



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



ROMOLO DA SILVA FERREIRA

**ESTUDO DE MAPAS DE EFICIÊNCIA DE
TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS E SUA APLICAÇÃO EM
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

**OURO PRETO - MG
2025**

ROMOLO DA SILVA FERREIRA
romolo.ferreira@aluno.ufop.edu.br

**ESTUDO DE MAPAS DE EFICIÊNCIA DE
TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS E SUA APLICAÇÃO EM
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Monografia apresentada ao Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Ouro Preto
como requisito para a obtenção do
título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: DSc. Prof. Luís Antônio
Bortolaia

OURO PRETO – MG
2025

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

F383e Ferreira, Romolo da Silva.

Estudo de mapas de eficiência de turbocompressores automotivos e sua aplicação em motores de combustão interna. [manuscrito] / Romolo da Silva Ferreira. - 2025.

65 f.: il.: color., gráf., tab..

Orientador: Prof. Dr. Luís Antônio Bortolaia.

Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Turbomáquinas - Sobrealimentação. 2. Turbocompressores. 3. Turbocompressores - Mapa de eficiência. 4. Turbocompressores - Potência. I. Bortolaia, Luís Antônio. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU 621

Bibliotecário(a) Responsável: Maristela Sanches Lima Mesquita - CRB-1716



FOLHA DE APROVAÇÃO

Romolo da Silva Ferreira

Estudo de mapas de eficiência de turbocompressores automotivos e sua aplicação em motores de combustão interna

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico

Aprovada em 15 de julho de 2025

Membros da banca

DsC. Luís Antônio Bortolaia - Orientador (Universidade Federal de Ouro Preto)
DsC. Edson Alves Figueira Júnior (Universidade Federal de Ouro Preto)
DsC. Claudio Márcio Santana (Universidade Federal de Ouro Preto)

Luís Antônio Bortolaia, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 02/09/2025



Documento assinado eletronicamente por **Luís Antonio Bortolaia**, **PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 02/09/2025, às 18:46, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0971925** e o código CRC **62F2B914**.

A Deus dedico mais esta etapa vencida,
agradeço o apoio dos meus pais e irmãos.

Aos novos amigos que conheci nas
repúblicas e na UFOP.

AGRADECIMENTO

Primeiramente agradeço os meus pais, Joaquim e Sonia, meus irmãos Rodrigo e Rogério, por todo o apoio e conselhos para continuar estudando e por acreditar no meu sonho de obter o diploma no curso de Engenharia Mecânica. Aos amigos que obtive durante toda a graduação na UFOP. Aos professores da Engenharia Mecânica que compartilharam todo o conhecimento necessário para chegar ao fim da minha jornada de estudo em um curso de graduação.

Sou muito grato pela república Antares, que foi mais que uma nova casa, foi o lugar que conheci minha segunda família e amigos valiosos que levarei por toda a minha vida. Lugar onde pude amadurecer e aprender sobre a vida através das conversas que tive com moradores e ex-alunos.

Agradeço também, a oportunidade de estudar em uma universidade pública, lugar que me capacitou para ser mais do que um engenheiro, mas também me ensinou como ser um ótimo profissional. Ressalto a importância do estudo e principalmente o acesso à educação superior no Brasil, pois é algo que pode ser considerado difícil por conta da oportunidade, dedicação e tempo necessário para conclusão de um curso de faculdade.

“Talvez não tenhamos conseguido fazer o melhor. Mas lutamos para que o melhor fosse feito. Não somos o que deveríamos ser, não somos o que iremos ser, mas graças a Deus não somos o que éramos”.

Martin Luther King

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo o estudo da sobrealimentação de automóveis e o dimensionamento de um turbocompressor para veículos que usam motor EA888 de geração 1. Assim, a metodologia do trabalho faz uso de um estudo bibliográfico sobre motores de combustão interna e sobrealimentação de veículos, para posteriormente realizar um estudo de caso de um motor de referência realizando uma melhoria com a troca do turbocompressor original por outro modelo capaz de aumentar o desempenho. Portanto, os cálculos realizados e análise dos mapas de eficiência dos novos componentes teve como resultado o aumento de potência máxima do motor EA888 de geração 1 para 250 cv e início da fase turboalimentada em 3600 rpm. Conclui-se que, é possível encontrar um compressor e uma turbina adequada com os resultados obtidos durante o dimensionamento e análise dos mapas de eficiência fornecidos pela fabricante do turbocompressor, e assim, melhorar a potência do motor sem a necessidade da troca de outras peças na fase inicial de preparação para carros que usam o motor do estudo de caso em campeonatos automotivos.

Palavras-chave: Sobrealimentação. Turbocompressor. Mapa de eficiência. Dimensionamento. Potência.

ABSTRACT

This work aims to study automotive supercharging and the sizing of a turbocharger for vehicles using the Generation 1 EA888 engine. The methodology uses a bibliographical study on internal combustion engines and vehicle supercharging, followed by a case study of a reference engine, improved by replacing the original turbocharger with a model capable of increasing performance. Therefore, the calculations performed and analysis of the efficiency maps of the new components resulted in an increase in the maximum power of the Generation 1 EA888 engine to 250 hp and the start of the turbocharged phase at 3600 rpm. It is concluded that it is possible to find a suitable compressor and turbine using the results obtained during the sizing and analysis of the efficiency maps provided by the turbocharger manufacturer, thus improving engine power without the need to replace other parts in the initial preparation phase for cars using the case study engine in automotive championships.

Key-words: Supercharging. Turbocharger. Efficiency map. Sizing. Power.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Principais partes fixas do motor.	4
Figura 2 - Fluxos de massa e energia em um motor de combustão interna.....	6
Figura 3 - Ciclo real e ideal e seus diagramas P-v.....	8
Figura 4 - Funcionamento dos quatro tempos do ciclo Otto.	9
Figura 5 - Gráfico de relação Torque e RPM.	11
Figura 6 - Curva de relação consumo específico e RPM.	14
Figura 7 – Componentes do turbocompressor.....	17
Figura 8 - Relação da Área/Raio	18
Figura 9 - Gráfico de relação da pressão com A/R da turbina	18
Figura 10 - Representação do <i>trim</i>	19
Figura 11 - Mapa de eficiência de compressor.....	23
Figura 12 - Gráfico de relação de temperatura e pressão do compressor.....	25
Figura 13 - Mapa de eficiência da turbina Garrett do modelo GBC17-250.....	27
Figura 14 - Fluxograma das etapas para a realização deste trabalho.....	29
Figura 15 – Diagrama de torque e potência.....	34
Figura 16 – Ponto de operação a 6000 rpm do compressor Garrett modelo GT2260S.....	38
Figura 17 – Pontos de trabalho do compressor Garrett modelo GT2260S.....	40
Figura 18 - Mapa de eficiência da turbina Garrett do modelo GT2260S	43
Figura 19 – Primeiro ponto encontrado no mapa de eficiência do modelo GT2260S	43
Figura 20 - Segundo ponto encontrado no mapa de eficiência do modelo GT2260S.....	44

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Principais variáveis e indicadores que influenciam no dimensionamento de turbocompressor.	31
Tabela 2 - Tabela dos dados do motor.....	33
Tabela 3 - Parâmetros para o cálculo do fluxo necessário.	36
Tabela 4 - Parâmetros da pressão na entrada e saída do compressor.	37
Tabela 5 - Parâmetros de verificação do compressor.....	40
Tabela 6 - Parâmetros do cálculo do fluxo de ar admitido pelo motor.	42
Tabela 7 - Parâmetros dos cálculos para encontrar o fluxo dos gases de escape estimados. ...	44

LISTA DE SIMBOLOS

A	área	[m ²]
R	raio	[m]
D	diâmetro	[mm]
BP	potência no eixo	[HP]
π	pi	[-]
τ	torque do motor	[N.m]
N	velocidade de rotação do motor	[RPM]
V _d	cilindrada total	[L]
A/F	relação ar – combustível estequiométrica	[-]
T	temperatura	[°C]
BMEP	pressão média efetiva no ciclo	[Pa]
BSFC	consumo específico de combustível	[kg/kw-h]
AFR	relação da massa de ar e combustível	[-]
\dot{m}	taxa de massa de ar admitida no motor	[kg/s]
W _a	fluxo de ar necessário	[kg/s]
Hp	potência estimada	[HP]
MAP _{req}	pressão absoluta	[Pa]
R	constante dos gases	[J/kg.K]
VE	eficiência volumétrica	[-]
p _{1c}	pressão absoluta de admissão do compressor	[Pa]
p _{2c}	pressão absoluta de descarga do compressor	[Pa]
P	pressão absoluta dos gases	[Pa]
r _c	relação de pressão	[-]
Q _c	fluxo corrigido	[kg/s]
m _{asp}	massa de ar aspirada	[kg/s]

PR	razão de pressão da turbina	[-]
EGT	temperatura dos gases de escape	[°C]
Q_{adm}	fluxo de ar admitido	[kg/s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema.....	1
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1	Geral	2
1.3.2	Específicos.....	3
1.4	Estrutura do Trabalho	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	PARTES PRINCIPAIS DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	4
2.2	FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....	5
2.3	CICLO OTTO.....	7
2.4	DESEMPENHO DO MOTOR DE CICLO OTTO	10
2.4.1	Potência	10
2.4.2	Torque.....	10
2.4.3	Estequiometria da combustão.....	12
2.4.4	Eficiência e consumo específico de combustível	14
2.4.5	Eficiência volumétrica.....	15
2.5	TURBOCOMPRESSOR	16
2.6	<i> Downsizing </i>	20
2.7	PARÂMETROS IMPORTANTES PARA O DIMENSIONAMENTO	20
2.8	MAPAS DE EFICIÊNCIA DO COMPRESSOR.....	22
2.9	MAPAS DE EFICIÊNCIA DA TURBINA	25
3	METODOLOGIA.....	28
3.1	TIPO DE PESQUISA.....	28
3.2	MATERIAIS E MÉTODOS.....	29
3.3	VARIÁVEIS E INDICADORES	30
3.4	INSTRUMENTO DE COLETA DE DADOS	31
3.5	TABULAÇÃO DOS DADOS.....	31
3.6	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO.....	32
4	RESULTADOS.....	33
4.1	PARÂMETROS DO MOTOR.....	33

4.2	DIMENSIONAMENTO DO COMPRESSOR DO SISTEMA.....	35
4.2.1	Cálculo do fluxo necessário para atingir a potência desejada	35
4.2.2	Cálculo da pressão absoluta no coletor de admissão	36
4.2.3	Cálculo da pressão na entrada do compressor	37
4.2.4	Cálculo da razão de pressão.....	38
4.2.5	Seleção do mapa de eficiência do compressor	38
4.2.6	Verificação do compressor em menores valores de velocidade de rotação	39
4.3	DIMENSIONAMENTO DA TURBINA DO SISTEMA	41
4.3.1	Cálculo do fluxo dos gases de escape.....	41
4.3.2	Verificação do fluxo dos gases de escape da turbina	43
5	CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES	46
5.1	CONCLUSÃO.....	46
5.2	RECOMENDAÇÕES.....	47
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	48
	ANEXO A – INFORMAÇÕES DO TURBOCOMPRESSOR GARRETT MODELO GT2260S	50

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

A eficiência de um veículo está diretamente relacionada com a massa de ar e combustível que o motor consegue aspirar por ciclo de admissão, portanto, para oferecer mais potência sem ter que aumentar as dimensões do motor é necessário aumentar a massa de ar na câmara de combustão (HEYWOOD, 1988).

Para realizar esse feito, foi desenvolvido o turbocompressor que tem como principal objetivo comprimir o ar antes de ser admitido, o que aumenta a massa de ar contida no motor, e resulta em um aumento de desempenho (MILLER, 2008).

Segundo Bell (1997), o turbocompressor é um sistema de recuperação de energia que aproveita os gases de escape que são direcionados para a turbina, transferindo a energia cinética para o eixo da turbina. O autor destaca que essa energia é usada para girar as pás do compressor ligado no lado oposto do eixo, que comprime o ar e o direciona novamente para o motor.

A instalação de um turbocompressor em um motor de combustão interna foi proposta pelo suíço Alfred Büchi no início do século XX, após patentear a tecnologia de injeção de ar pressurizado através de uma turbina e compressor instalados em motores de pequenos aviões para melhorar a sua performance em grandes altitudes (KBB, 2018).

Na indústria automobilística a GM foi a pioneira com o modelo Oldsmobile Cutlass Turbo Jetfire que estreou o princípio da sobrealimentação por turbocompressor em um automóvel em 1962 (MOBIAUTO, 2022).

O estudo do redimensionamento de um turbo compressor, pode ser realizado para obter potenciais superiores, para isso, os parâmetros do motor devem ser considerados na fase inicial do dimensionamento, tais como: combustível, cilindrada, rotação por minuto (rpm), eficiência volumétrica e potência (BELL, 1997).

No turbocompressor os parâmetros importantes são: fluxo de ar necessário para atingir a potência desejada, razão de pressão e fluxo de gases de escape que são obtidos durante os cálculos com os dados básicos do motor (GARRETT, 2019).

Por fim, a análise dos resultados deve ser feita usando os mapas de eficiência e verificando o comportamento do sistema, ao analisar esses dados é possível definir o objetivo final de desempenho do veículo (BELL, 1997).

Considerando a aplicação de turbocompressores em motores automotivos e com o objetivo de fazer uma melhoria de desempenho no motor EA888 de geração 1 usando cálculos matemáticos e estudo de mapas de eficiência, o trabalho irá responder à seguinte problemática:

Como realizar o estudo de mapas de eficiência de turbocompressores automotivos e sua aplicação em motores de combustão interna?

1.2 Justificativa

Para Watson e Janota (1982), os carros que possuem turbocompressor conseguem aproveitar de 30% a 40% da energia térmica perdida do combustível durante a sua queima, isso ao se comparar com motores aspirados.

O compressor aproveita parte dessa energia para comprimir o ar antes da admissão, assim o aumento da pressão do ar permite maior massa de oxigênio, o que possibilita o aumento da queima do combustível, reduzindo perdas (MILLER, 2008).

