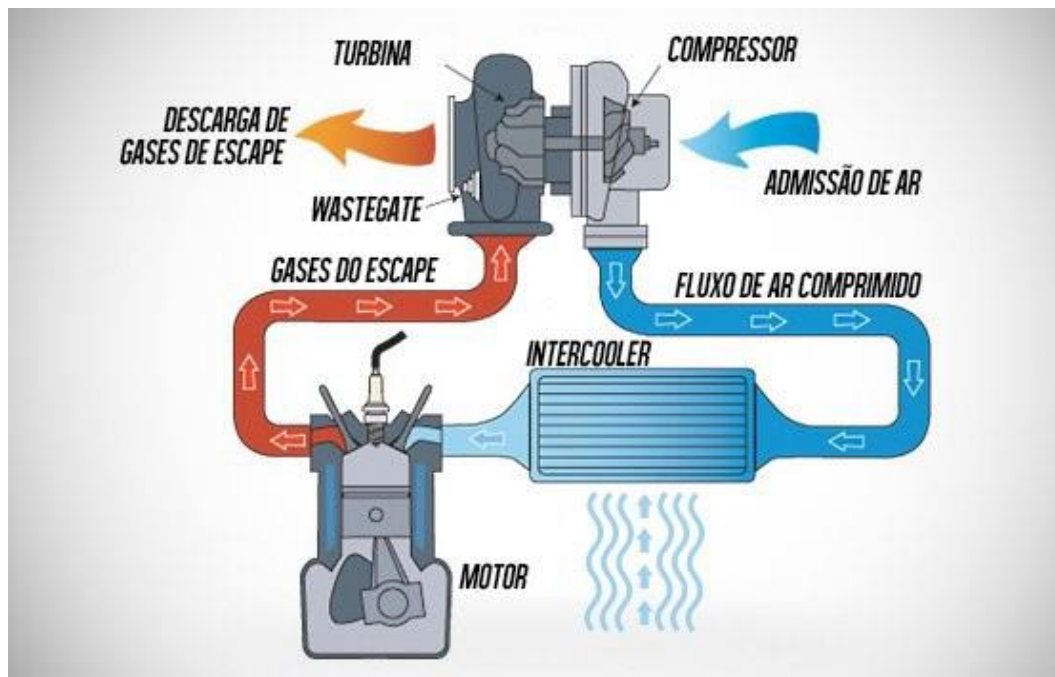
Fonte: Adaptado de GarrettMotion (2024).

2.3.7 Sistema de arrefecimento do ar admitido pelo motor

Além da modelagem comum e mais simples que seria o acoplamento do conjunto turbina e compressor ao sistema de escapamento e de admissão do motor, existe ainda a opção de introduzir um trocador de calor após o compressor para compensar o aumento de temperatura gerado pelo aumento de pressão do ar de admissão (aquecimento compressível). Esse sistema se faz necessário, pois com uma menor temperatura, é possível aumentar ainda mais a densidade do ar introduzido e, conseqüentemente, a potência do motor.

Para ter-se um aumento no rendimento e nas capacidades do turbocompressor, mais especificamente se tratando da admissão de ar do motor, este deve ser resfriado.

Figura 27 - Esquema de um turbocompressor com um *intercooler*.



Fonte: Lima (2018).

Sabe-se que qualquer gás que passa pelo processo de compressão percebe aumento de temperatura, de acordo com a lei dos gases ideais:

$$PV = nRT \quad (5)$$

Sendo:

P = Pressão do ar

V = Volume do ar

n = Número de moles do ar

R = Constante de gás ideal para o ar

T = Temperatura do ar

A partir desta lei, pode-se expor o quanto o aumento da temperatura é diretamente proporcional ao aumento da pressão. Então, pode-se dizer, com certeza, que o turbocompressor aquece o ar que será admitido pelo motor. Claro que existem ainda fatores adicionais que contribuem para com o aquecimento deste ar, como a proximidade entre a parte quente (turbina) e a parte fria (compressor), o que pode ser

parcialmente resolvido com isolamentos térmicos (Figura 28).

Figura 28 - Exemplo de aplicação de uma manta térmica para a turbina.



Fonte: Competition parts (2024).

É evidente que a admissão de ar quente pode ser prejudicial ao motor, não somente pela falha em componentes mecânicos advinda do sobreaquecimento, mas também por se tratar de uma máquina que converte energia química em energia cinética e que tem um rendimento abaixo de 50% justamente pela reação exotérmica (Constantin, 2017).

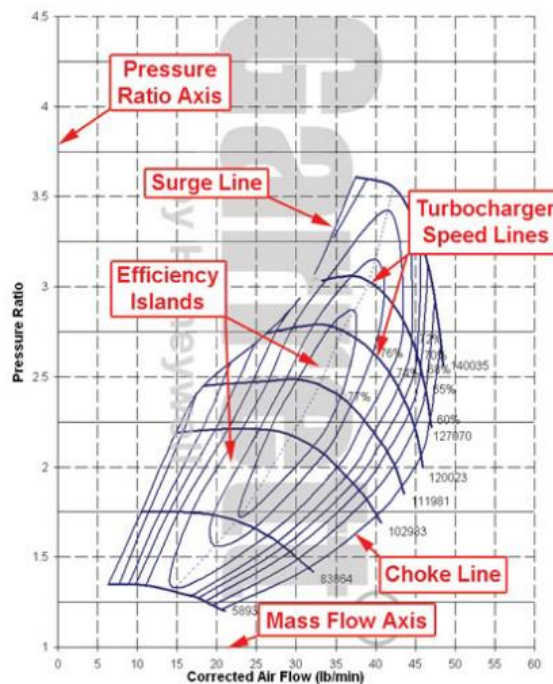
O resfriamento do ar é de extrema importância para o aumento do rendimento do motor, pois o ar quente tem um volume maior e, portanto, ocupa mais espaço. Com o arrefecimento, consegue-se inserir mais ar no cilindro do motor, o que permite introdução de maior massa da mistura ar/combustível por ciclo. Para isso, utiliza-se o *intercooler* (trocador de calor) que possibilita que o ar comprimido pelo turbocompressor seja resfriado antes de ser direcionado para a câmara de combustão.

2.3.8 Mapa de eficiência do compressor

Segundo o que é explicado por Constantin (2017), pode-se entender de forma didática como é a leitura do mapa de eficiência dos compressores.

Para auxiliar no dimensionamento do turbocompressor, será utilizado o mapa de eficiência do compressor, apresentado pela Figura 29. Esse mapa consiste em um gráfico circunscrito no plano cartesiano no qual o eixo horizontal representa o fluxo de ar (*Mass Flow Axis*) e o eixo vertical representa a pressão relativa (*Pressure Ratio Axis*). No plano, encontram-se as ilhas de eficiência (*Efficiency Islands*) que são responsáveis por fornecer a leitura da eficiência, indicando que, quanto menor a ilha, maior a eficiência. É importante considerar ainda as linhas que limitam as “ilhas” à esquerda e à direita. Essas linhas são chamadas de Linha de Sobrecarga (*Surge Line*) e Linha de Estrangulamento (*Choke Line*), respectivamente.

Figura 29 - Mapa de eficiência do compressor.



Fonte: Chão de Oficina (2016).

A *surge line* (linha de sobretensão), à esquerda das ilhas de eficiência, marca o ponto em que o compressor se torna instável devido ao fluxo de ar insuficiente, o que pode causar desgaste ou danos, especialmente se o compressor for muito grande para a demanda de ar. Esse fenômeno também pode ocorrer quando o fluxo de ar é interrompido abruptamente ao se fechar a borboleta de aceleração.

Já a *choke line* (linha de estrangulamento), à direita, indica o ponto onde a eficiência do turbocompressor cai abaixo de 58%, afetando compressores menores que não conseguem fornecer o fluxo necessário, o que resulta em altas rotações e

temperaturas que podem danificar o equipamento com o tempo.

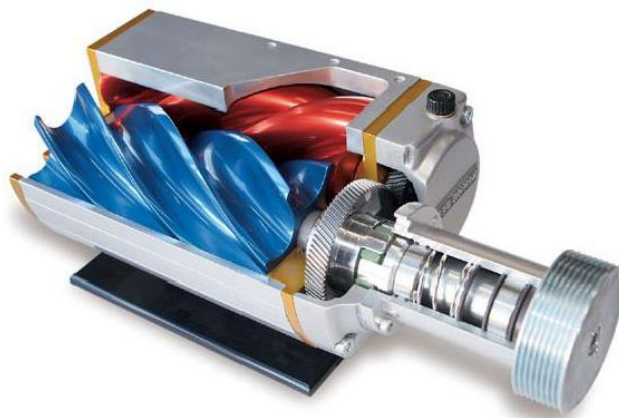
2.4 Supercompressores mecânicos

O *supercharger* desempenha a mesma função que a turbina, mas opera de maneira distinta. Ele é conectado ao motor por meio de uma correia, utilizando parte da energia mecânica gerada pelo motor para funcionar. Entre os tipos de *supercharger*, dois se destacam: o compressor de *Lysholm* e o *blower*.