Além do aproveitamento da energia térmica perdida nos gases de escape em motores aspirados, o motor turboalimentado é capaz de reduzir de 15% a 20% o consumo específico de combustível considerando que o motor esteja operando em carga parcial e constante (HEYWOOD, 1988).

As válvulas de alívio e de prioridade são responsáveis por realizar esse feito através do controle da pressão no coletor de escape e de admissão, assim, otimiza o sistema para operar sempre na faixa ideal de eficiência do turbocompressor e maximizando o consumo de combustível do veículo (BELL, 1997).

Com o maior volume de ar no motor turboalimentado, é possível ter um controle mais preciso da emissão dos gases usando tecnologias complementares, como por exemplo os catalisadores de três vias que funcionam melhor devido a proporção de ar e combustível ser mais equilibrada e estável (MILLER, 2008).

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Realizar um estudo de mapas de eficiência de turbocompressores e aplicar em motores de combustão interna.

1.3.2 Específicos

- Realizar uma pesquisa sobre o motor de ciclo Otto e sobrealimentação de automóveis;
- Demonstrar o tipo de metodologia adotado para este trabalho;
- Elaborar o dimensionamento de um turbocompressor automotivo com base no motor EA888 de geração 1 no estudo de caso;
- Fazer um estudo dos mapas de eficiência do compressor e da turbina selecionados no dimensionamento;
- Comparar os dados obtidos do turbocompressor com o mesmo motor já sobrealimentado de fábrica.

1.4 Estrutura do Trabalho

O trabalho será dividido em cinco capítulos, dispostos da seguinte forma:

O capítulo um tratará da formulação do problema com alguns detalhes que serão tratados no desenvolver do trabalho, a justificativa de estudo, objetivo geral e específicos sobre o tema. Já no capítulo dois, será apresentada uma revisão bibliográfica sobre sobrealimentação em veículos e cálculos iniciais de dimensionamento de turbocompressores.

O capítulo três apresentará a metodologia aplicada na pesquisa, os materiais e métodos usados para alcançar o objetivo do trabalho com as suas variáveis e indicadores. Além disso, será informado os instrumentos de formatação e coleta de dados.

No capítulo quatro serão realizados os cálculos matemáticos aplicados em um estudo de caso, bem como uma análise sobre os resultados obtidos durante o dimensionamento da turbina e do compressor relacionando com mapas de eficiência dos componentes. Finalmente, no capítulo cinco, será apresentada uma conclusão junto a três recomendações para dar sequência a trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O capítulo 2 trata da revisão bibliográfica sobre motores de combustão interna e sobrealimentação. Inicialmente é realizada uma breve explicação sobre o funcionamento do motor de ciclo Otto e os fatores que influenciam no seu desempenho.

Após isso, será abordado a sobrealimentação por turbocompressor e os principais parâmetros e fórmulas para o dimensionamento desse componente para o motor EA888 de geração 1, que posteriormente será usado no estudo de caso.

2.1 PARTES PRINCIPAIS DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

De acordo com Varella e Santos (2010), os MCI (Motores de Combustão Interna) apresentam três principais partes, sendo o cabeçote na parte superior do motor, o bloco na região central e o cárter na posição inferior representados na Figura 1.

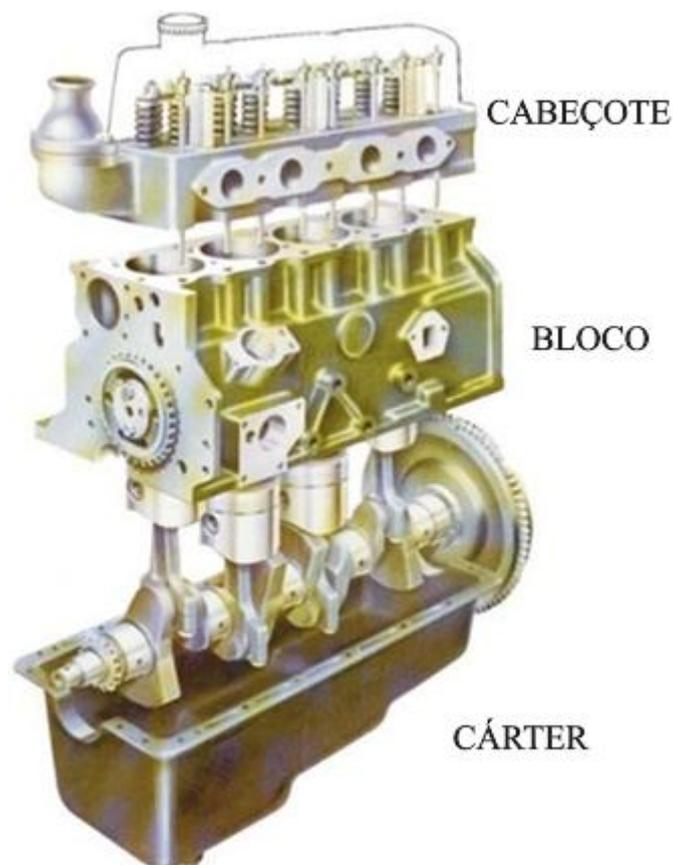


Figura 1 - Principais partes fixas do motor.
Fonte: Adaptado de Varella e Santos (2010)

Observa-se na Figura 1 uma vista simplificada das principais partes fixas do motor contendo o cabeçote, bloco e cárter.

Segundo Heywood (1998), o cabeçote atua como vedação da câmara de combustão, realizando uma proteção da pressão gerada pela queima do combustível. Normalmente o cabeçote é resfriado a água e são fabricados em ferro fundido, e em circunstâncias especiais que exige pouco peso, são fabricados em alumínio (VARELLA E SANTOS, 2010).

Além disso, o cabeçote abriga as válvulas de admissão e escape, que são essenciais para o funcionamento do motor de ciclo Otto, já que controlam o fluxo de entrada de ar e saída dos gases de escape (PULKRABEK, 2002).

De acordo com Varella e Santos (2010), entre os motores de quatro tempos existe para cada cilindro, pelo menos uma válvula de admissão e de descarga, uma câmara de combustão, um coletor de admissão e um coletor de descarga. O autor também cita que o eixo de comando de válvulas pode ser encontrado no cabeçote ou no bloco do motor.

O bloco é a parte central do motor, possui alta resistência para resistir as forças de combustão e movimento dos componentes internos, sendo eles os cilindros, pistões e virabrequim, ademais, possui câmaras de refrigeração e lubrificação dos componentes (PULKRABEK, 2002).

Conforme Varella e Santos (2010), o bloco do motor, em sua maioria, é fabricado em ferro fundido, e para aumentar a sua resistência pode ser usado uma liga de ferro fundido com outros metais na sua fabricação. O autor também cita que para reduzir o peso pode ser usado ligas de metais leves, o que diminui o peso e aumenta a dissipação de calor, neste caso, o cilindro é revestido com uma camisa de ferro fundido.

O cárter é a parte inferior do motor, sua principal função é reservar o óleo lubrificante, contribuir para a dissipação de calor pois está exposto ao ar externo, proteger o virabrequim e outros componentes internos contra detritos e impurezas do ambiente (HEYWOOD, 1988).

2.2 FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Conforme Brunetti (2018), os MCI são máquinas térmicas que permitem transformar energia térmica em trabalho mecânico que impulsiona o veículo. O autor cita que essa energia térmica pode ser produzida por meio de energia química (combustão), energia elétrica e energia atômica.

Segundo Capelli (2010), são necessários três componentes para que ocorra a conversão de energia química em calorífica: comburente (ar atmosférico); fonte de ignição obtido por centelha ou autoignição; e o combustível (gasolina, etanol, diesel, entre outros).

De acordo com Heywood (1988), a energia do combustível é convertida em energia térmica pela queima do combustível em um processo conhecido como combustão. Nesse processo, o oxigênio do ar reage com o combustível com a ajuda de um agente externo que causa o início da reação (BRUNETTI, 2018).

Nos motores de combustão, a maioria usa ignição por centelha e o pistão executa quatro cursos completos dentro do cilindro, sendo dois mecânicos e outros dois termodinâmicos realizados pelo eixo de manivelas (ÇENGEL E BOLES, 2013).

Conforme Brunetti (2018), a mistura de ar e combustível (fluido ativo - FA) entra na câmara de combustão, é comprimida e posteriormente explodida com o auxílio de uma centelha, com isso a pressão aumenta e desloca o pistão para o ponto morto inferior. O movimento de translação é convertido para rotação no virabrequim (CATON, 2016).

De acordo com Çengel e Boles (2013), nos motores de automóveis ocorre a exaustão dos gases de combustão, seguida pela entrada de uma nova mistura de ar e combustível ao final de cada ciclo. Os autores também afirmam que embora o motor funcione segundo um ciclo mecânico, o fluido de trabalho não completa um ciclo termodinâmico completo, sendo constantemente renovado.

O FA passa por diversos processos físicos e químicos, gerando o ciclo do motor. Entre os ciclos existentes, os mais conhecidos são o ciclo Otto, Diesel, Miller, Skyactiv-X, Atkinson e Budack, dentre eles, o funcionamento é semelhante, porém geram resultados diferentes em cada configuração de motor (SIMÊNCIO, 2019). A Figura 2 mostra o fluxo de massa e energia em um motor de combustão interna.

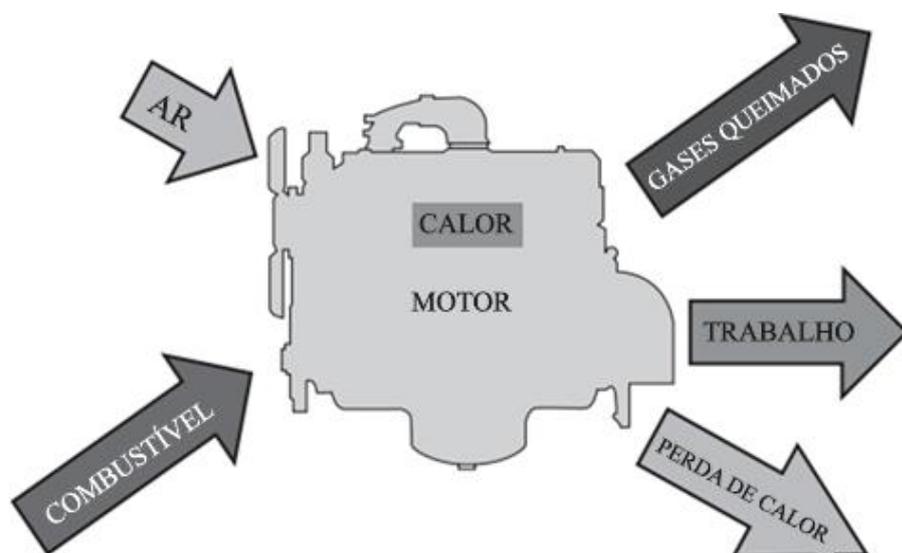


Figura 2 - Fluxos de massa e energia em um motor de combustão interna.
Fonte: Adaptado de Brunetti (2018)

O fluxo de massa e energia no motor demonstrado na Figura 2 representa a energia liberada após a combustão e pode ser dividida em três partes: uma irá gerar potência pelo movimento do virabrequim (trabalho); outra será dissipada pelo sistema de arrefecimento (perda de calor); e a última parte sai pelo sistema de escapamento (gases queimados) (BELL, 1997).

O ciclo de dois tempos executa as mesmas funções do ciclo de quatro tempos, porém são menos eficientes por conta da expulsão incompleta dos gases de combustão e perda parcial da mistura ar e combustível com os gases de exaustão (HEYWOOD, 1988).

Entretanto, o ciclo de dois tempos é relativamente simples e barato, tem melhores relações peso-potência e potência-volume, o que os torna adequados para aplicações que exigem tamanho pequeno e pouco peso, como motocicletas, cortadores de grama e motosserras (ÇENGEL E BOLES, 2013).

2.3 CICLO OTTO

Gheorghiu (2013) menciona que os motores de Ciclo Otto foram criados pelo engenheiro alemão Nikolaus August Otto, que após passar cinco anos trabalhando em seu projeto, ele obteve sucesso e ganhou uma medalha de ouro na exposição de Paris em 1867 ao apresentar o seu motor.

A maioria dos dispositivos que produzem potência opera em ciclos, e o estudo dos ciclos encontrados em dispositivos reais são difíceis de analisar por conta da presença de efeitos complicadores, como o atrito e o tempo necessário para estabelecimento de condições de equilíbrio durante o ciclo (ÇENGEL E BOLES, 2013).

O ciclo real realiza quatro processos, devido a sequência de quatro movimentos realizados pelo pistão, começando com o processo de admissão do FA, onde o pistão desce até o ponto morto inferior (PMI) admitindo o FA no interior do cilindro, e termina com o processo de exaustão (BRUNETTI, 2018).

Na exaustão, onde é aberto a válvula de escape, é liberado o produto da combustão para o ar atmosférico, enquanto o pistão volta para o ponto morto superior (PMS) expulsando qualquer resquício remanescente, como é possível ver nos dois últimos pistões da parte (a) da Figura 3 (ÇENGEL E BOLES, 2013).

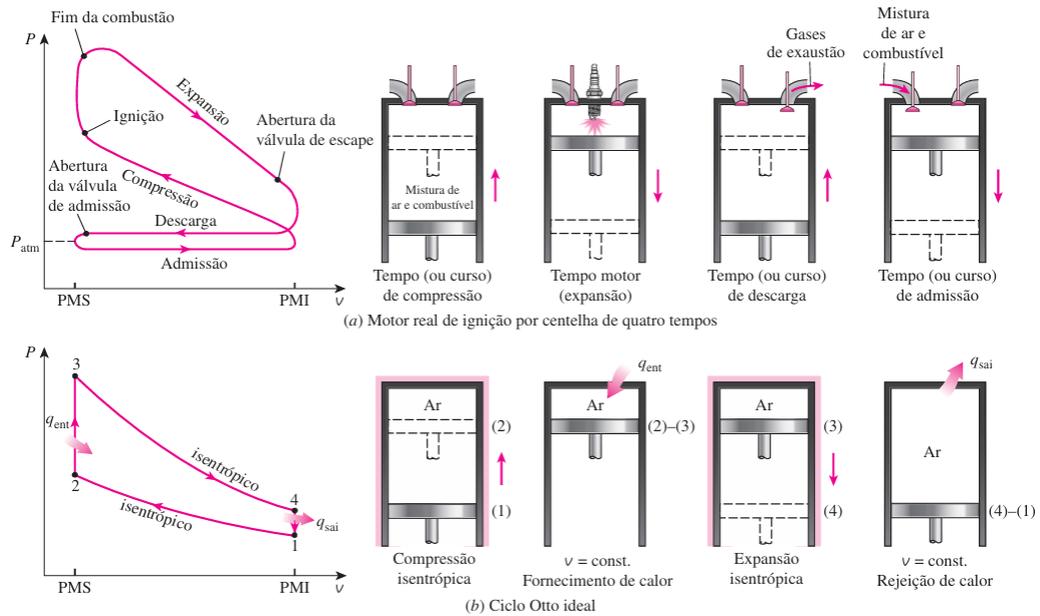


Figura 3 - Ciclo real e ideal e seus diagramas P-v
 Fonte: Çengel e Boles (2013)

Na parte (b) da Figura 3, mostra-se os processos do ciclo ideal da seguinte forma: compressão isentrópica; adição de calor a volume constante; expansão isentrópica dos gases em alta pressão, gerando trabalho; e rejeição de calor a volume constante (ÇENGEL E BOLES, 2013).

Quando todas as irreversibilidades e complexidades são removidas do ciclo real, ficamos com o ciclo que se parece com o real, mas é formado totalmente por processos internamente reversíveis, tal qual é chamado de ciclo ideal (HEYWOOD, 1988).

Segundo Çengel e Boles (2013, p. 488), “um modelo idealizado simples permite que os engenheiros estudem os efeitos dos principais parâmetros que dominam o ciclo sem se confundirem com os detalhes”.

A Figura 4 mostra os ciclos de operação do motor de quatro tempos do ciclo Otto.

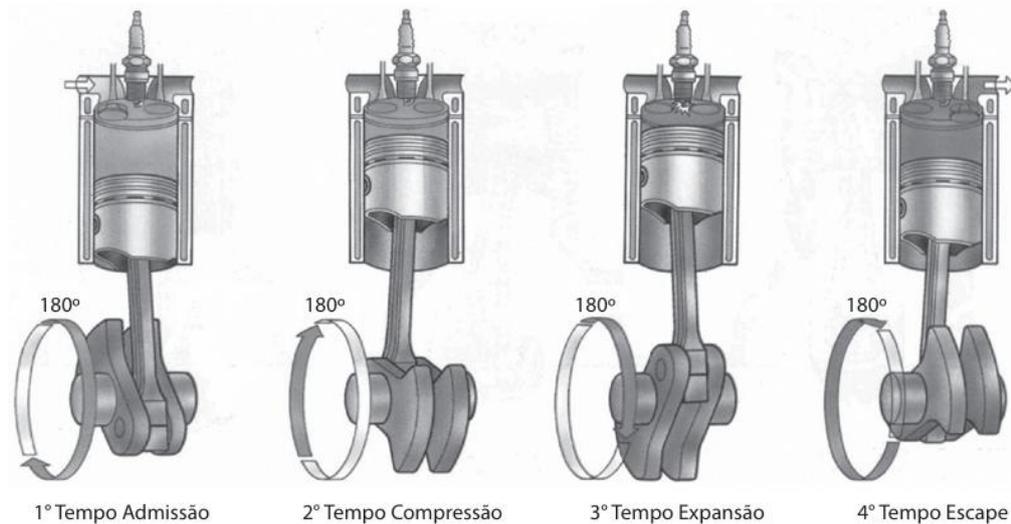


Figura 4 - Funcionamento dos quatro tempos do ciclo Otto.
Fonte: Brunetti (2018)

Durante cada tempo de operação do ciclo Otto que pode ser observado na Figura 4, o pistão opera em diferentes posições, e durante essa sequência de operações o FA passa por alguns processos até a obtenção de trabalho útil (BRUNETTI, 2018). De forma mais detalhada, as quatro etapas do ciclo Otto são descritas da seguinte forma:

- Admissão: conhecida como a primeira fase, a válvula de admissão se abre permitindo a entrada de ar e combustível enquanto a válvula de escape está fechada. O pistão então se move a fim de aumentar o volume da câmara de combustão, assim a mistura de ar e combustível, entra no cilindro sob pressão praticamente constante (WATSON E JANOTA, 1982).

- Compressão: nesta etapa tanto a válvula de escape como a de admissão estão fechadas enquanto o pistão sobe, comprimindo a mistura ar/combustível e conseqüentemente, a pressão no cilindro aumenta e diminui o volume ao mesmo tempo (HEYWOOD, 1988).

- Expansão ou explosão: as válvulas continuam fechadas e com a subida do pistão na fase final da compressão, a vela de ignição solta uma faísca provocando a explosão da mistura ar/combustível dentro do cilindro (BRUNETTI, 2018).

De acordo com Çengel e Boles (2013), a queima da mistura na terceira etapa gera uma grande quantidade de energia térmica e parte dessa energia é convertida em trabalho mecânico. Com a explosão, a temperatura e a pressão dentro do cilindro aumentam, empurrando o pistão para baixo e aumentando o volume do cilindro (BRUNETTI, 2018).

- Exaustão: neste momento a válvula de escape é aberta enquanto a da admissão continua fechada, isso faz com que o gás quente resultante da queima, seja expelido da câmara de combustão resfriando o sistema (WATSON E JANOTA, 1982).

Após a saída do gás quente, o pistão sobe novamente para diminuir o volume na câmara de combustão, levando o restante do gás para fora do motor até o sistema de escapamento (BRUNETTI, 2018).

2.4 DESEMPENHO DO MOTOR DE CICLO OTTO

O desempenho de um motor de combustão interna, pode ser analisado através das curvas de potência, torque e consumo específico (PULKRABEK, 2002).

2.4.1 Potência

De acordo com Pulkrabek (2002), a potência do eixo (BP) de um MCI é a taxa na qual o trabalho é realizado pelo motor, vinculando-a diretamente aos processos termodinâmicos e mecânicos do ciclo. O autor acrescenta que a potência de um motor está relacionada com o equilíbrio entre trabalho termodinâmico, perdas mecânicas e capacidade de fluxo de massa de ar e combustível.

Além disso, o número de rotações por minuto também possui influência sobre a potência, pois o motor reage de maneira diferente em altas, médias e baixas rotações, conforme apresentadas na equação 1 (BELL, 1997).

$$BP = 2 * \pi * \tau * \frac{N}{60} \quad (1)$$

Sendo:

BP = potência no eixo;

τ = torque do motor;

N = velocidade de rotação do motor.

2.4.2 Torque

Segundo Pulkrabek (2002), o torque do motor (τ), é um parâmetro que relaciona a capacidade do motor para produzir potência em uma determinada rotação, que pode ser expresso em função da velocidade do motor, em uma certa rotação por minuto. Assim, quanto maior o torque, maior o potencial para realização de trabalho, e por consequência, melhor o desempenho geral do veículo (BRUNETTI, 2018). A Figura 5 mostra a relação torque-rotação.

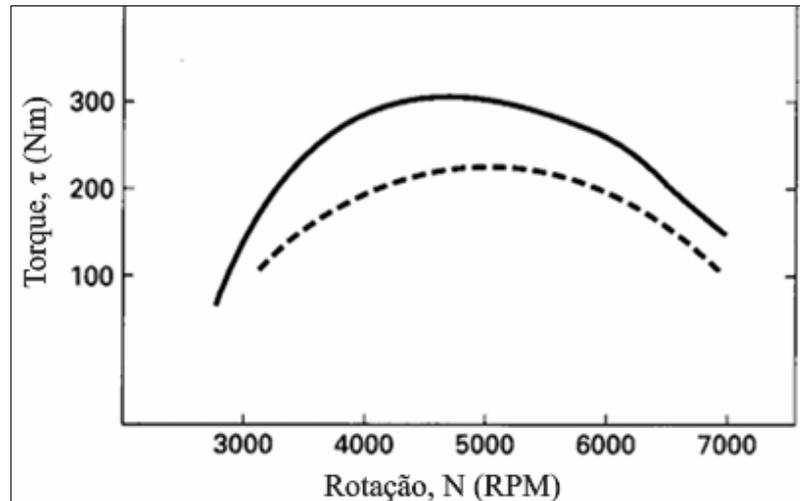


Figura 5 - Gráfico de relação Torque e RPM.
Fonte: Adaptado de Pulkrabek (2002)

O gráfico da Figura 5 mostra o aumento do torque a cada rotação de um motor típico de 3.2 litros e 2.5 litros, chegando ao seu máximo em aproximadamente 4500 rpm que após essa rotação, começa a reduzir gradualmente até o limite da rotação do motor.

Para obter esse resultado e assim, fazer uma análise, existem algumas formas e uma delas pode ser visto na equação 2 para motores de quatro tempos.

$$\tau = \frac{\text{BMEP} * V_d}{4 * \pi} \quad (2)$$

Sendo:

τ = torque;

BMEP = pressão média efetiva no ciclo;

V_d = cilindrada total.

De acordo com Pulkrabek (2002), um ponto ótimo de ignição junto com uma mistura homogênea, garante uma combustão mais eficiente, no qual, garante uma maior eficiência térmica do motor, aumentando o torque.

Outro fator que influencia a combustão mais homogênea, é a densidade do ar admitido, uma vez que quanto mais denso é o ar, maior a quantidade de massa de mistura ar e combustível será admitida (WATSON E JANOTA, 1982).

2.4.3 Estequiometria da combustão

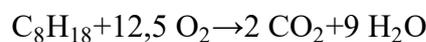
Segundo Stone (1992), a estequiometria não é apenas um conceito teórico, é o alicerce sobre o qual motores modernos equilibram desempenho, economia e conformidade ambiental. De acordo com o autor, para compreendê-la é necessário o equilíbrio entre termodinâmica, eletrônica e ciência dos materiais.

Ao analisar as condições ideais para a reação química da combustão, serve como um ponto de referência para analisar misturas ricas (excesso de combustível) e pobres (excesso de ar) e seus impactos no desempenho do motor, na eficiência e nas emissões de poluentes (PULKRABEK, 2002).

A razão ar-combustível estequiométrica (AFR) é a proporção exata em que o oxigênio (O_2) do ar reage completamente com o combustível, sem sobras de nenhum dos dois, e pode ser calculada pela equação 3 (HEYWOOD, 1988).

$$AFR = \frac{\text{Massa de ar (kg)}}{\text{Massa de combustível (kg)}} \quad (3)$$

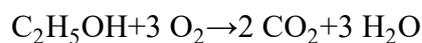
- Para a gasolina (C_8H_{18} , octano idealizado):



AFR = 14.7:1 (14.7 kg de ar para 1 kg de gasolina).

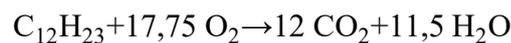
Isso ocorre porque o ar contém aproximadamente 23% de O_2 em massa.

- Para o etanol (C_2H_5OH):



AFR aproximadamente 9:1 (9 kg de ar para 1 kg de etanol).

- Para o diesel ($C_{12}H_{23}$, aproximado):



AFR aproximadamente 14.5:1, mas motores Diesel operam com excesso de ar (AFR 18:1 a 70:1) para evitar fumaça.

De acordo com Stone (1992), quando o motor está frio, o ar admitido possui maior densidade, mas o combustível não evapora completamente, podendo levar a uma mistura desigual na câmara de combustão. O autor cita que esse é o resultado da combustão incompleta causando o aumentando das emissões de hidrocarbonetos (HC) e monóxido de carbono (CO).

Para compensar, a unidade de controle eletrônico (ECU) enriquece temporariamente a mistura até que o motor atinja sua temperatura ideal de funcionamento (WATSON E JANOTA, 1982).

Segundo Stone (1992), em condições normais de operação com o motor aquecido e com temperaturas do ar admitido entre 20°C e 40°C, o sistema mantém a AFR estequiométrica de 14,7:1 para gasolina, garantindo máxima eficiência e menor emissão de poluentes. O autor ressalta que nessa faixa a combustão ocorre de forma completa e o catalisador opera com máxima eficiência, reduzindo CO, HC e NOx.

Em situações de superaquecimento, como em dias muito quentes ou com carga elevada, o ar admitido perde densidade, reduzindo a quantidade de oxigênio disponível para a combustão (HEYWOOD, 1988).

Ao enriquecer a mistura em caso de superaquecimento, serve para resfriar a câmara de combustão devido ao combustível não queimado evaporar e absorver parte do calor, assim, protege os componentes mecânicos das altas temperaturas, mesmo que isso signifique um pequeno comprometimento na eficiência (MILLER, 2008).

Para motores Diesel, Stone (1992) destaca que por operarem sempre com excesso de ar, são menos sensíveis a essas variações, enquanto motores a gasolina dependem de um controle preciso da AFR para equilibrar potência, eficiência e emissões.

De acordo com Bell (1997), o aumento da densidade do ar proporcionado pelo turbocompressor permite maior injeção de combustível para ganhos de potência, mas também eleva o risco de detonação e formação de NOx. Além disso, o autor ressalta que esses fatores exigem um controle mais preciso do AFR em comparação com motores aspirados.

Segundo Watson e Janota (1982) em baixas rotações, quando a turbina ainda não atingiu sua pressão ideal, o motor opera com AFR próximo de 14.7:1 para a gasolina. Conforme o autor, à medida que a carga aumenta e o turbo entra em pleno funcionamento, o sistema intencionalmente enriquece a mistura para valores entre 11:1 e 12:1.

Segundo Heywood (1988), sensores como o IAT (temperatura do ar admitido) e o ECT (temperatura do líquido de arrefecimento) são essenciais para ajustes em tempo real. Além disso, tecnologias como resfriador intermediário (*intercooler*) e injeção direta ajudam a manter a AFR estável, independentemente das variações térmicas (CATON, 2016).