2.4.1 Compressores de parafuso

O compressor de *Lysholm*, também chamado de compressor de parafuso, foi desenvolvido em 1935 pelo engenheiro sueco *Alf Lysholm*. Ele é composto por dois parafusos com roscas helicoidais infinitas, posicionados em paralelo. O ar é captado na entrada e comprimido ao longo do perfil dos parafusos. Embora seja o tipo mais eficiente de compressor, também é o mais caro devido à alta precisão dimensional necessária em sua fabricação.

Figura 30 - *Supercharger Lysholm* em corte, com os parafusos destacados em azul e vermelho.



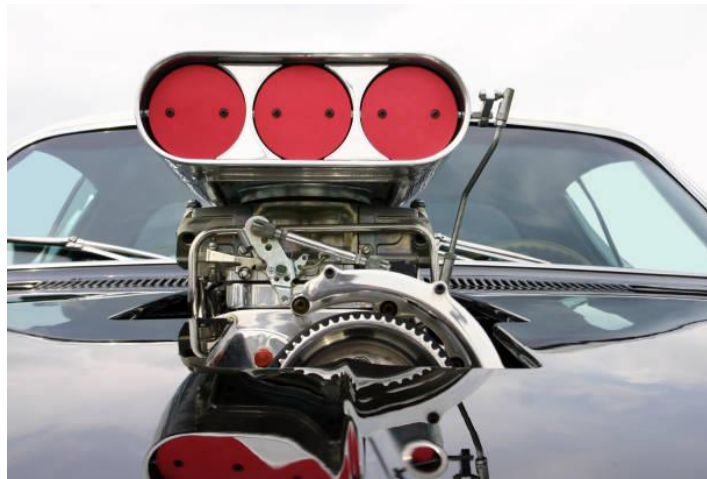
Fonte: Sikorski et al. (2017).

Esse tipo de compressor apresenta rendimento altos, de até 90%, entretanto é muito grande e caro (Brunetti, 2012).

2.4.2 Compressores de lóbulos

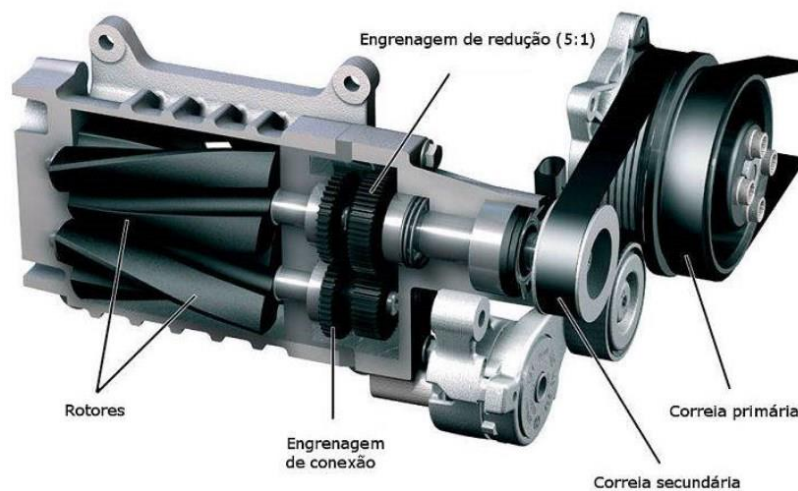
Embora o *blower* seja menos eficiente, ele se tornou famoso por sua aparência agressiva, muitas vezes sendo instalado acima do capô do carro para captar ar mais frio do que o ar encontrado próximo ao motor, como mostrado na Figura 31. Sua eficiência é menor porque, embora seja um *supercharger*, o *blower*, que em inglês significa "soprador", não comprime o ar de forma eficaz. Sua função é apenas acelerar o ar na entrada do coletor, utilizando dois rotores para isso.

Figura 31 – Exemplo do uso do *blower* acima do capô de um veículo.



Fonte: iStock (2024).

Figura 32 - Esquema de montagem do compressor de lóbulos ou *roots*.






Fonte: Quatro Rodas (2024).

2.5 Comparativo entre motores naturalmente aspirados e com sobrealimentação por turbocompressor

Segundo Paula (2023), pode-se observar que o motor de 1.0 litro da linha EA211, que estreou no Volkswagen *Up* e depois foi disponibilizado no Gol, demonstra que, apesar de seu deslocamento volumétrico de 999 cm³, consegue oferecer desempenho semelhante ao de motores com maior capacidade. Algumas especificações e parâmetros deste comparativo é mostrado na Figura 33.

Figura 33 - Comparativo entre veículo Volkswagen (Polo) aspirado e sobrealimentado.

Fabricante: Volkswagen		Polo 1.0		Polo 1.6		Polo Highline 1.0 TSi 2020	
							
Aspiração:		Natural		Natural		Turbocompressor	
Número de cilindros:		3 em linha		4 em linha		3 em linha	
Cilindradas:		999cm ³		1598cm ³		999cm ³	
Razão de compressão:		11,2:1		11,5:1		10,5:1	
Combustível:		Gasolina	Etanol	Gasolina	Etanol	Gasolina	Etanol
Potência máxima:		75 cv	84 cv	110 cv	117 cv	116 cv	128 cv
		6.350 rpm		5.750 rpm		5.500 rpm	
Torque máximo:		9,7 kgfm	10,4 kgfm	15,8 kgfm	16,5 kgfm	20,4 kgfm	20,4 kgfm
		3.000 rpm		4.000 rpm		2.000 rpm	
Consumo:	Urbano:	12,9 km/l	8,8 km/l	12,0 km/l	8,2 km/l	11,4 km/l	7,9 km/l
	Rodoviário:	14,3 km/l	10,0 km/l	13,9 km/l	9,5 km/l	13,9 km/l	9,5 km/l
Velocidade máxima:		170 Km/h		193 Km/h		192 Km/h	
Aceleração 0-100km/h:		13,0s		9,6s		9,6s	
Preço:		R\$ 67.256,00		R\$ 72.016,00		R\$ 86.967,00	

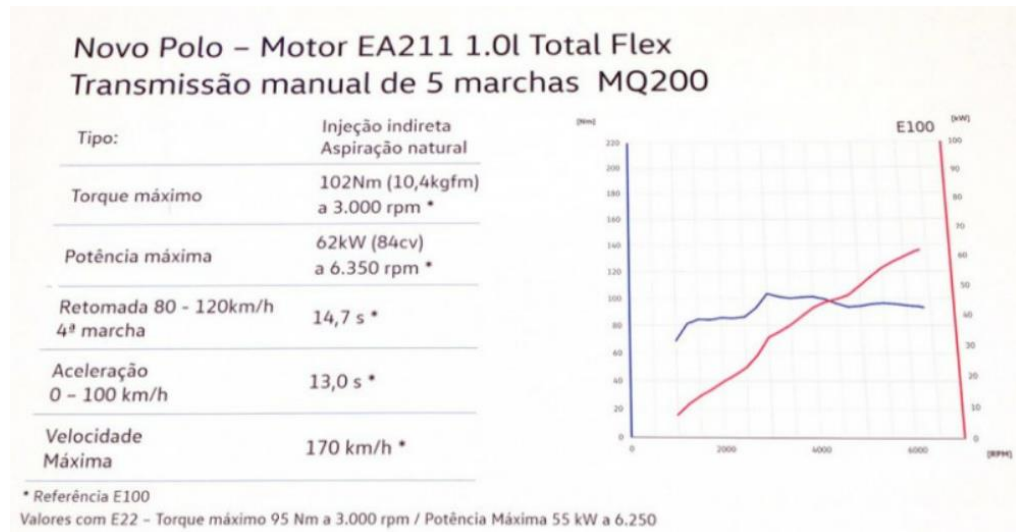
Fonte: Paula (2023).

O Novo Polo oferece potência de 75 CV com gasolina e 84 C com etanol no motor 1.0 MPI, demonstrando boa eficiência em comparação com motores maiores, algo visto em outras montadoras como no motor 1.4 da Fiat. O motor 1.6, com até 117 CV, supera o 1.0 MPI em desempenho. Já o motor 1.0 turbo atinge até 128 C com etanol, oferecendo 10% mais potência e 24% mais torque que o 1.6 aspirado, apesar de ser menor. Quando comparado ao 1.0 aspirado, o 1.0 turbo é ainda mais eficiente, com 52% mais potência e 96% mais torque, destacando a vantagem da

sobrealimentação.

Na curva da Figura 34, é possível observar graficamente as especificações expostas na Figura 33. Tais curvas são do motor naturalmente aspirado, ou seja, tem um comportamento mais linear e com um patamar mediano.

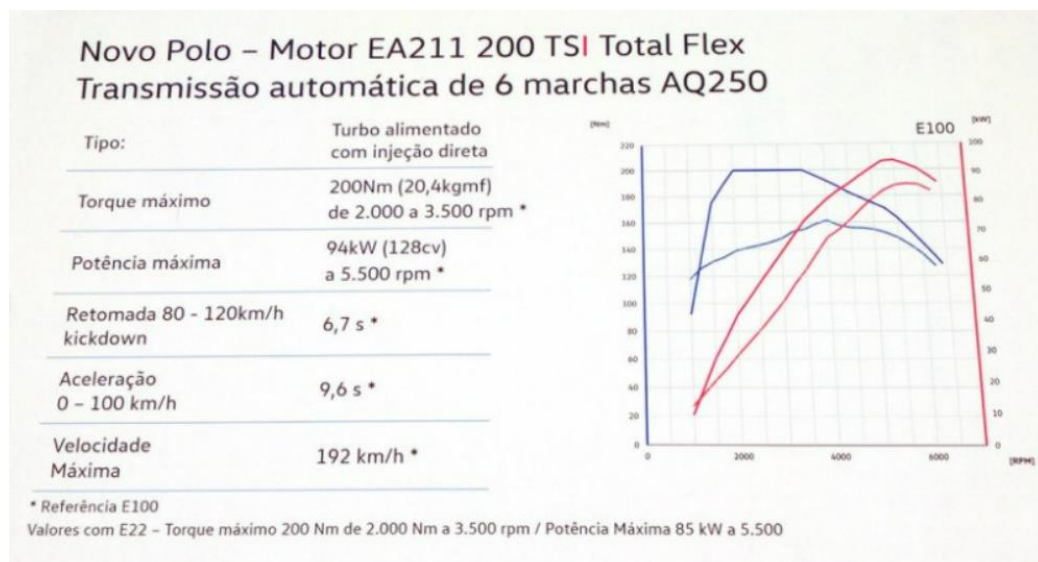
Figura 34 - Curva de desempenho do Polo 1.0.



Fonte: Comprecar (2024).

A Figura 35 demonstra que o comportamento das curvas é evidentemente diferente daquele visto na Figura 33. Esse comportamento é resultado da sobrealimentação que mostra curvas mais acentuadas e com valores mais elevados.

Figura 35 - Curva de desempenho do Polo 200 TSI.




Fonte: Comprecar (2024).

É notável como a curva de torque aumenta num ritmo elevadíssimo, comportamento este que permite grande economia de combustível, pois mesmo com rotações mais baixas, ou seja, com pouca abertura da TBI (*Throttle Body Injection* - injeção no corpo de borboletas), tem-se o dobro de torque que com motores naturalmente aspirados em WOT (*Wide Open Throttle* – *válvula-borboleta completamente aberta*).

Na Figura 36 está exposto um outro comparativo, agora com motores de 2.0L. Fica claro como motores menores, mas sobrealimentados, podem gerar potências iguais ou até maiores que de motores com o dobro de deslocamento volumétrico.

Figura 36 - Comparativo entre Volkswagen Jetta aspirado e sobrealimentado.

Fabricante: Volkswagen		JETTA COMFORTLINE 2.0 2015		JETTA HIGHLINE 2.0 Tsi 2015
				
Aspiração:		Natural		Turbocompressor
Número de cilindros:		4 em linha		4 em linha
Cilindradas:		1.984cm ³		1.984cm ³
Razão de compressão:		11,5:1		9,6:1
Combustível:		Gasolina	Etanol	Gasolina
Potência máxima:		116 cv	120 cv	211 cv
		5.000 rpm		5.500 rpm
Torque máximo:		17,7 kgfm	18,4 kgfm	28,6 kgfm
		4.000 rpm		2.000 rpm
Consumo:	Urbano:	8,8 km/l	6,1 km/l	9,4 km/l
	Rodoviário:	10,8 km/l	7,8 km/l	12,5 km/l
Velocidade máxima:		198 Km/h		241 Km/h
Aceleração 0-100km/h:		11,1s		7,2s
Preço:		R\$ 68.687,00		R\$ 83.566,00

Fonte: Paula (2023).

O modelo 2.0 8v naturalmente aspirado gera 120 C com etanol e 116 CV com gasolina, com torque de 18,4 kgfm e 17,7 kgfm, respectivamente. Já o modelo 2.0 16v

TSI é turboalimentado com injeção direta (o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão). Ele gera 200 CV e 28,5 kgfm de torque, apresentando 76% mais potência e 55% mais torque em relação ao motor aspirado.

2.6 S.F.C. (*Specific Fuel Consumption*) - Consumo Específico de Combustível

O consumo específico refere-se à quantidade de combustível consumido por unidade de trabalho gerada. Esse indicador é usado para analisar o desempenho de motores de combustão interna em diferentes condições de operação, como rotação e carga, além de permitir a comparação entre diversos combustíveis. Segundo Heywood (1988), essa medida reflete a eficiência de um motor considerando o tipo de combustível utilizado. O consumo específico de combustível (SFC) é calculado pela relação entre a vazão mássica de combustível (\dot{m}_f) e a potência efetiva (P_e), obtida no dinamômetro, sendo o consumo de combustível medido de forma gravimétrica ou volumétrica (Brunetti, 2012).

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \quad (6)$$

Pelo que foi mostrado na seção 2.5 e usando os comparativos, observa-se que o uso do etanol permite ao motor um maior desempenho, tanto de potência quanto de torque.

Quanto à eficiência térmica, pode-se afirmar que é um indicador da aptidão de conversão da energia química do combustível em trabalho mecânico por um determinado motor. Conforme Heywood (1988), em motores de combustão interna, é definida como a relação entre a potência gerada pelo motor e a energia fornecida pelo combustível. Essa relação pode ser expressa pela equação 7.

$$\eta_t = \frac{P_e}{\dot{m}_f \cdot Q_{LV}} \quad (7)$$

A eficiência térmica (η_t) depende do poder calorífico do combustível (Q_{LV}), mas nem toda a energia do combustível é convertida em energia térmica, pois a combustão real é incompleta. A falta de oxigênio suficiente impede a oxidação total do combustível, limitando a conversão de energia (Heywood, 1988). Fatores como

temperatura, pressão e a cinética da reação também afetam essa eficiência.

3 Metodologia

Tendo em vista a aplicação de turbocompressores e o conceito do *downsizing*, será feito o estudo do dimensionamento de um turbocompressor em um motor de motocicleta. O motor escolhido foi o da Suzuki GSR 750, pelo fato de se ter como objetivo a análise de propulsores com potência entre 100 e 200 HP. Tal motor tem sua alimentação originalmente a gasolina.

3.1 Características do motor

Trata-se de um motor de quatro cilindros em linha, quatro válvulas por cilindro, DOHC (*Dual Overhead Camshaft* – duas árvores de comando de válvulas, uma para as válvulas de admissão e outra para as de escape), arrefecimento líquido e injeção eletrônica. Sua capacidade volumétrica é de 749 cm³, rendendo 106 HP de potência a 10.000 rotações por minuto e torque de 8,16 kgf.m a 9.000 rotações por minuto (é importante lembrar que 1 HP é equivalente a 1,0138 CV; neste caso específico, será considerado 1 HP = 1 CV).

Figura 37 - Motor 750 da Suzuki GSR.



Fonte: Suzuki Sunmotors (2024).

Cada um de seus quatro pistões tem o diâmetro de 72,0 mm e o curso de 46,0 mm, com uma taxa de compressão de 12,3:1. A Figura 37 ilustra um exemplar do

referido motor utilizado como objeto de estudo.

Na Figura 38, visualizam-se as curvas de torque e potência do motor em questão. Pelas dificuldades em se obterem tais curvas de modo empírico, tomou-se como alternativa a busca destas curvas com empresas que efetuam testes em motores de motocicletas. Estas empresas visam o aumento de performance de motores; por este motivo, no gráfico abaixo, pode-se observar duas curvas distintas, tanto para torque quanto para potência do motor.

Figura 38 - Curvas de torque e potência em função da rotação (Suzuki GSR 750).