2.4.4 Eficiência e consumo específico de combustível

Segundo Bell (1997), a eficiência está relacionada com o consumo específico de combustível do motor, pois quanto maior o desempenho em relação ao baixo consumo do motor, melhor será a sua eficiência. Essa eficiência é expressa pela quantidade de combustível que se consome para obter uma determinada potência durante uma hora (PULKRABEK, 2002), e pode ser calculado pela equação 4.

$$\text{BSFC} = \frac{\dot{m}_f}{\text{BP}} \quad (4)$$

Sendo:

BSFC = consumo específico;

\dot{m}_f = quantidade de combustível consumida;

BP = potência no eixo.

A curva de relação do consumo específico e a rotação do motor é demonstrado na Figura 6.

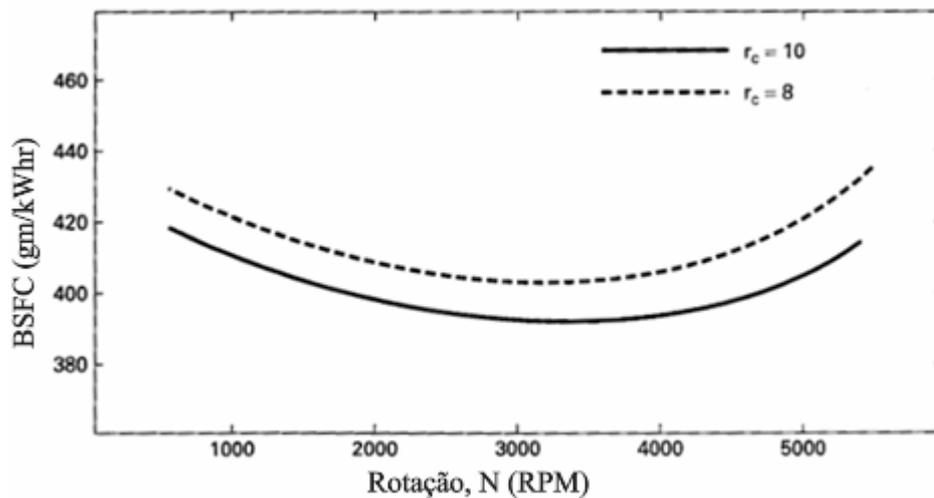


Figura 6 - Curva de relação consumo específico e RPM.

Fonte: Adaptado de Pulkrabek (2002)

Para Heywood (1988), o regime de funcionamento do motor afeta o BSFC de acordo com a carga de operação do motor. Essa relação pode ser vista no gráfico da figura 6 que mostra o comportamento do consumo específico associada com a rotação do motor. Após uma determinada velocidade de operação o BSFC começa a aumentar gradualmente.

A eficiência da combustão é um dos aspectos mais importantes para o BSFC, quando o motor opera em carga parcial, mantendo uma razão ar-combustível próxima de 14.7:1 para a gasolina, é possível alcançar melhores valores de BSFC, tipicamente entre 0.40 e 0.50 lb/(hp*h) (WATSON E JANOTA, 1982).

Todavia, em carga total para a gasolina, é necessário o enriquecimento da mistura entre 11:1 a 12:1, e para o controle térmico faz o BSFC subir para 0.55 e 0.65 lb/(hp*h) (WATSON E JANOTA, 1982).

Para Bell (1997), o motor turboalimentado alcança sua melhor eficiência operando em carga parcial sendo de 30 a 70% da potência máxima, já em carga total, é necessário o enriquecimento da mistura e o aumento das perdas por atrito podem elevar o BSFC em 15 a 20%.

Miller (2008) afirma que, nos projetos que promovem a qualidade da mistura e o controle da turbulência na câmara de combustão podem reduzir o BSFC em 5 a 10%, ademais, a faixa de rotação ideal para eficiência geralmente fica entre 50 e 70% da RPM máxima do motor.

2.4.5 Eficiência volumétrica

De acordo com Caton (2016), a eficiência volumétrica (η_v) é definida como a relação entre a massa real de ar admitida no cilindro durante o ciclo de admissão e a massa teórica de ar que poderia preencher o volume deslocado pelo pistão em condições atmosféricas padrão.

Para Heywood (1988), a eficiência volumétrica é influenciada por diversos fatores dinâmicos e termodinâmicos. Entre os principais estão as características do sistema de admissão, onde o comprimento e o diâmetro dos coletores podem criar efeitos de ressonância que melhoram ou prejudicam o preenchimento dos cilindros (CATON, 2016).

Uma sincronização adequada entre a abertura das válvulas de admissão e escape pode melhorar significativamente o fluxo de gases, enquanto uma sobreposição excessiva pode causar perdas de carga (WATSON E JANOTA, 1982).

Conforme Bell (1997), os motores turboalimentados se beneficiam especialmente de um controle preciso dessa sobreposição, utilizando os gases de escape para ajudar no processo de admissão.

Segundo Pulkrabek (2002), nos motores aspirados tradicionais, a eficiência volumétrica dificilmente ultrapassa 90%, mesmo em condições operacionais ideais. Conforme o autor, esta limitação ocorre porque o processo de admissão depende exclusivamente da depressão criada pelo movimento descendente do pistão, sujeita a perdas por atrito no sistema de admissão e inércia dos gases.

De acordo com Watson e Janota (1982) nos motores aspirados, a eficiência volumétrica atinge seu pico em rotações médias, tipicamente entre 3.000 e 4.000 RPM, onde existe um equilíbrio ideal entre o tempo disponível para enchimento dos cilindros e a energia cinética dos gases no coletor de admissão. O autor acrescenta que em rotações mais elevadas, a eficiência cai devido à incapacidade do fluxo de ar acompanhar o movimento acelerado do pistão.

Conforme Caton (2016), enquanto motores aspirados operam com pressões de admissão inferiores à atmosférica, entre 0,8 e 0,9 bar, os turboalimentados trabalham com pressões positivas e variam de acordo com cada motor ou projeto. O autor ressalta que essa diferença permite aos motores sobrealimentados admitirem uma massa maior de ar por ciclo.

Os motores turboalimentados podem alcançar eficiências volumétricas superiores a 100%, podendo atingir valores entre 120% e 130%, esta capacidade resulta da ação do compressor, que força ar adicional para dentro dos cilindros (WATSON E JANOTA, 1982).

De acordo com Caton (2016), este ganho está vinculado à eficácia do *intercooler* em reduzir a temperatura do ar comprimido, aumentando assim sua densidade e massa efetiva admitida. Segundo Bell (1997), nos motores turboalimentados, a faixa de alta eficiência volumétrica se mantém por uma gama mais ampla de rotações, graças ao controle preciso da pressão adicional gerada pelo sistema do turbocompressor.

2.5 TURBOCOMPRESSOR

O turbocompressor utiliza a energia cinética e energia térmica dos gases de escape do motor para acionar o eixo rotor da turbina, que transfere esta energia ao compressor localizado no lado oposto do eixo (PULKRABEK, 2002).

Ao atingir determinada rotação e carga, o compressor começa a gerar pressão positiva no coletor de admissão, aumentando a massa de ar que o motor admite por ciclo, resultando no aumento de potência do motor (MILLER, 2008).

Um turbocompressor com seus principais elementos pode ser visto na Figura 7 em três posições diferentes.

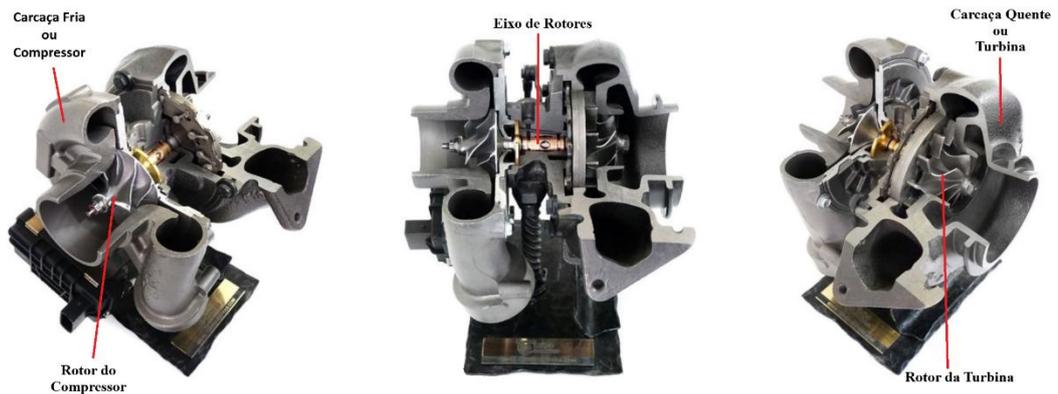


Figura 7 – Componentes do turbocompressor
 Fonte: Adaptado de TurboCentras (2025)

A figura 7 mostra uma vista em corte do turbocompressor que pode ser dividido em três áreas principais: a carcaça fria (compressor), a carcaça quente (turbina) e o eixo de rotores na parte central (GARRETT, 2019).

O tamanho do compressor e da turbina devem ser adequadamente dimensionados para cada tipo de motor, relacionando principalmente a potência desejada, volume do motor, rotação máxima, combustível utilizado, condições ambientes e eficiência volumétrica (BELL, 1997).

Além disso, a lubrificação é outro fator importante que deve ser considerado principalmente na lubrificação de mancais para que estejam sempre alimentados e a extração do óleo não deva ser restringida (PULKRABEK, 2002).

De acordo com Watson e Janota (1982), o desempenho do turbocompressor é alterado pela relação A/R (Área/Raio), que é composto pela área transversal (de admissão no caso da turbina e descarga para o compressor) do rotor dividido pelo seu raio. Essa relação pode ser vista na Figura 8.

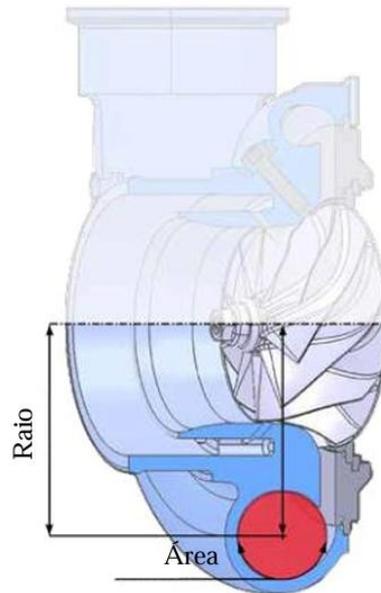


Figura 8 - Relação da Área/Raio
Fonte: Adaptado de Garrett (2019)

A figura 8 mostra uma vista em corte do uso da relação A/R , esse valor, apesar de existente nos compressores, é mais importante para a seleção da turbina, pois a velocidade com que os gases entram na turbina tem relação inversa à área de entrada e afeta diretamente o compressor (MILLER, 2008).

Para Bell (1997), considerando outros parâmetros constantes, uma maior relação A/R , oferece resultados mais satisfatórios para altas velocidades do motor devido ao maior fluxo de ar, o que proporciona em altas rotações muita utilidade na geração de potência. De acordo com o autor, isso ocorre por conta da área de entrada dos gases ser maior que o raio da turbina. O comportamento da turbina é demonstrado na Figura 9.

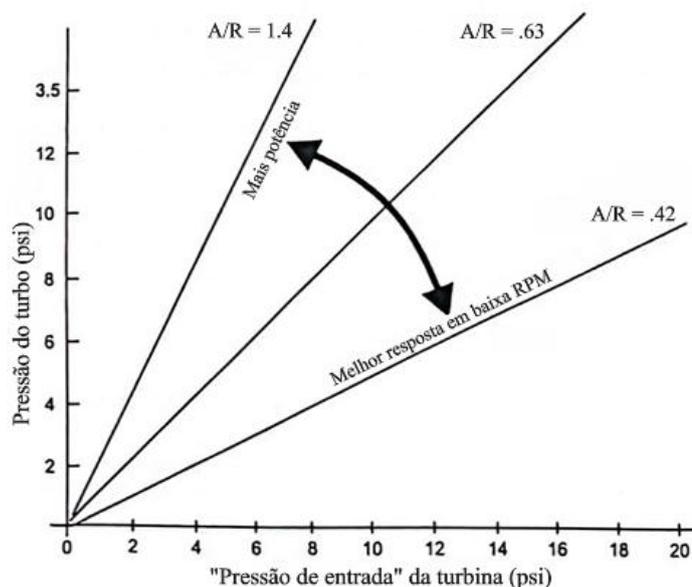


Figura 9 - Gráfico de relação da pressão com A/R da turbina
Fonte: Adaptado de Autopower (2005)

No gráfico da figura 9, é possível perceber que para uma turbina, quanto menor for a relação A/R mais rápida será a sua resposta, pois ela terá uma pequena área de entrada de gases para um grande raio de giro, porém, se seu tamanho for pequeno pode acarretar uma inibição e até forçar de maneira exagerada o motor em altas rotações, em caso de alguma restrição (WATSON E JANOTA, 1982).

De acordo com Pulkrabek (2002), para uma grande relação do A/R, é possível obter um maior fluxo em altas rotações, mas terá um atraso em baixas rotações, chamado de *turbo lag*. Esse efeito pode ser observado no tempo necessário para que o motor alcance a rotação mínima para que a turbina gere a pressão ideal de trabalho (BELL, 1997).

Outro fator considerado no dimensionamento ou seleção de um turbocompressor para um automóvel é o *trim*, sua principal função é determinar a capacidade de vazão do rotor, pois quanto maior o *trim* maior a capacidade de vazão (MILLER, 2008).

A Figura 10 mostra uma vista lateral em corte de um turbocompressor e as indicações necessárias para calcular o *trim*.