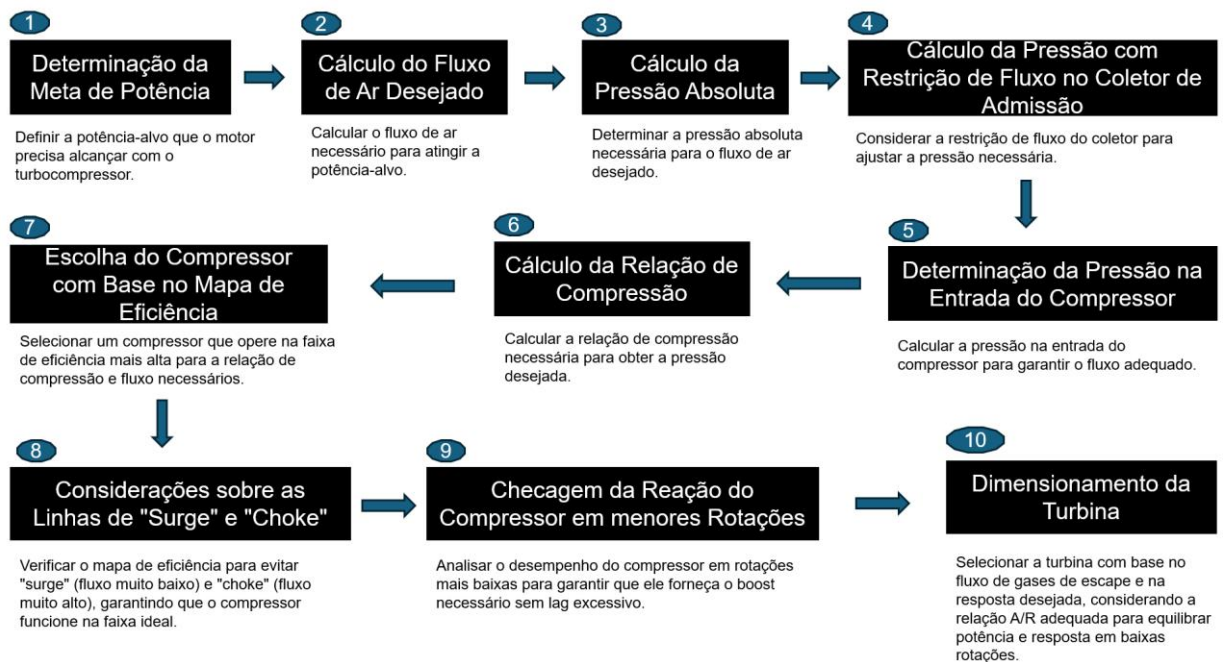
Fonte: br-performance (2024).

Pode-se observar que as curvas em amarelo seriam as do motor naturalmente aspirado e nos seus padrões originais de fábrica, enquanto as curvas em azul expõem os valores após a modificação, no caso com a alteração do sistema de escapamento feita pela empresa que realizou o teste. Como este trabalho visa não somente o aumento de potência, mas também a diminuição das emissões, serão consideradas como exemplo apenas as curvas em amarelo, para que mais à frente seja feito o comparativo de seus picos máximos (aproximadamente, 8 kgf.m de torque e potência de 110 HP), com os pontos obtidos após aplicação de um turbocompressor.

3.2 Dimensionamento e escolha do turbocompressor

Para identificar o turbocompressor mais adequado para um motor específico, o primeiro passo é determinar a quantidade necessária de ar e combustível para alcançar a potência desejada. Segundo o catálogo de GarrettMotion (2019), de maneira geral, um motor requer cerca de dez libras de ar por minuto para cada cem cavalos de potência, o que corresponde a aproximadamente 4,5 quilogramas de ar por minuto (aproximadamente 9,92 lb/min). Com base no catálogo do fabricante Garrett, foi construído um fluxograma com os passos a seguir para a escolha do turbocompressor mais adequado à aplicação desejável, conforme exposto na Figura 39.

Figura 39 – Fluxograma para a escolha de um turbocompressor.



Fonte: Próprio autor.

3.2.1 Determinação da meta de potência

Antes de selecionar um turbocompressor, é essencial definir a meta de potência para o motor. Supõe-se que o motor aspirado gere uma potência base, e que se quer aumentar essa potência em um fator específico. A escolha do turbocompressor dependerá do aumento de potência que se deseja (por exemplo, 1,5 ou 2 vezes a potência original).

3.2.2 Cálculo do fluxo de ar desejado

Para calcular o fluxo de ar de um motor a combustão interna de ciclo Otto, pode-se seguir uma fórmula simples baseada em várias variáveis do motor. O fluxo de ar é essencial para entender a eficiência volumétrica e a alimentação de combustível.

$$W_a = HP * \frac{A}{C} * \frac{BSFC}{60} \quad (8)$$

Sendo:

- W_a = Fluxo Necessário (em libras por minuto)
- HP = Potência Desejada (1HP equivale a 745,7 W)
- $\frac{A}{C}$ = Relação Ar/Combustível
- $BSFC$ = *Brake Specific Fuel Consumption*

A relação ar/combustível indica quantas partes de ar, em massa, são necessárias para a queima completa de uma parte de combustível. Em motores a gasolina com turbocompressor, essa relação costuma ser cerca de 12:1, podendo ser simplificada para 12 na fórmula.

O *brake specific fuel consumption* (BSFC – consumo específico de combustível no freio dinamométrico) mede a quantidade de combustível (em libras por hora) que um motor requer para gerar 1 HP de potência. Esse índice varia conforme o tipo de combustível e a eficiência do motor. Para motores a gasolina modernos, o BSFC é cerca de 0,55, enquanto para etanol é aproximadamente 1,0. Esse valor é dividido por sessenta na fórmula para convertê-lo para libras por minuto, a unidade mais comum em mapas de eficiência.

3.2.3 Cálculo do valor da pressão absoluta

Depois de determinar o fluxo necessário para alcançar a potência desejada, o próximo passo é calcular a pressão absoluta usando a Equação 9.

$$MAP_{req} = \frac{W_a * R * (460 + T_m)}{n_v * \frac{N}{z} * V_d} \quad (9)$$

Sendo:

- MAP_{req} = Pressão absoluta (em libra por polegada quadrada – PSI)
- W_a = Fluxo necessário (em libras por minuto)
- R = Constante dos gases 639,6 lbf.in/lb.°F (ou 287 J/kg.K)
- T_m = Temperatura do coletor de admissão (em °F)
- n_v = Eficiência volumétrica
- N = Rotação do motor (revoluções por minuto)
- V_d = Deslocamento volumétrico total (em Polegadas Cúbicas)

A temperatura do coletor de admissão pode variar, mas geralmente utiliza-se 130 °F (cerca de 55 °C) para sistemas com *intercooler*. A eficiência volumétrica do motor (n_v) depende do seu design, sendo que motores modernos com quatro válvulas por cilindro têm uma eficiência entre 70% e 80%. Em motores sobrealimentados, é possível alcançar valores acima dos 100%, que é justamente onde se justifica o conceito do *downsizing*.

3.2.4 Cálculo da pressão em função da restrição de fluxo oferecida pelo coletor de admissão

Considerando as perdas entre o compressor e o coletor de admissão, pode-se calcular a pressão na saída do compressor. Embora a restrição possa ser medida com testes em uma bancada de fluxo, será adotado um valor de 2 PSI, já que não é possível o acesso a esse equipamento. Segundo o *Performance Catalogue Vol. 9* do Fabricante Garrett, este valor de 2 PSI representa uma média entre as restrições típicas de coletores avançados e os modelos de fábrica. Utilizando a equação 9 e o valor estimado de 2 PSI, é possível calcular a pressão total no interior do coletor.

$$P_{2c} = MAP + \Delta P_{loss} \quad (10)$$

Sendo:

- P_{2c} = Pressão Real no Coletor de Admissão
- MAP = Pressão Absoluta (calculada pela equação 9)
- ΔP_{loss} = Restrição do Coletor de Admissão – neste caso, o valor é acrescido, pois se trata do valor em que o compressor deve compensar

as restrições do sistema de admissão de ar.

3.2.5 Determinação da pressão na entrada do compressor

O próximo valor a ser calculado é a pressão na entrada do compressor que, idealmente, deveria corresponder à pressão atmosférica, mas é influenciada pelo filtro e duto de ar.

$$P_{1c} = P_{amb} - \Delta P_{loss} \quad (11)$$

Sendo:

- P_{1c} = Pressão entre o compressor e o filtro de ar
- P_{amb} = Pressão ambiente (14,7 PSI ao nível do mar)
- ΔP_{loss} = Restrição do Coletor de Admissão – o valor é subtraído, pois se trata do ar que entra no compressor, portanto é levada em conta a perda da massa de ar que será aspirada pelo compressor após o filtro de ar - de acordo com *Performance Catalogue Vol. 9* do fabricante Garrett, é comumente adotada uma perda de 1 PSI em relação à pressão atmosférica.

3.2.6 Cálculo da relação de compressão

Por fim, tem-se a equação que permite obter o valor da relação de pressão (*Pressure Ratio*), essencial na escolha do turbocompressor adequado.

$$PR = \frac{P_{2c}}{P_{1c}} \quad (12)$$

De posse desses resultados, a escolha consiste em encontrar um turbocompressor cujo mapa atenda às demandas de fluxo de ar e relação de pressão do motor.

3.2.7 Escolha do compressor a partir do mapa de eficiência

Cada turbocompressor tem um mapa de compressor que mostra sua eficiência em diferentes fluxos de ar e relações de compressão. Esses mapas podem ser obtidos nos catálogos do fabricante *Garrett (Performance Catalogue Vol. 9)*.

Com o valor do fluxo de ar calculado e a relação de compressão, pode-se sobrepor esses números no mapa do compressor para encontrar a "zona de

eficiência". O turbo ideal será aquele cujo ponto de operação (fluxo de ar / PR) se enquadra na faixa de eficiência máxima (geralmente entre 70% e 80%).

3.2.8 Considerações sobre as linhas de "Surge" e "Choke"

No mapa de eficiência do compressor, é importante evitar as regiões de *surge* e *choke* que são, respectivamente, as linhas-limite para quando o fluxo de ar é muito baixo para a pressão ou quando o fluxo de ar é muito alto para o compressor. A escolha correta deve garantir que o compressor opere de forma estável em toda a faixa de rotações do motor.

3.2.9 Checagem da reação do compressor para menores rotações

Para seguir com a escolha mais adequada, é necessário checar como é o comportamento do compressor com rotações mais baixas, a fim de garantir que ele não fuja dos limites da linha de "surge". Para isso, é necessário realizar um novo cálculo do fluxo, empregando-se a equação (13) com uma velocidade de rotação reduzida, de modo a identificar um novo ponto no mapa de eficiência do compressor.

$$W_a = \frac{MAP_{req} * n_v * \frac{N}{2} * V_d}{R * (460 + T_m)} \quad (13)$$

Tal equação nada mais é do que o cálculo reverso do que já foi visto na equação (9), pois agora se trata de encontrar o fluxo adequado à pressão absoluta, dada uma rotação mais baixa. Com o resultado deste cálculo, torna-se possível observar mais um ponto no mapa do compressor, além daquele obtido a partir da potência desejada.

3.2.10 Dimensionamento da turbina

As variáveis necessárias para a escolha da turbina geralmente precisam ser estimadas antes da instalação do turbocompressor. Esses mapas de eficiência indicam a energia mínima que a turbina deve fornecer para acionar o compressor. Assim, é possível determinar a rotação mínima do motor para que a turbina forneça energia suficiente para o compressor começar a comprimir o ar nos cilindros.

$$Q_c = \frac{m_{asp}}{PR} * \sqrt{\frac{EGT+460}{518,7}} \quad (14)$$

Sendo:

- Q_c = Fluxo de gases no compressor em lb/min
- m_{asp} = Massa de ar aspirada pelo motor
- PR = Razão de pressão
- EGT = Temperatura dos gases de escape (*Exhaust Gas Temperature*)
- A temperatura dos gases de escape EGT é ajustada ao adicionar o valor 460 (conversão de Fahrenheit para a escala Rankine)
- 518,7 é a constante de conversão relacionada à temperatura na escala *Rankine*.

A equação (14) calcula o fluxo volumétrico corrigido, levando em conta a razão de pressão e a temperatura dos gases de escape. A correção pela razão de pressão ajusta o fluxo de massa para as condições de operação, enquanto a correção pela temperatura ajusta o fluxo com base na densidade do ar ou gás, que varia com a temperatura.

Para seguir com o dimensionamento, é necessário encontrar o m_{asp} , o qual depende de vários fatores, incluindo o deslocamento volumétrico do motor, a eficiência volumétrica e a sua rotação.

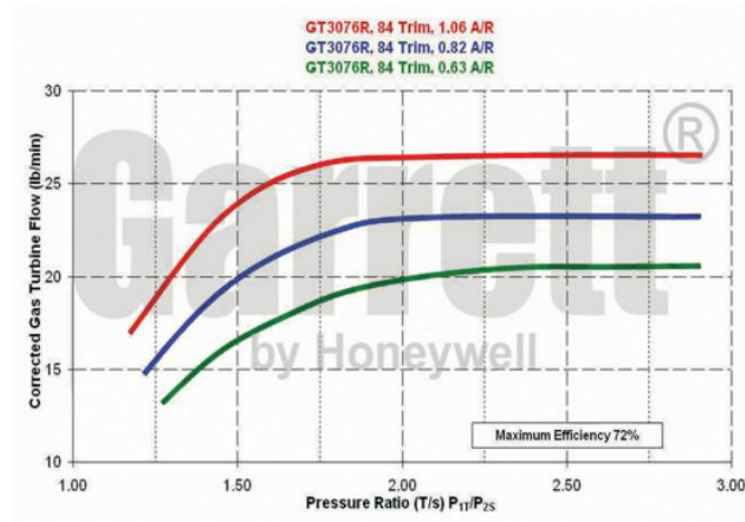
$$m_{asp} = \frac{V_d * N * n_v}{2} \quad (15)$$

Sendo:

- m_{asp} : Fluxo de ar admitido pelo motor em pés cúbicos por minuto (Cfm)
- V_d : Volume deslocado pelo motor por ciclo (deslocamento total em litros)
- N : Velocidade do motor, em rotações por minuto (RPM) – a divisão por 2 aparece por se tratar de um motor de 4 tempos, onde se tem um ciclo completo de operação a cada duas voltas do virabrequim
- n_v : Eficiência volumétrica do motor

Passa a ser possível utilizar os mapas de eficiência da turbina, após o cálculo de (Q_c), pois trata-se de um valor corrigido do fluxo.

Figura 40 - Mapa de eficiência da turbina.



Fonte: Chaodeoficina (2016).

A Figura 40 ilustra a linha de eficiência de três turbinas semelhantes, mas com diferentes valores de relação A/R (no gráfico, tem-se, no eixo das abscissas, a relação de pressão, enquanto no eixo das ordenadas, tem-se o fluxo da turbina corrigido em lb/min). Com isso, é possível identificar qual turbina é mais adequada para uma situação específica. Em alguns casos, os mapas apresentam apenas uma linha de eficiência, o que permite verificar se uma turbina é apropriada ou não. É importante destacar que, nos mapas de eficiência das turbinas, é possível observar a partir de qual relação de pressão a turbina, e conseqüentemente o compressor, começa a operar de maneira eficiente. No mapa apresentado, esse valor é ligeiramente superior a 1,6.

4 Resultados e Discussão

4.1 Escolha do turbo compressor aplicado ao motor Suzuki de 749 cm³

Como foi visto anteriormente nas especificações, bem como com as curvas de torque e potência, tem-se o pico máximo de potência em 10000 rpm, considerando uma eficiência volumétrica de 85%, uma taxa de compressão de 12,3:1, o uso da

gasolina como combustível e uma meta de potência de 150 HP. Pode-se, então, obter o valor do fluxo de ar a partir da equação (8).

$$W_a = (150 * 1,0138) * 12,3 * \frac{0,55}{60}$$

$$W_a = 17,14 \text{ lb/min}$$

Para alcançar a meta de 150 HP de potência em um motor que, naturalmente, gera 106 HP, será necessário o uso de um turbocompressor que forneça um aumento de potência de cerca de 42%. Esse cálculo assume que a potência extra necessária virá do aumento da pressão de admissão proporcionado pelo turbocompressor.

$$\text{Relação de Potência} = \frac{\text{Potência desejada}}{\text{Potência atual}} = \frac{150}{106} = 1,42$$

Isso significa um aumento de 42% na potência do motor através do uso de um turbocompressor.