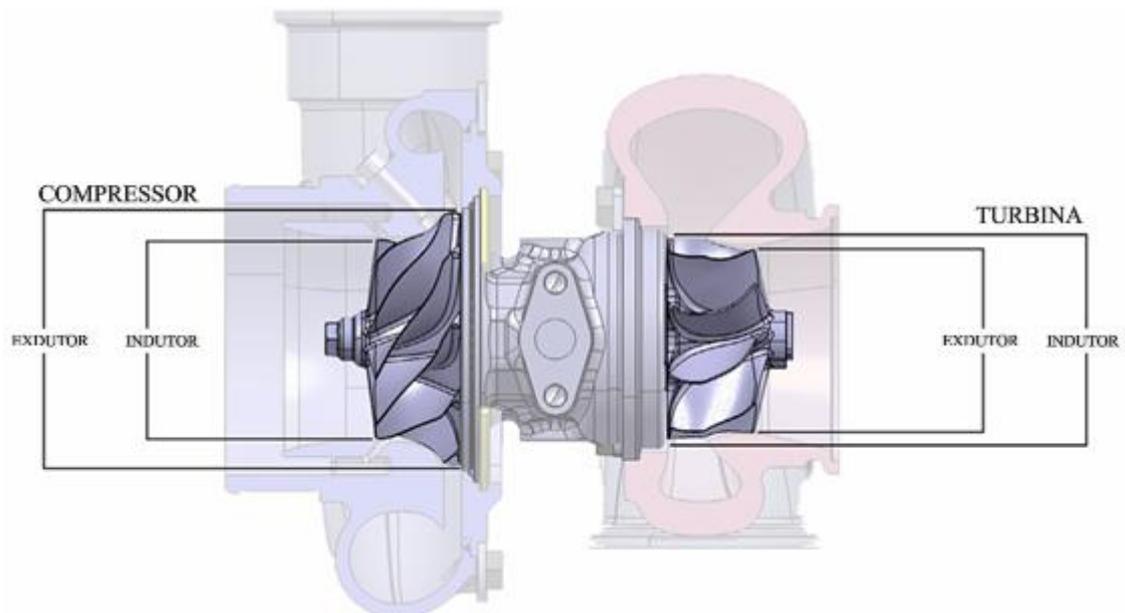


Figura 10 - Representação do *trim*
Fonte: Adaptado de Garrett (2019)

O *trim* pode ser visto na figura 10 e representa a relação entre o *inducer* (indutor), que é o diâmetro por onde o ar entra no rotor (admissão), e o *exducer* (exdutor), que é o diâmetro por onde o ar sai do rotor (descarga), e são medidos de forma diferente considerando a turbina e o compressor (BELL, 1997). As equações 5 e 6 mostram como deve ser calculado o *trim*.

$$\text{Trim} = \frac{\text{Indutor}^2}{\text{Exdutor}^2} * 100 \text{ (Para o compressor)} \quad (5)$$

$$\text{Trim} = \frac{\text{Exdutor}^2}{\text{Indutor}^2} * 100 \text{ (Para a turbina)} \quad (6)$$

2.6 ***DOWNSIZING***

De acordo com Watson e Janota (1982), o *downsizing* possibilita a redução da cilindrada do motor combinado com a turboalimentação para manter ou aumentar a potência. O autor cita que é possível melhorar a eficiência energética e reduzir o peso do motor ao comparar o desempenho gerado pelo sistema aspirado de 1.6 litros que se iguala ao sobrealimentado de 1.0 litro.

A melhoria na eficiência ocorre pela redução do atrito interno e pela redução da massa móvel, fatores que contribuem para a minimização das perdas mecânicas durante o ciclo de operação (ÇENGEL E BOLES, 2013).

Ao combinar a recuperação parcial da energia térmica proveniente da combustão, aliada ao gerenciamento da carga por meio do turbocompressor, permite que o motor turboalimentado apresente parâmetros de eficiência e consumo semelhantes aos de motores aspirados com maior cilindrada (GHEORGHIU, 2013).

Mesmo com todas as vantagens do uso de *downsizing* nos motores de combustão interna, alguns problemas podem ocorrer, como a falta de torque em baixas rotações, controle e complexidade de ignição sob alta carga e materiais reforçados devido a temperaturas e pressões mais altas de trabalho (WATSON E JANOTA, 1982).

2.7 **PARÂMETROS IMPORTANTES PARA O DIMENSIONAMENTO**

Várias considerações devem ser feitas para a escolha de um turbocompressor ideal. Um dos principais é a escolha do combustível, sendo etanol ou gasolina, a potência desejada e a velocidade de rotação do motor para atingir essa potência (WATSON E JANOTA, 1982).

Para dar início aos cálculos, deve ser definido a potência desejada após a instalação do novo sistema de sobrealimentação. Ao definir essa informação, é necessário encontrar a quantidade de ar necessária para obter essa potência (MILLER, 2008).

A equação 7 demonstra como calcular o fluxo de ar necessário para o motor em (kg/s).

$$W_a = H_p * \frac{A}{F} * \frac{BSFC}{60} \quad (7)$$

Sendo:

W_a = fluxo de ar necessário;

H_p = potência estimada;

A/F = relação ar e combustível;

$BSFC$ = consumo específico.

Em seguida, é preciso definir o valor da pressão absoluta através da equação 8. Para isso, deve-se saber a cilindrada do motor que utilizará o turbo, uma vez que a pressão absoluta é diretamente proporcional a ela.

$$MAP_{req} = \frac{W_a * R * (460 + T_m)}{VE * \frac{N}{2} * V_d} \quad (8)$$

Sendo:

MAP_{req} = pressão absoluta;

W_a = fluxo de ar necessário;

T_m = temperatura no coletor de admissão;

R = constante para o ar;

VE = eficiência volumétrica;

N = rotação do motor.

O próximo passo é determinar a influência da restrição do fluxo que o coletor de admissão oferece. Esse valor pode ser obtido em bancadas de teste e pode variar entre aproximadamente 1 psi a 4 psi, o que equivale à 0,069 bar a 0,276 bar, mas é adotado como um valor médio de 0,138 bar ou 2 psi (PULKRABEK, 2002).

Para calcular a pressão na saída do compressor será utilizado a equação 9.

$$P_{2c} = MAP_{req} + \Delta P_{loss} \quad (9)$$

Em tese, a pressão de admissão no compressor deve ser igual a pressão atmosférica, considerando o nível do mar será de 1 atm ou aproximadamente 1,013 bar (14,7 psi). Porém, ocorrem perdas referentes ao filtro de ar e outras possíveis restrições (PULKRABEK, 2002).

Geralmente é usado o valor de 1 psi (0,069 bar) subtraído da pressão atmosférica para obter a pressão na entrada do compressor. Esse cálculo, que pode ser visto na equação 10 a seguir (PULKRABEK, 2002).

$$P_{1C} = P_{amb} - \Delta P_{loss} \quad (10)$$

Com esses valores, é possível obter a razão de pressão do motor utilizando a equação 11.

$$r_c = \frac{P_{2C}}{P_{1C}} \quad (11)$$

Sendo:

P_{1C} = pressão absoluta de admissão do compressor;

P_{2C} = pressão absoluta de descarga do compressor.

Com os dados obtidos nas equações anteriores de razão de pressão junto com o fluxo de ar necessário no motor, será possível localizar um compressor e uma turbina com os mapas de eficiência de turbocompressores.

2.8 MAPAS DE EFICIÊNCIA DO COMPRESSOR

Como auxílio no dimensionamento do turbocompressor, será usado o mapa de eficiência do compressor que pode ser visto na Figura 11.

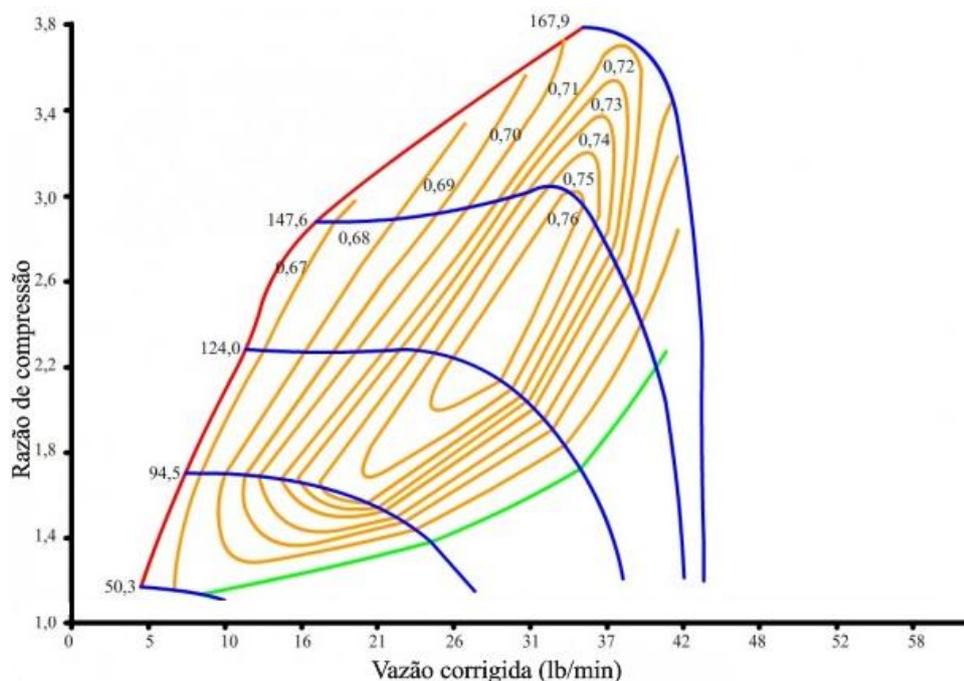


Figura 11 - Mapa de eficiência de compressor
 Fonte: Adaptado de FlatOut (2016)

Observa-se na Figura 11 o mapa de eficiência de um compressor típico com suas curvas de rotação e ilhas de eficiência. A razão de compressão na escala vertical representa a razão entre as pressões de entrada e saída do compressor, que demonstra a quantidade de energia transferida para o ar comprimido (GARRETT, 2019).

O cálculo é simples, divide-se a pressão de descarga pela pressão de admissão, entretanto, os valores devem ser absolutos, ou seja, os valores medidos devem ser a partir do vácuo completo (MILLER, 2008).

A escala horizontal mostra a vazão mássica, que é a quantidade de ar em massa que é admitida na descarga em função do tempo. Esse valor de massa pode ser encontrado em gramas, quilogramas e libras, já o tempo, normalmente é fornecido em segundos ou minutos (GARRETT, 2019).

As linhas na cor azul da Figura 11 representam a rotação de operação do compressor, e geralmente, a última linha do gráfico representa o limite de velocidade recomendado para o rotor no interior do compressor (MILLER, 2008).

Ainda na Figura 11, as linhas de cor amarela são consideradas ilhas de eficiência e representam os limites do compressor, ou seja, informam a quantidade de energia que é transformada em calor, porém o calor representa o desperdício de energia pois a função do compressor é transformar a energia recebida em pressão (BELL, 1997).

As linhas de sobrecarga na cor vermelha e linhas de estrangulamento na cor verde nas extremidades do gráfico da Figura 11, representam a vazão mínima para uma dada razão de compressão e o limite da vazão do compressor, sendo que, esses limites são determinados pela resistência ao escoamento que é oferecido pelas paredes da voluta (MILLER, 2008).

Segundo Watson e Janota (1982), a operação de um compressor fora das condições ideais de trabalho, ou seja, à esquerda da Linha de Sobrecarga, pode gerar instabilidade no sistema. Para o autor, essa situação é caracterizada por um fluxo de ar insuficiente que provoca turbulência excessiva dentro do compressor.

Um dos motivos para esse problema é a escolha inadequada do turbocompressor, fazendo uso de um turbo maior do que o ideal para o motor utilizado (GARRETT, 2019).

Segundo Miller (2008), se o compressor operar à direita da Linha de Estrangulamento, indica que ele é subdimensionado para o motor. Nesse caso, o equipamento não consegue fornecer o fluxo de ar necessário para o motor, o que resulta em um aumento significativo da temperatura interna e pode causar danos ao turbocompressor (BELL, 1997).

De acordo com Pulkrabek (2002), utilizando a pressão pretendida para o funcionamento do sistema na faixa de potência desejada é possível encontrar o compressor ideal usando os mapas de eficiências do modelo. O autor destaca que se o rotor do compressor trabalha em uma alta faixa de eficiência combinada com a pressão adequada, tem-se uma faixa de temperatura ideal.

Vale ressaltar a influência da temperatura relacionada com a eficiência do compressor pois, quanto maior a eficiência do compressor, melhor será a turbina, porém quanto menor a eficiência, mais rápido ele irá atingir temperaturas de ar mais altas (PULKRABEK, 2002).

A Figura 12 mostra um gráfico do comportamento da eficiência do compressor com o aumento da temperatura.

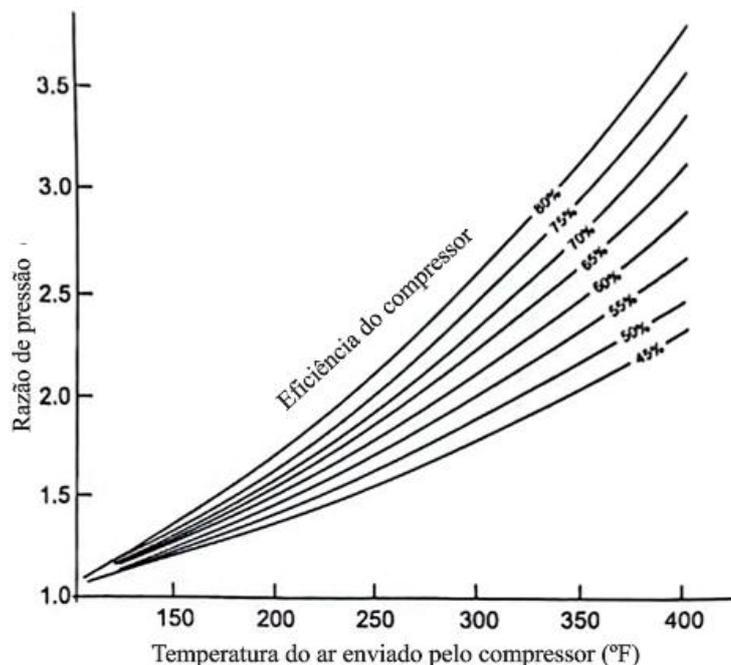


Figura 12 - Gráfico de relação de temperatura e pressão do compressor
Fonte: Adaptado de Autopower (2005)

Esse efeito pode ser observado na Figura 12, que mostra a influência da temperatura do ar em relação a pressão do compressor. Quanto maior a razão de pressão aliada a uma baixa temperatura, maior será a sua eficiência (BELL, 1997).

2.9 MAPAS DE EFICIÊNCIA DA TURBINA

De acordo com Watson e Janota (1982), a turbina de um turbocompressor desempenha um papel importante na conversão da energia dos gases de escape em energia mecânica para acionar o compressor.

Segundo Saravanamutto et al. (1987) existem dois tipos principais de turbinas: axial e radial. Os autores citam que as turbinas axiais permitem que os gases fluam paralelamente ao eixo da turbina.

Embora as turbinas axiais estejam se tornando cada vez mais compactas e populares em aplicações automotivas, ainda são consideradas mais complexas e pesadas em comparação às turbinas radiais (MILLER, 2008).

Segundo Watson e Janota (1982), os gases das turbinas radiais fluem radialmente do exterior para o interior da turbina, e são as mais comuns em turbocompressores automotivos. Devido ao seu projeto mais simples e de menor tamanho, as turbinas radiais são mais leves e eficientes, tornando-as a escolha preferencial para a maioria das aplicações automotivas (PULKRABEK, 2002).

As variáveis necessárias para a seleção da turbina, como a rotação mínima necessária para o compressor começar a gerar pressão positiva no coletor de admissão, precisam ser estimadas na fase inicial do projeto, antes da instalação do turbocompressor (BELL, 1997).

Segundo Miller (2008), os mapas de eficiência fornecem informações sobre a quantidade de energia que a turbina precisa para o motor passar da fase aspirada para a turboalimentada. Ao saber o fluxo de ar admitido pelo motor em uma determinada rotação, é possível estimar o fluxo de ar que sairá pelo escape através da equação 12 (LUIS CLAUDIO, 2017).

$$Q_c = \frac{m_{asp}}{PR} * \sqrt{\frac{EGT + 460}{518,7}} \quad (12)$$

Sendo:

Q_c = fluxo corrigido;

m_{asp} = massa de ar aspirada;

PR = razão de pressão da turbina;

EGT = temperatura dos gases de escape.

De acordo com Bell (1997), o fluxo volumétrico após o escape do motor é maior que o fluxo inicial, isso acontece por conta da combustão à alta pressão dentro do motor. O autor cita que cada motor tem propriedades diferentes, e para o dimensionamento da turbina cada motor se comporta diferente em cada rotação podendo variar o ponto inicial de operação do turbocompressor.

O mapa de eficiência da turbina do modelo GBC17-250 da fabricante Garret é demonstrado na Figura 13.

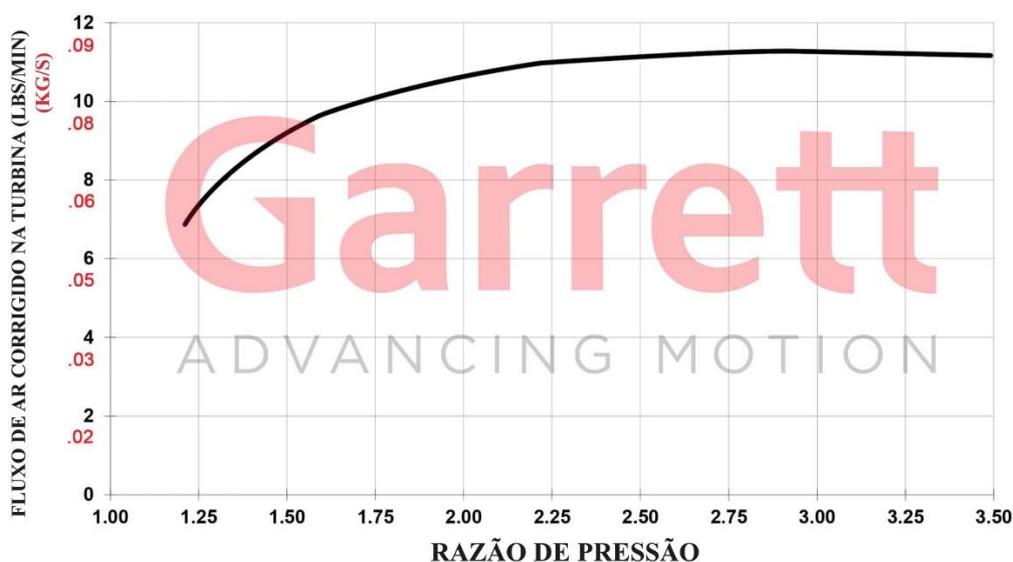


Figura 13 - Mapa de eficiência da turbina Garrett do modelo GBC17-250
 Fonte: Adaptado de Garrett (2025)

A Figura 13 mostra o mapa de eficiência de uma turbina que foi obtido no catálogo eletrônico da Garrett. Vale ressaltar que, os mapas de eficiência de turbinas informam a partir da razão de pressão e fluxo de ar de admissão natural (fluxo mínimo de ar corrigido), quais os valores para acionar a turbina e, conseqüentemente o compressor (MILLER, 2008).

Ainda na Figura 13, quando o motor conseguir gerar aproximadamente uma razão de pressão mínima de 1.2 e com fluxo de ar corrigido na turbina de 0,55 (kg/s), o veículo iniciará sua fase turboalimentada e terá um aumento de desempenho (GARRETT, 2019).

O dimensionamento ideal do compressor e turbina é um desafio, pois os fabricantes em geral não divulgam seus mapas de eficiência detalhados, sendo necessário fazer a seleção do dispositivo pela relação A/R ou *trim* (LUIS CLAUDIO, 2017).

3 METODOLOGIA

Neste capítulo são descritos os tipos de pesquisa usados no trabalho, os materiais e métodos, os tipos de variáveis, o instrumento de coleta de dados e sua tabulação envolvendo a solução para a problemática.

3.1 TIPO DE PESQUISA

De acordo com a abordagem do problema, a pesquisa é descrita de forma mista, possuindo dois tipos de abordagem, a qualitativa e a quantitativa.

Segundo Gressler (2004, p.43), a abordagem qualitativa é utilizada quando se busca descrever a complexidade de determinado problema, não envolvendo manipulação de variáveis e estudos experimentais. Por meio dela, reúnem-se informações sobre os fenômenos investigados com o uso de entrevistas abertas e não direcionadas, depoimentos, histórico de ocorrência dos fatos, estudo de casos.

Ainda de acordo com Gressler (2004, p.43), “para o modelo quantitativo é possível estabelecer hipóteses que exigem, geralmente, uma relação entre causa e efeito e apoia suas conclusões em dados estatísticos, comprovações e testes. Esse modelo tem a intenção de garantir a precisão dos resultados, evitar distorções de análise e interpretação”.

Já para Gil (2002, p.17), a pesquisa é desenvolvida mediante o concurso dos conhecimentos disponíveis e a utilização cuidadosa de métodos, técnicas e outros procedimentos científicos. Na realidade, a pesquisa desenvolve-se ao longo de um processo que envolve inúmeras fases, desde a adequada formulação do problema até a satisfatória apresentação dos resultados.

Para Vergara (1997), a pesquisa é classificada como sendo exploratória, descritiva, explicativa, metodológica, aplicada e intervencionista. A pesquisa exploratória consiste na realização de um estudo para familiarização do pesquisador com o objeto que está sendo estudado, de modo que, haja uma maior proximidade com o universo do objeto de estudo e que se obtenha informações e orientação para formular novas ideias e hipóteses até chegar a uma conclusão.

De acordo com Gil (1987), pesquisa bibliográfica é desenvolvida de acordo com um material já elaborado, embasado principalmente de artigos científicos e livros. Mesmo que em quase todos os estudos seja exigido algum tipo de trabalho dessa natureza, existem pesquisas que são desenvolvidas exclusivamente com base em fontes bibliográficas.

Do mesmo modo, Gil (1987, p.54) acresce que o estudo de caso é uma modalidade de pesquisa amplamente utilizada nas ciências biomédicas e sociais. Consiste no estudo profundo e exaustivo de um ou poucos objetos, de maneira que permita seu amplo e detalhado conhecimento, tarefa praticamente impossível mediante outros delineamentos já considerados.

Este trabalho se enquadra como qualitativo e quantitativo e tem como objetivo de pesquisa o método pesquisa exploratória, pesquisa bibliográfica e estudo de caso.

Por fim, será feito um estudo acompanhado de cálculos teóricos que servirão para abordar todo o conteúdo de estudo deste trabalho. Será tratado uma análise exploratória com o auxílio de recursos computacionais para realizar o dimensionamento de um turbocompressor.

3.2 MATERIAIS E MÉTODOS

Segundo Marconi et al. (2003, p.83), “o método é o conjunto das atividades sistemáticas e racionais que, com maior segurança e economia, permite alcançar o objetivo, traçando o caminho a ser seguido, detectando erros e auxiliando as decisões do cientista”.

Como o presente trabalho faz o dimensionamento de um turbocompressor automotivo e estudo de caso, o fluxograma da Figura 14 apresenta os métodos utilizados e os procedimentos para se concluir essa etapa.

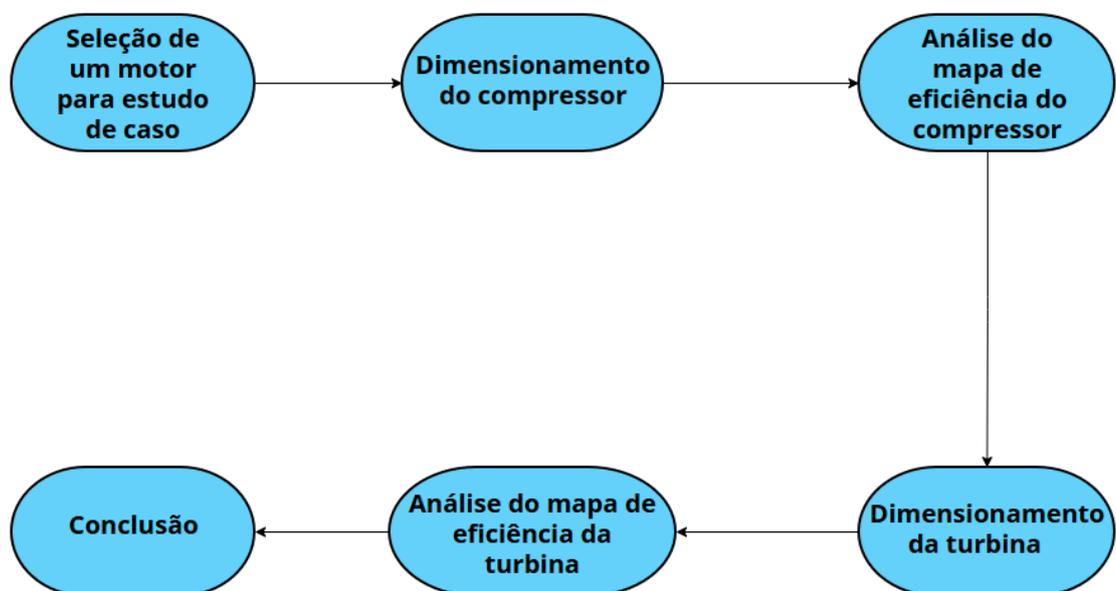


Figura 14 - Fluxograma das etapas para a realização deste trabalho
Fonte: Pesquisa direta (2025)

De acordo com o fluxograma da Figura 14, é realizado um estudo em tese de doutorado, monografias e livros que servirão como base e coleta de dados para a realização deste estudo.

Após compreender os princípios de funcionamento do motor de combustão interna, especialmente o ciclo Otto, uma revisão sobre o sistema de sobrealimentação utilizando turbocompressor é descrita em conjunto dos fundamentos para a interpretação dos mapas de eficiência do compressor e da turbina.

O dimensionamento do turbocompressor automotivo seguirá com a análise dos principais parâmetros obtidos a partir dos dados do motor de referência. Isso permitirá determinar o fluxo de ar, a razão de pressão e escolher o compressor mais adequado com base em seu mapa de eficiência. Além disso, será determinada a rotação mínima necessária para que a turbina entre em funcionamento, utilizando o mapa de eficiência do componente.

Após finalizar o dimensionamento, será feito uma análise dos mapas de eficiência do compressor e da turbina para verificação da compatibilidade do novo componente no motor do estudo de caso. Dessa forma, será possível verificar os resultados obtidos durante a etapa de dimensionamento.

O foco principal da melhoria de desempenho será para uso em competições automotivas como o *track day*, pois assim será possível extrair o máximo de desempenho do motor. O *track day* é um evento que tem ganhado cada vez mais popularidade entre os entusiastas automotivos, oferecendo uma oportunidade única de levar seus carros para o limite em um ambiente seguro e controlado.

3.3 VARIÁVEIS E INDICADORES

De acordo com Marconi *et al.* (2003, p.137), “uma variável pode ser considerada como um conceito operacional, que contém ou apresenta valores; aspecto, propriedade ou fator, discernível em um objeto de estudo e passível de mensuração”.

Já os indicadores são definidos como uma forma específica de tornar um fenômeno social ou um conceito teórico passível de observação e análise empírica (MARCONI, 2003). Assim, ao se basear nas informações apresentadas nos objetivos do início deste trabalho, a tabela 1 apresenta as variáveis e indicadores pertinentes ao dimensionamento do turbocompressor.

Tabela 1 - Principais variáveis e indicadores que influenciam no dimensionamento de turbocompressor.

Variáveis	Indicadores
Compressor	<ul style="list-style-type: none"> - Fluxo de ar necessário para atingir a potência desejada - Pressão no coletor e compressor - Razão de pressão - Estudo do mapa de eficiência
Turbina	<ul style="list-style-type: none"> - Fluxo de gases de escape - Verificação do fluxo de gases de escape no mapa de eficiência

Fonte: Pesquisa direta (2025)

A partir do conhecimento das variáveis e dos seus respectivos indicadores será possível realizar o dimensionamento do compressor e da turbina para um motor de referência.