Seguindo com os cálculos, pode-se obter, a partir da equação (9), a pressão absoluta. A fim de simplificar os cálculos, serão adotados os valores de 130 °F como temperatura média e 45,71 polegadas cúbicas (equivalente a 749 centímetros cúbicos) como deslocamento volumétrico.

$$MAP_{req} = \frac{17,14 * 639,6 * (460 + 130)}{0,80 * \frac{10000}{2} * 45,71}$$

$$MAP_{req} = 35,38 \text{ PSI}$$

Após encontrar o fluxo necessário para potência desejada, é feito o cálculo da restrição na admissão de ar (P_{2c}), a partir da equação (10), e da pressão na entrada do compressor (P_{1c}), conforme a equação (11).

$$P_{2c} = 35,38 + 2$$

$$P_{2c} = 37,38 \text{ PSI}$$

Para o cálculo de P_{1c} , considera-se a pressão atmosférica ao nível do mar.

$$P_{1c} = 14,7 - 1$$

$$P_{1c} = 13,7 \text{ PSI}$$

Com a obtenção dos valores de P_{1c} e P_{2c} , torna-se possível o cálculo da relação de compressão utilizando a equação (12).

$$PR = \frac{37,38}{13,7}$$

$$PR = 2,73$$

Com todos os parâmetros em mãos, deve-se proceder à escolha do turbocompressor. Esta partirá da combinação dos valores encontrados para "PR" e " MAP_{req} ". Será marcado um ponto no mapa de eficiência do turbocompressor escolhido e, então, analisado se o ponto se encontra na melhor ilha de eficiência possível. Em caso negativo, faz-se necessária a tentativa com um novo mapa de eficiência, ou seja, um outro modelo de turbocompressor que atenda à demanda desejada.

Sabe-se que o valor da relação de pressão é de 2,73 (este valor é adimensional), e que o valor do fluxo necessário para a potência desejada é de 17,14 lb/min. Com isso, de acordo com o catálogo de produtos da empresa Garrett Motion, o turbocompressor que melhor atende os requisitos seria o GBC14-200. Este modelo é indicado para motores de 0.4 L até 1.0 L (400 até 1000 centímetros cúbicos), e para potências que variam de 140 a 200 HP.

Na Figura 40, pode-se observar o ponto encontrado a partir da relação de MAP_{req} e PR, demarcado no mapa de eficiência do compressor do modelo GBC14-200. De acordo com o fabricante, este modelo escolhido tem as seguintes especificações:

Compressor

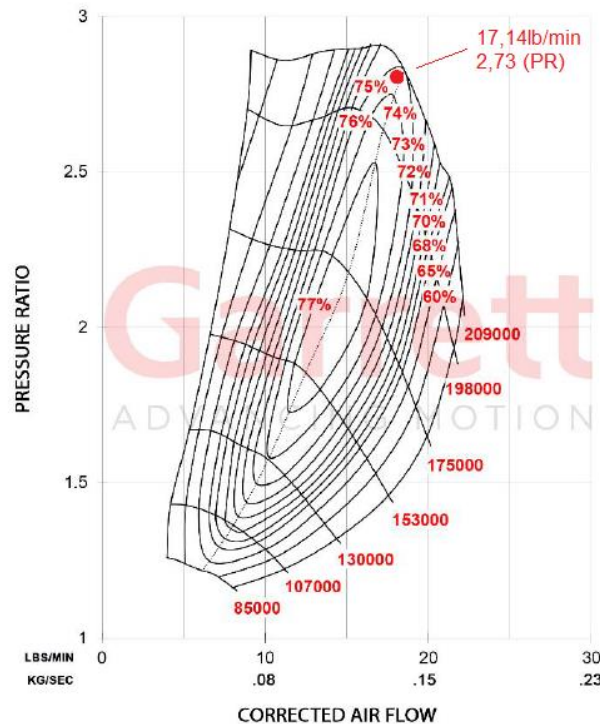
- Indutor = 34mm
- Descarga = 46mm
- Trim = 55
- A/R = 0.52
- Fluxo: 22 lbs/min

Turbina

- Indutor = 39mm
- Descarga = 36mm
- Trim = 84
- A/R = 0.45
- Fluxo: 9 lbs/min

Figura 41 - Mapa de eficiência do turbocompressor GBC14-200 demarcado com o ponto calculado.

TURBOCOMPRESSOR GBC14-200



Fonte: Adaptado de GarrettMotion (2021).

É possível observar que os valores obtidos nos cálculos estão alocados no mapa de eficiência entre as linhas de *Surge* e *Choke*, porém não se pode deixar de observar que o ponto marcado está muito próximo da linha de maior rotação suportada pelo compressor. Por este motivo, é importante realizar uma nova iteração para checar se um outro modelo de turbocompressor irá permitir um melhor resultado no que diz respeito ao ponto encontrado nos cálculos, ou seja, um turbocompressor que irá atender os requisitos e que se mantenha numa faixa de trabalho mais amena, o que pode garantir maior vida útil para o equipamento.

4.2 Segunda iteração para adequação do turbocompressor aplicado ao motor Suzuki de 749cm³

Como foi visto acima, o modelo GBC14-200 não se mostrou adequado por estar muito próximo de seu limite de rotação quando exposto aos parâmetros

predefinidos. Para uma nova iteração, com o objetivo de determinar um turbocompressor que seja mais adequado, escolheu-se o modelo GBC17-250.

Na Figura 42 é possível observar este novo modelo escolhido com a demarcação do ponto encontrado nos cálculos realizados neste tópico. Este modelo é indicado para motores de 0.6L até 1.5L (motores de 600 até 1500 centímetros cúbicos) e para potências que variam de 150 a 250 HP. De acordo com o fabricante, este modelo escolhido tem as seguintes especificações:

Compressor

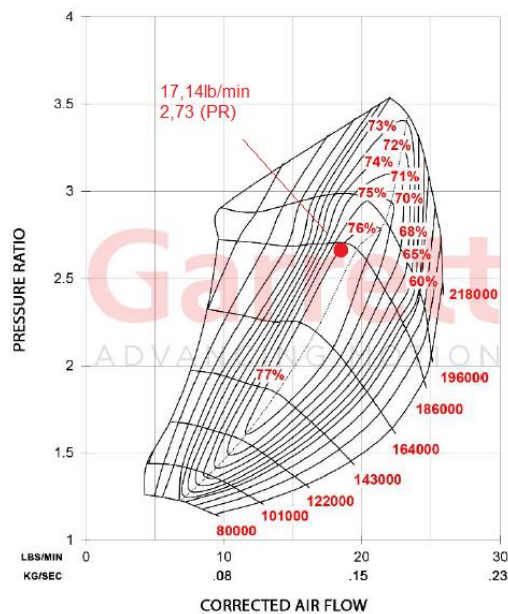
- Indutor = 36mm
- Descarga = 49mm
- Trim = 55
- A/R = 0.52
- Fluxo: 25 lbs/min

Turbina

- Indutor = 44mm
- Descarga = 40mm
- Trim = 80
- A/R = 0.50
- Fluxo: 11 lbs/min

Figura 42 - Mapa de eficiência do turbocompressor GBC17-250 demarcado com o ponto calculado.

TURBOCOMPRESSOR GBC17-250



Fonte: Adaptado de GarrettMotion (2021).

Após a escolha do turbocompressor e análise de seu mapa de eficiência, é necessário verificar seu desempenho em menores rotações. Isso garante que o funcionamento permaneça dentro do limite da linha de *surge*, mesmo em uma rotação menor. No caso, será utilizado como meta o valor de rotação de 6000 RPM.

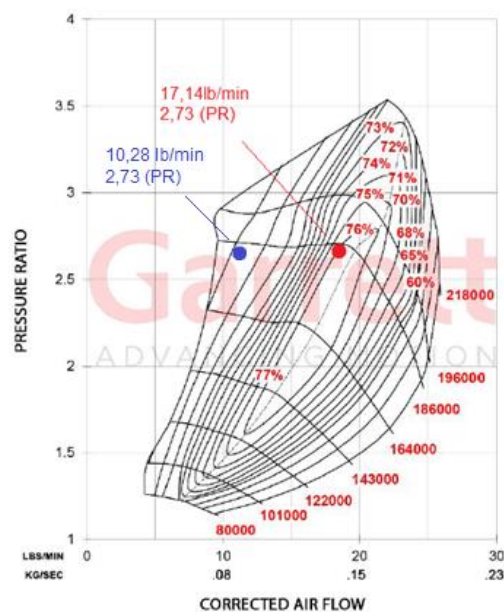
$$W_a = \frac{35,38 * 0,8 * \frac{6000}{2} * 45,71}{639,6 * (460 + 130)}$$

$$W_a = 10,28 \text{ lb/min}$$

Na Figura 43, fica claro que, para este modelo, o ponto demarcado a partir do cálculo corrigido para uma rotação de 6000 rpm fica bem localizado, estando dentro do limite que é imposto pela linha de *surge*. Isto mostra ter sido oportuna a substituição do modelo previamente escolhido (GBC14-200), uma vez que, na primeira opção, o ponto a ser marcado estaria tanto próximo da linha de *surge* quanto do limite de rotação do compressor, conforme exposto na Figura 44.