3.4 INSTRUMENTO DE COLETA DE DADOS

A coleta de dados é o seguimento de pesquisa onde se busca, por meio de revisão bibliográfica, observações e cálculos, obter os dados técnicos que agregam na pesquisa. E de acordo com os resultados do método utilizado, os mesmos serão apresentados na forma de gráficos e imagens.

3.5 TABULAÇÃO DOS DADOS

Para a tabulação de dados serão utilizados os *softwares Microsoft Word* e o *Microsoft Excel* para reunir os dados obtidos através das fórmulas e cálculos manuais para obter o dimensionamento final do turbocompressor.

3.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO

Neste capítulo foi exibido a metodologia a ser realizada neste trabalho, contendo o tipo de pesquisa, materiais e métodos, variáveis acompanhadas de seus indicadores e os instrumentos de formatação tal como o de tabulação de dados. Esses instrumentos e métodos de pesquisa foram selecionados de acordo com o que foi apresentado inicialmente nos objetivos de estudo.

4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os cálculos para selecionar um compressor e uma turbina através dos dados de um motor que será usado como estudo de caso. O objetivo principal será aumentar a potência máxima do motor EA888 de geração 1 ao trocar o turbocompressor K03 da BorgWarner instalado na fabricação do veículo, para outro modelo capaz de fornecer mais potência.

Em preparações automotivas, outras peças do motor são trocadas e alterações são feitas na central eletrônica do veículo para alcançar melhores resultados (MILLER, 2008). Mas neste trabalho, será feita apenas a troca do turbocompressor após encontrar um modelo adequado usando os mapas de eficiência fornecidos pelos fabricantes.

4.1 PARÂMETROS DO MOTOR

Algumas informações do motor que estão na Tabela 2 serão necessárias para dar início aos cálculos, sendo eles a propulsão, cilindrada total, potência máxima e a rotação necessária para alcançar essa potência.

Tabela 2 - Tabela dos dados do motor.

Dados do motor (EA888 geração 1)	
Aspiração	Turbocompressor
Propulsão	Gasolina
Aceleração 0-100 km/h	7,3 seg
Nº de cilindros	4
Cilindrada	1984 cm ³
Cilindrada unitária	496 cm ³
Curso do pistão	92,8 mm
Diâmetro do cilindro	82,5 mm
Válvulas por cilindro	4
Peso	1375 kg
Peso/potência	6,88 kg/cv
Peso/torque	48,2 kg/kgfm
Potência específica	100,8 cv/litro
Potência máxima	200 cv
Razão de compressão	9,6:1
Rotação máxima	7000 rpm
Rotação p/ potência máxima	5100 rpm a 6000 rpm
Rotação p/ torque máximo	1700 rpm
Torque específico	14,4 kgfm/litro
Torque máximo	28,5 kgfm

Fonte: Manual técnico VW 2.0L (2008)

A Tabela 2 mostra os principais dados do motor EA888 de 1ª geração que será usado como estudo de caso deste trabalho. É possível perceber que esse motor é capaz de manter 200 cv entre 5100 rpm e 6000 rpm, então os cálculos terão foco nessa faixa de rotação.

O comportamento do torque e potência relacionados com o aumento da rotação do motor EA888 pode ser visto na Figura 15.

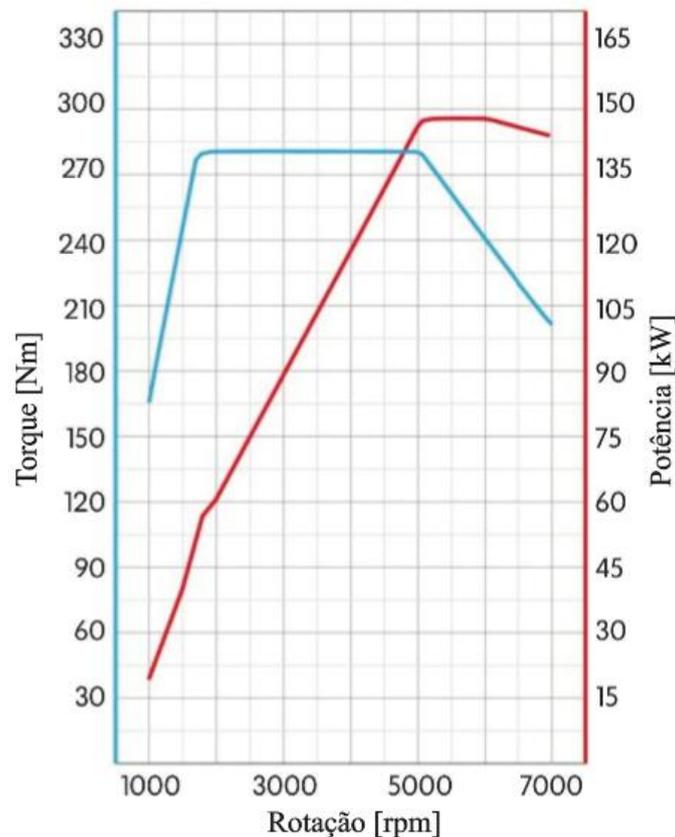


Figura 15 – Diagrama de torque e potência.
Fonte: Adaptado de Bate-papo Automotivo (2025)

A Figura 15 mostra o diagrama de torque e potência do motor EA888 de geração 1, o diagrama mostra que o torque máximo de aproximadamente 280 Nm se mantém de 1700 rpm a 5100 rpm.

O objetivo será alcançar 250 cv selecionando um turbocompressor adequado para o sistema. Como esse tipo de modificação irá mudar as condições normais de trabalho do motor, o aumento de 25% na potência final foi escolhido para evitar possíveis falhas, que podem ser ocasionadas pelo uso de uma turbina e compressor com dimensões diferentes da original.

Além disso, a troca do turbocompressor abre margens para melhorias futuras que podem ser feitas para aumentar ainda mais a potência, visto que umas das modificações possíveis seja o remapeamento da central eletrônica que permite alcançar até 235 HP no motor original podendo variar para cada automóvel, isso considerando que não será feita alterações ou troca de outro componente do motor durante esse processo (REIKO POWER EXPERT, 2020).

Como a rotação de trabalho é muito alta ao comparar com o uso cotidiano no meio urbano, o objetivo principal da melhoria no motor EA888 terá como foco principal as competições automobilísticas realizadas em autódromos ou pistas fechadas. Assim, será possível extrair o máximo do motor e do novo componente.

4.2 DIMENSIONAMENTO DO COMPRESSOR DO SISTEMA

Após definir a potência desejada e a rotação de trabalho do motor, será usado o mapa de eficiência do compressor informado pelo fabricante e verificaremos o desempenho na rotação máxima e mínima definida para os cálculos.

Alguns valores usados durante o dimensionamento serão estimados, visto que são valores que podem variar dependendo de cada situação em que o motor será submetido, como a temperatura de trabalho e a pressão ambiente.

De acordo com Barbosa (1997), o desempenho dos motores de combustão interna é influenciado pelas mudanças nas condições ambientais de pressão, umidade e temperatura. O autor informa que em áreas com baixa pressão atmosférica, a potência gerada será reduzida devido à diminuição da eficiência volumétrica.

Além disso, o uso em altas temperaturas prejudica o desempenho, pois a quantidade de ar admitida será menor no mesmo volume, fatores estes que não são considerados nos cálculos do ciclo teórico (BARBOSA, 1997).

Vale ressaltar que, as equações usadas não estão no SI (sistema internacional de unidades), sendo necessário fazer a conversão dos valores quando encontrado uma fabricante nacional que fornecem os mapas de eficiência de turbocompressores com os dados no SI.

4.2.1 Cálculo do fluxo necessário para atingir a potência desejada

Para dar início aos cálculos após decidir os parâmetros básicos, será dimensionar o compressor. Para isso, as equações 7 a 11 serão usadas para obter o fluxo e a razão de compressão necessárias.

A proporção ideal de ar e combustível para a queima varia de acordo com o tipo de combustível, em motores a gasolina a relação estequiométrica é de 14,7:1. Em motores sobrealimentados a gasolina essa relação é menor, portanto, será adotado a relação de 12:1 para este caso.

Em carros a gasolina turboalimentados, o BSFC médio é na faixa de 0,5 a 0,6 libras de combustível por hora para cada cavalo de potência produzido. Já em carros a etanol, esse consumo é um pouco maior, chegando a 1 libra por hora. Para converter esses valores para libras por minutos, é necessário dividi-lo por 60 na equação 7.

Para fins de cálculo, será adotado o valor médio da gasolina de 0,55 lb/HPh (0,3345 g/Wh), e assim, determinar o fluxo necessário para atingir 250 cv de potência em libras por minuto. Logo, a equação 7 será usada da seguinte maneira:

$$W_a = \frac{250}{1,0138} * 12 * \frac{0,55}{60} = 27,13 \text{ lb/min (0,205 kg/s)}$$

A Tabela 3 mostra os parâmetros para o cálculo do fluxo de ar necessário.

Tabela 3 - Parâmetros para o cálculo do fluxo necessário.

Parâmetros	Símbolo	Valor	Unidade	Valor (SI)	Unidade
Potência	HP	250	cv	183.875	W
Relação Ar/ Combustível	A/F	12	-	12	-
Consumo específico de combustível do eixo	BSFC	0,55	lb/HPh	0,3345	g/Wh
Fluxo necessário	W _a	27,13	lb/min	0,205	kg/s

Fonte: Pesquisa direta (2025)

Para facilitar a visualização dos valores utilizados para o cálculo do fluxo de ar necessário, a Tabela 3 representa esses parâmetros nas unidades utilizadas para o cálculo e no SI.

4.2.2 Cálculo da pressão absoluta no coletor de admissão

Após obter o valor do fluxo necessário para atingir a potência desejada, o próximo passo será encontrar o valor da pressão absoluta, através da equação 7. Para isso, será necessário conhecer a constante R para o ar, igual a 639,6 lbf.°F ou 287 J/kg.K no SI.

A temperatura do coletor de admissão é variável, mas geralmente para esses cálculos é adotado o valor médio de 130°F (54,44°C), isso considerando motores que possuem *intercooler* (PULKRABEK, 2002).

Como a fabricante não informa o valor exato da eficiência volumétrica do motor (VE), será adotado o valor de 95%, sendo que pode variar de acordo com a velocidade de rotação do motor, pressão e temperatura.

Por fim, será necessário usar o valor da cilindrada total e convertê-la em polegadas cúbicas, para isso, deve-se multiplicar o valor em litros, que neste caso é de 2.0 litros, por 61,02. Ao utilizar a equação 8, é possível obter o seguinte valor.

$$MAP_{req} = \frac{27,13 * 639,6 * (460 + 130)}{0,95 * \frac{6000}{1} * 122,04} = 29,43 \text{ Psi (202.914,45 Pa)}$$

Os parâmetros da pressão na entrada e saída do compressor pode ser visto na Tabela 4.

Tabela 4 - Parâmetros da pressão na entrada e saída do compressor.

Parâmetros	Símbolo	Valor	Unidade	Valor (SI)	Unidade
Fluxo necessário	Wa	27,13	lb/min	0,205	kg/s
Constante para o ar	R	639,6	lbf.in/lb.°F	287	J/kgK
Temperatura do coletor de admissão	Tm	130	°F	54,44	°C
Eficiência volumétrica	VE	0,95	-	95%	-
Velocidade de rotação do motor	N	6000	RPM	100,0	Hz
Cilindrada total	Vd	122,04	in ³	2,0	L
Pressão absoluta	MAPreq	29,43	Psi	202.914,45	Pa

Fonte: Pesquisa direta (2025)

A Tabela 4 mostra os valores utilizados para o cálculo da pressão absoluta nas unidades utilizadas e no SI.

4.2.3 Cálculo da pressão na entrada do compressor

Ao considerar as perdas existentes entre o compressor e o coletor de admissão, é possível calcular a pressão na saída do compressor. Essa perda pode ser medida experimentalmente em bancada de fluxo, e valores entre 1 psi e 4 psi são encontrados após o ensaio (HEYWOOD, 1988).

Para dar sequência aos cálculos, foi adotado o valor de 2 psi e ao usar a equação 9, o resultado será de:

$$P_{2c} = 29,43 + 2 = 31,43 \text{ psi (216.703,97 Pa)}$$

Teoricamente a pressão na entrada do compressor seria a própria pressão atmosférica, mas para Bell (1997) essa pressão sofre uma perda de 1 psi entre o compressor e o filtro de ar.

Em seguida, a equação 10 será usada para encontrar o valor da pressão na entrada do compressor.

$$P_{1c} = 14,7 - 1 = 13,7 \text{ psi (94.458,21 Pa)}$$

4.2.4 Cálculo da razão de pressão

Com os valores da pressão na entrada e na saída do compressor, o próximo passo é calcular a razão de pressão usando a equação 11.

$$r_c = \frac{31,43}{13,7} = 2,29$$

Assim, com os dados obtidos na equação 7 e 11, é possível selecionar um compressor capaz de fornecer uma vazão de 27,13 libras por minuto (0,205 kg/s) e com relação de pressão resultante de 2,29.

4.2.5 Seleção do mapa de eficiência do compressor

Neste projeto do estudo de caso, foi analisado o mapa de eficiência dos compressores da Garrett afim de, encontrar o melhor compressor possível para os dados obtidos anteriormente. Assim, foi possível selecionar o compressor GT2260S com o mapa de eficiência da Figura 16.