Figura 43 - Pontos calculados no mapa de eficiência do turbocompressor GBC17-250.

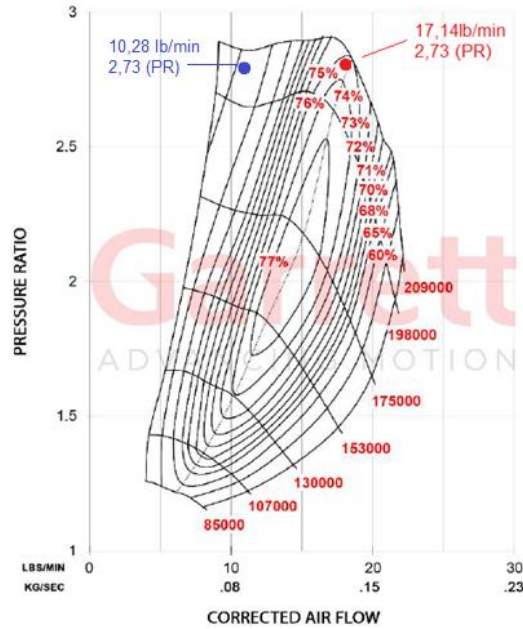
TURBOCOMPRESSOR GBC17-250



Fonte: Adaptado de GarrettMotion (2021).

Figura 44 - Pontos calculados no mapa de eficiência do turbocompressor
GBC14-200.

TURBOCOMPRESSOR GBC14-200



Fonte: Adaptado de GarrettMotion (2021).

4.3 Dimensionamento da turbina

Feita a constatação de que o turbocompressor que mostra ter o compressor que melhor atende o objetivo do projeto é o GBC17-250, o passo seguinte é o cálculo para checagem do seu mapa de eficiência da turbina utilizando a equação (14). Antes disto, faz-se necessário o cálculo do fluxo de ar admitido pelo compressor pela equação (15).

$$m_{asp} = \frac{45,71 * 6000 * 0,8}{2}$$

$$m_{asp} = 109704$$

Para conseguir o valor em pés cúbicos por minuto (Cfm), deve-se dividir o resultado por 1728; para se obter o valor em lb/min, é necessária a multiplicação por 0,076. Com isso, tem-se o valor da densidade do ar em libras por pé cúbico, em condições padrões e ao nível do mar.

$$m_{asp} = \frac{109704}{1728} * 0,076$$

$$m_{asp} = 4,825 \text{ lb/min}$$

Com o valor do fluxo encontrado, é possível estimar o fluxo de gases que sairá do escape utilizando a equação (12). Como motores com turboalimentação apresentam temperaturas mais elevadas nos gases de escape em comparação com motores que não utilizam sobrealimentação, será considerada a temperatura dos gases por volta de 1000 °F (537,8 °C). O valor da relação de pressão será considerado como 1, uma vez que esta é a relação direta dos gases que sai do escape e chega à turbina.

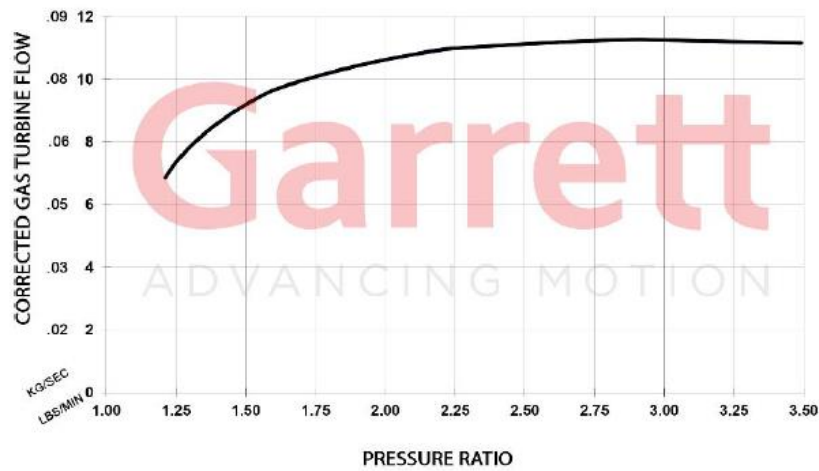
$$Q_c = \frac{4,825}{1} * \sqrt{\frac{1000 + 460}{518,7}}$$

$$Q_c = 8,095 \text{ lb/min}$$

Com o valor do fluxo encontrado (aproximadamente igual 8,1 lb/min), pode-se analisar se a mesma está de acordo com o gráfico de eficiência da turbina. Percebe-se que o motor, a 6000 rotações por minuto, ainda trabalhará como um motor naturalmente aspirado, já que o fluxo do motor na rotação requerida não atingirá o mínimo necessário para girar a turbina (aproximadamente 11 lb/min, de acordo com a Figura 45).

Feita a análise, pode-se então passar a analisar uma possível rotação que será capaz de girar a turbina, sendo uma rotação abaixo de 10000 RPM utilizada para estimar a máxima potência desejada. Para estimar a faixa de rotação em que o motor será capaz de começar a girar a turbina, pode-se fazer o cálculo inverso do que foi realizado anteriormente, colocando como 11 lb/min a meta mínima para girar a turbina.

Figura 45 - Curva da relação de pressão pelo fluxo de gases da turbina.



Fonte: GarrettMotion (2021).

- Tendo:

$$Q_c = 11 \text{ lb/min}$$

- Calcula-se o m_{asp} em lb/min:

$$11 = \frac{m_{asp}}{1} * \sqrt{\frac{1000 + 460}{518,7}}$$

$$m_{asp} = 6,56 \text{ lb/min}$$

- Convertendo lb/min para Cfm:

$$6,56 = \frac{m_{asp}}{1728} * 0,076$$

$$m_{asp} = 149076 \text{ Cfm}$$

- Por fim, com o fluxo em pés cúbicos, pode-se achar a rotação mínima para girar a turbina

$$149076 = \frac{45,71 * N * 0,8}{2}$$

$$N = 8153 \text{ RPM}$$

Com o resultado de 8153 rotações por minuto, pode-se então definir que a turbina passará a girar com pressão positiva e atuar de fato com o compressor a cerca de 8000 RPM.

Seguindo o estudo de caso da Figura 33, tem-se um motor naturalmente aspirado de 1.6L gerando 110 HP em sua configuração original. Quando adicionada a sobrealimentação do turbocompressor GBC17-250, tem-se um ganho de 42% de potência, resultando em 157 HP a mais que um motor de 2,1 vezes a sua capacidade volumétrica. Se comparado ao motor do mesmo fabricante (Volkswagem), mas na configuração de 1.0 L com sobrealimentação, o motor da motocicleta em questão ainda mostra superioridade: enquanto o motor de 1000 centímetros cúbicos sobrealimentado gera 116 HP, 6 a mais que o motor de 1.6 L, o motor de 750 centímetros cúbicos da motocicleta produz 34 HP a mais.

E possível afirmar que a união de um bom motor, mesmo que de pequeno deslocamento volumétrico, com um turbocompressor de qualidade e bem dimensionado para o motor em questão, pode gerar potências que são quase 50% maiores do que aquelas produzidas em motores com o dobro de seu volume, ou ainda superando a potência de motores de 2.0 L, (pela Figura 36, o motor gera 120 HP, 30 a menos que o motor da motocicleta usada de exemplo).

5 Conclusões

O presente estudo conclui que a aplicação do turbocompressor GBC17-250 e de gasolina no motor de 749 cm³ da Suzuki é capaz de gerar a potência estimada de 150 HP. Quando se compara tal desempenho com outros exemplos expostos (Figura 33), fica claro que turbocompressores bem dimensionados, em motores de baixo deslocamento volumétrico, podem demonstrar resultados muito satisfatórios.

Uma comprovação empírica pode reforçar o estudo, fazendo-se a aplicação do turbocompressor e os devidos testes em um dinamômetro para comprovar tais ganhos. Os embasamentos teóricos mostram o potencial de eficiência do uso de um motor pequeno e sobrealimentado utilizando o conceito de *downsizing*.

Existem algumas adversidades na aplicação, pois apesar do motor estudado ter um rendimento bem elevado, mesmo em sua aplicação original, este tem um alto custo agregado. Tais custos são elevados, pois se trata de um motor que trabalha

normalmente em altas rotações e que tende a operar em uma temperatura mais elevada que a de motores comuns. Neste caso, seus materiais de fabricação são mais nobres e suas tolerâncias de fabricação mais estreitas, o que torna sua manufatura mais complexa e cara.

No mercado nacional, um motor Suzuki de 750cm³ custa em torno de 16 mil reais, apesar de já vir com o sistema de transmissão acoplado. Diferentemente de motores de carros, seu valor ainda é cerca de 2 vezes maior que o valor médio de um motor de um veículo popular no Brasil. Além destes fatores, pode-se ainda elencar alguns fatores que podem tornar a aplicação problemática, como a diminuição da vida útil do propulsor devido ao estresse imposto pelo aumento da pressão de admissão e aumento da temperatura de trabalho devido ao uso do turbocompressor.

Portanto, sendo possível um investimento mais elevado, é possível obter motores bastante pequenos, como o de uma motocicleta, que gerem uma potência de um motor quase 3 vezes maior, quando se fala em deslocamento volumétrico.

Como sugestão de análise, propõe-se estudar a vibração do eixo de um turbocompressor para identificar problemas mecânicos antes que eles comprometam o bom funcionamento do conjunto motor-turbocompressor.

Referências Bibliográficas

BR PERFORMANCE. **Power graph stage 1**. Disponível em: <https://www.br-performance.lu/en-lu/chiptuning/3817-bikes-quad/4162-suzuki/4538-gsr-750/4539-2011-2016/5251-750cc/?stage=4005>. Acesso em: 29 ago. 2024.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna vol 1**. 4. ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 2016.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna vol 2**. 4. ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 1992.

CHÃO DE OFICINA. **Turbocompressores: Mapas de eficiência**. 31 jan. 2016. Disponível em: <https://chaodaoficina.wordpress.com/2016/01/31/turbocompressores-mapas-de-eficiencia/>. Acesso em: 07 set. 2024.

CLUBE DO TEMPRA. **Biblioteca técnica FIAT**. Disponível em: http://www.clubedotempra.com.br/multifiat/www.multifiat.com.br/biblioteca/acao_fiat_uno_1064a.html. Acesso em: 07 set. 2024.

COMPETITION PARTS. **Capa Protetor Termico De Turbina Titanium Turbos T6 Gtx4709r**. Disponível em: <https://www.competitionparts.com.br/MLB->

1954815141-capa-protetor-termico-de-turbina-titanium-turbos-t6-gtx4709r- _JM. Acesso em: 31 jul. 2024.

COMPRECAR. **Torque, potência ou cilindrada: o que é mais importante.**

Disponível em: <https://www.comprecar.com.br/revista/torque-potencia-ou-cilindrada-o-que-e-mais-importante>. Acesso em: 06 set. 2024.

COSTANTIN, Luis Claudio Paleari. **Dimensionamento de turbocompressores para aplicação em motores de combustão interna.** Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2017.

DA NAVE VIANA, Sílvia Osório. **Atualização de um motor BMW M73 V12 para 1000 cavalos e provas de drift.** 2023. Dissertação (Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica) - Universidade do Minho, Portugal, 2023.

FERGUSON, Colin R; KIRKPATRICK, Allan T. **Internal combustion engines: applied thermosciences.** 3. ed. Colorado State: John Willey, 2016.

FIGUEIREDO, Leonardo Soutto Mayor de. **Estudo do aprimoramento de performance de um motor honda com a instalação de um turbocompressor.** Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

GARRETT MOTION. **Webinar: Secondary Air Injection with 48V E-Compressor.** 13 mai. 2024. Disponível em: <https://www.garrettmotion.com/pt-br/event/webinar-secondary-air-injection-with-48v-e-compressor/>. Acesso em: 22 ago. 2024.

GARRETT MOTION. **Turbo Tech 102 | Advanced: Understanding Air Flow.** 2019. Disponível em: https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM_Turbo-Systems-102_Advanced.pdf. Acesso em: 08 ago. 2024.

GIUDICE, G. F. *et Al.* Incidência das características de injeção do sistema de lubrificação na eficiência de um turbocompressor com mancal de filme fluido. **Acta Mechanica et Mobilitatem**, Minas Gerais, v. 2, n. 3, p. 11-19, 2017.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals.** Massachusetts: McGraw-Hill, 1988.

iStock. *Ventilador na máscara do carro clássico do músculo.* Disponível em: <https://www.istockphoto.com/br/foto/ventilador-na-m%C3%A1scara-do-carro-cl%C3%A1ssico-do-m%C3%BAsculo-gm1152451027-312673067>. Acesso em: 06 nov. 2024.

LEME, Flávio Mateus; LAGANÁ, Armando Antônio Maria. Controle de posição do atuador eletrônico da válvula wastegate da família de motores EA 211. **Brazilian Society of Automotive Engineering SIMEA**, Brasil (São Paulo), v. 1. P. 1. 7. 2022.

DE LIMA, Lucas Henrique Menezes. **Avaliação da influência do uso de intercooler no desempenho de um motor de combustão interna.** Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2018.

MARTINELLI JR., Luiz Carlos. **Máquinas Térmicas I: Motores de Combustão**

- Interna. Campus Panambi: Apostila da UNIJUÍ, 2003.
- MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. 2. ed. São Paulo: Editora Universitária. 2006.
- MENDES, Lucas Costa. **Estudo do desempenho de motores de ignição por centelha com sobrealimentação mecânica e turboalimentação**. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2017.
- MILHOR, Carlos Eduardo. **Sistema de desenvolvimento para controle eletrônico dos motores de combustão interna ciclo Otto**. 2002. 86 p. Dissertação (Mestrado) – USP. Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos, 2002.
- MOTOR SHOW MERCEDES AMG. **Turbo elétrico: Mercedes-AMG elimina turbo lag com tecnologia da F1**. 17 jun. 2016. Disponível em: <https://motorshow.com.br/turbo-eletrico-mercedes-amg-elimina-turbo-lag-com-tecnologia-vinda-da-f1/>. Acesso em: 22 ago. 2024.
- NAKANO, Danillo Gabriel. **Estudo Sobre Instalação De Um Turbocompressor Em Automóvel Nacional**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Universidade de São Paulo PoliUSP, 2007.
- OFICINA BRASIL. **Turboalimentador acionado por gás de escapamento: diagnósticos e regulagens**. 11 mai. 2015. Disponível em: <http://www.oficinabrasil.com.br/noticia/tecnicas/turboalimentador-acionado-por-gas-de-escapamento-diagnosticos-e-regulagens>. Acesso em: 25 ago. 2024.
- PASTORELLI, Pedro Palma. **Análise numérica da implementação de um turbocompressor em motor monocilíndrico para competição Fórmula SAE**. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Automotiva) – Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2015.
- PAULA, Matheus de Oliveira. **Estudo do desempenho de um motor a combustão interna utilizando sobrealimentação**. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2023.
- QUATRO RODAS. **Turbo x supercharger: só um irá viver. Mas qual o melhor?** 1 mar. 2017. Disponível em: <https://quatorrodas.abril.com.br/auto-servico/por-que-os-superchargers-estao-desaparecendo/>. Acesso em: 03 set. 2024.
- RESEARCHGATE. **Curva do torque e da potência em um motor de combustão interna**. Disponível em: https://www.researchgate.net/figure/Figura-2-Curva-do-torque-e-da-potencia-em-um-motor-de-combustao-interna_fig15_354699956. Acesso em: 25 ago. 2024.
- SIKORSKI, A.; ROQUE, A. O.; ZANELLA, M. INTRODUÇÃO DE UM “SUPERCHARGER” ELÉTRICO EM UM MOTOR A COMBUSTÃO CICLO OTTO. **Universidade São Francisco**, Campinas, v. 1. n. 1, p. 1-12.
- SILVA, João Paulo da. **Análise numérica dos efeitos pulsativos em um motor monocilíndrico turboalimentado**. 2021. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, 2021

SILVA, Leomi de Souza. **Análise do efeito da turboalimentação e estratégia downsizing em motores de combustão interna: aspectos operacionais e ambientais**. 2019. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2019

SIMPLUS. **motor-em-corte**. 28 jan. 2021. Disponível em: <https://blog.simplusbr.com/sincronismo-do-motor-a-combustao-interna/motor-em-corte/>. Acesso em: 04 ago. 2024.

SUZUKI SUNMOTORS. **MAIS POTÊNCIA COM MENOS EMISSÕES**. Disponível em: <https://suzukisunmotors.com.br/motos/suzuki/gsx-s750a/>. Acesso em: 29 ago. 2024.

TIVERON, Petrus de Oliveira. **Projeto Preliminar de um Turbo compressor para automóveis a álcool**. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecatrônica) – Escola de Engenharia São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2017.