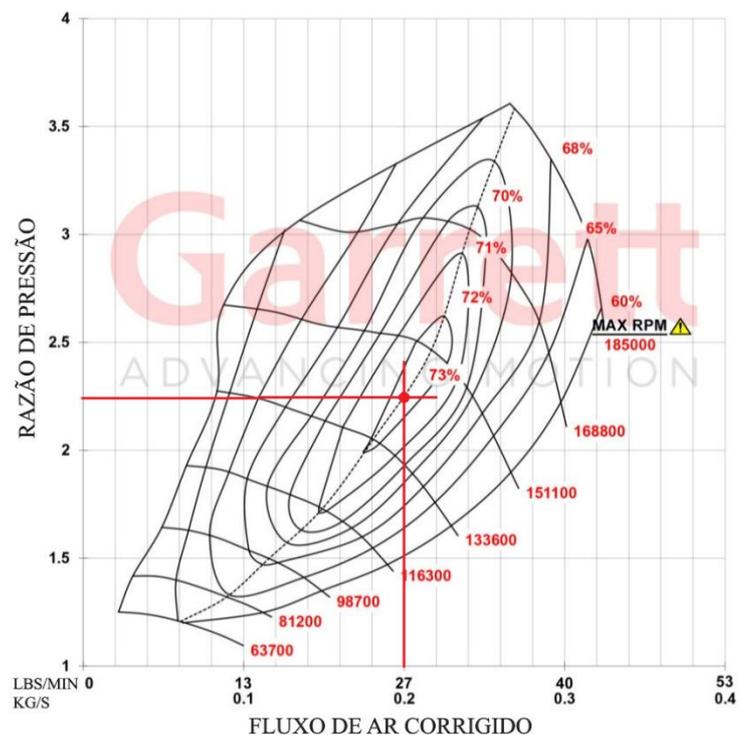


Figura 16 – Ponto de operação a 6000 rpm do compressor Garrett modelo GT2260S
Fonte: Adaptado de Garrett (2025)

Na Figura 16 foram traçadas as linhas referentes aos valores encontrados durante o dimensionamento do compressor, o ponto marcado em vermelho representa o fluxo de ar e razão de pressão. É possível observar que esse ponto está na ilha central de maior eficiência do compressor ($\eta = 73\%$). Isso garante uma boa durabilidade do turbocompressor, operando apenas em regimes apropriados e permitindo um incremento de potência se necessário.

Caso o ponto encontrado estivesse fora do mapa de eficiência do compressor, demonstra que o modelo selecionado é inadequado para a aplicação. Se o ponto estiver à esquerda da linha de sobrecarga significa que o compressor é muito grande, e se estiver à direita, o compressor é muito pequeno. Em ambos os casos, é recomendado a troca para um sistema mais ideal.

Operar o turbocompressor perto dos limites de eficiência e da linha crítica de rotação compromete significativamente sua durabilidade. E se o sistema operar em uma situação fora do mapa ideal de eficiência por muitos anos, pode causar uma redução da vida útil precoce do equipamento por estar em uma região de fluxo instável. Portanto, é aconselhável manter uma margem de segurança, mesmo na região de máxima potência.

Ao considerar o veículo em funcionamento com pressão ambiente de 1 atm, temperatura no coletor de admissão média de 55°C e a rotação do motor em 6000 rpm, é possível extrair uma ótima capacidade do compressor, podendo variar por conta das condições de trabalho interna e externa do motor.

4.2.6 Verificação do compressor em menores valores de velocidade de rotação

A fabricante Garrett recomenda realizar uma verificação teórica dos seus produtos antes da compra e instalação no motor do veículo. A equação usada para essa análise faz uso do comportamento do turbocompressor já pressurizado, mas com uma rotação menor do que a usada para encontrar o primeiro ponto no mapa de eficiência do compressor.

Portando, será verificado o comportamento do modelo GT2260S após a redução da rotação para 5100 rpm, ponto inicial de maior potência do motor, identificado na tabela 2.

Para fazer essa verificação será usada a equação 13. Após isso, será localizado um novo ponto no mapa de eficiência da figura 17.

$$W_a = \frac{MAP_{req} * VE * \frac{N}{2} * V_d}{639,6 * (460 + T_m)} \quad (13)$$

Substituindo os valores na equação 12 e reduzindo a rotação máxima para 5100 rpm, será obtido:

$$W_a = \frac{29,43 * 0,95 * \frac{5100}{2} * 122,04}{639,6*(460+130)} = 23,06 \text{ lb/ min (0,174 kg/s)}$$

Os parâmetros de verificação do compressor pode ser visto na Tabela 5.

Tabela 5 - Parâmetros de verificação do compressor.

Parâmetros	Símbolo	Valor	Unidade	Valor (SI)	Unidade
Pressão absoluta	MAPreq	29,43	Psi	202.914,45	Pa
Eficiência volumétrica	VE	0,95	-	95%	-
Velocidade de rotação do motor	N	5100	RPM	85,0	Hz
Cilindrada total	Vd	122,04	in ³	2	L
Constante para o ar	R	639,6	lb.in/lb.°F	287	J/kgK
Temperatura do coletor de admissão	Tm	130	°F	54,44	°C
Fluxo necessário	Wa	23,06	lb/min	0,174	kg/s

Fonte: Pesquisa direta (2025)

A Tabela 5 mostra os valores utilizados para os cálculos da verificação do compressor com as unidades no sistema inglês de unidades e no SI. Ao localizar o novo fluxo necessário na Figura 17, é possível verificar os pontos de trabalho resultante na redução da rotação do motor.

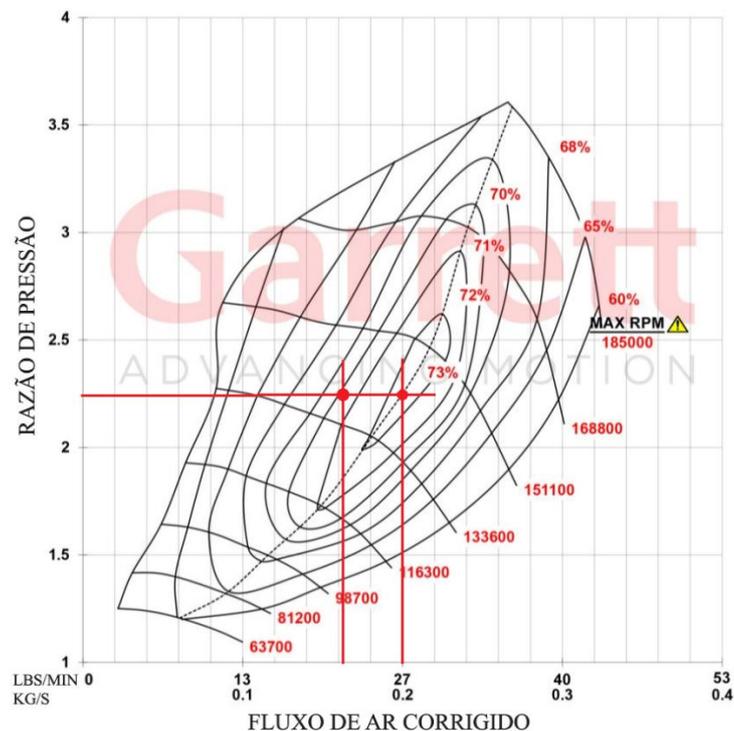


Figura 17 – Pontos de trabalho do compressor Garrett modelo GT2260S
Fonte: Adaptado de Garrett (2025)

É possível perceber que, na Figura 17 a queda da rotação do motor de 6000 para 5100 rpm representada pela linha vermelha em um regime de pressão constante, o limite da linha de sobrecarga ainda permanece distante e com uma leve perda na eficiência. Com isso, é possível concluir que o compressor é ideal e seguro para essa aplicação.

4.3 DIMENSIONAMENTO DA TURBINA DO SISTEMA

Após a seleção do compressor, é possível encontrar qual o fluxo de ar gerado pelos gases de escape e definir qual a rotação de trabalho necessária para movimentar a turbina acoplada ao compressor.

A fabricante Garrett fornece sugestões e vende seu compressor já com uma turbina ideal, com um atuador eletrônico calibrado e componentes auxiliares para instalação direta no motor.

O modelo GT2260S é do tipo *plug and play* vendido especificamente para a plataforma MQB do motor EA888 com a finalidade de atualização para o estágio 1 de melhoria de desempenho, sendo possível alcançar a potência máxima de 485 cv ao fazer as modificações recomendadas pela fabricante nos outros estágios de preparação (GARRETT, 2019).

4.3.1 Cálculo do fluxo dos gases de escape

Para obter o fluxo dos gases de escape serão necessários alguns dados do motor, como o volume total e uma rotação mínima estimada para iniciar a fase turboalimentada. Para o valor final sair em pés cúbicos por minutos (Cfm), o volume total de 2.0 litros, ou 122,04 in³, será dividido por 1728 na equação 14.

$$Q_{\text{adm}} = \frac{V_d * \frac{N}{2}}{1728 * VE} \quad (14)$$

Vale ressaltar que, a rotação estimada varia para cada motor e dimensões do turbocompressor. Deve ser considerado o tempo necessário para que a turbina comece a influenciar o desempenho do sistema de forma efetiva.

Para turbocompressores pequenos, a transição da fase turboalimentada em média se inicia a 2500 rpm e com aproximadamente 0.2 bar de pressão em motores de 1.8 litros (BELL, 1997). Logo, uma rotação mais alta será escolhida inicialmente para verificar no mapa de eficiência o seu comportamento, já que o motor do estudo de caso possui 2.0L.

Substituindo os valores na equação 14, considerando uma rotação estimada de 3500 rpm e a eficiência volumétrica utilizada anteriormente de 95%, tem-se:

$$Q_{\text{adm}} = \frac{122,04 * \frac{3500}{2}}{1728 * 0,95} = 117,41 \text{ Cfm} \left(199,49 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right)$$

Após encontrar o valor em pés cúbicos, o próximo passo é encontrar o valor equivalente em libras por minuto multiplicando o resultado por 0,076. Assim, o valor obtido é a densidade do ar em libras por pé cúbico ao nível do mar e 50°F, resultando em 8,92 lb/min (0,067 kg/s) de fluxo admitido de ar.

Em seguida será adicionado a massa de combustível de 0,5 lb/min na densidade do ar encontrada anteriormente, resultando em 9,42 lb/min (0,071 kg/s).

A Tabela 6 mostra os parâmetros do cálculo do fluxo de ar admitido pelo motor.

Tabela 6 - Parâmetros do cálculo do fluxo de ar admitido pelo motor.

Parâmetros	Símbolo	Valor	Unidade	Valor (SI)	Unidade
Fluxo volumétrico de ar admitido	Q _{adm}	117,41	Cfm	199,49	m ³ /h
Fluxo mássico de ar admitido	Q _{adm}	8,92	lb/min	0,067	kg/s
Cilindrada total	V _d	122,04	in ³	2	L
Eficiência volumétrica	VE	0,95	-	95%	-
Velocidade de rotação do motor	N	3500	RPM	-	-
Fluxo ar + gasolina admitido	Q _{mis}	9,42	lb/min	0,071	kg/s

Fonte: Pesquisa direta (2025).

Para simplificar, os dados usados para os cálculos e os valores obtidos no sistema inglês de unidades e no SI podem ser visualizados na Tabela 6.

Segundo Pulkrabek (2002), para simplificar os cálculos, assume-se que esses gases expandidos estariam nas mesmas condições de temperatura e pressão do ar de admissão. De acordo com o autor, essa é uma aproximação teórica útil para obter resultados práticos.

Em motores sobrealimentados, a temperatura dos gases de escape é maior do que em motores aspirados ou sem sobrealimentação, cerca de 1000°F (537,8°C) (BELL, 1997). A Equação 12 requer a temperatura dos gases de escape e a razão de pressão.

O mapa de eficiência da turbina do modelo GT2260S da fabricante Garret é mostrado na Figura 18.



Figura 18 - Mapa de eficiência da turbina Garrett do modelo GT2260S
Fonte: Adaptado de Garrett (2025)

Uma forma de determinar a razão de pressão é analisando o mapa de eficiência da turbina, demonstrado na Figura 18, que indica a razão de pressão necessária para o início do funcionamento do turbocompressor sendo de aproximadamente 1,25.

Ao saber o fluxo de ar admitido pelo motor a 3500 rpm e a razão de pressão mínima de trabalho, podemos obter o fluxo de ar corrigido na turbina através da equação 12:

$$Q_c = \frac{9,42}{1,25} * \sqrt{\frac{1000 + 460}{518,7}} = 12,65 \text{ lbs/ min } (0,096 \frac{\text{kg}}{\text{s}})$$

4.3.2 Verificação do fluxo dos gases de escape da turbina

A Figura 19 apresenta o ponto encontrado no mapa de eficiência da turbina, utilizando a razão de pressão e o fluxo corrigido.



Figura 19 – Primeiro ponto encontrado no mapa de eficiência do modelo GT2260S
Fonte: Adaptado de Garrett (2025)

Ao analisar a Figura 19 é possível perceber que os dados obtidos anteriormente considerando a rotação de 3500 rpm no início dos cálculos, está próxima da rotação suficiente para a turbina gerar pressão positiva no motor.

Portando, será necessário definir uma rotação um pouco maior para encontrar o ponto ideal no mapa de eficiência. Sendo assim, ao refazer os cálculos anteriores, porém agora considerando a rotação de 3600 rpm podemos obter os valores descritos na Tabela 7.

Tabela 7 - Parâmetros dos cálculos para encontrar o fluxo dos gases de escape estimados.

Parâmetros	Símbolo	Valor	Unidade	Valor (SI)	Unidade
Fluxo volumétrico de ar admitido	Q _{adm}	120,77	Cfm	205,19	m ³ /h
Fluxo mássico de ar admitido	Q _{adm}	9,18	lb/min	0,069	kg/s
Cilindrada total	V _d	122,04	in ³	2	L
Eficiência volumétrica	VE	0,95	-	95%	-
Velocidade de rotação do motor	N	3600	RPM	-	-
Fluxo ar + gasolina admitido	Q _{mis}	9,68	lb/min	0,073	kg/s
Fluxo dos gases de escape estimado	Q _c	12,99	lb/min	0,098	kg/s

Fonte: Pesquisa direta (2025)

Ao analisar a Tabela 7 é possível perceber que há um aumento de 3,57 lb/min no fluxo dos gases de escape estimado mesmo que o aumento da rotação do motor seja baixo, 100 rpm.

A Figura 20 mostra o ponto encontrado no mapa de eficiência da turbina considerando a rotação de 3600 rpm.

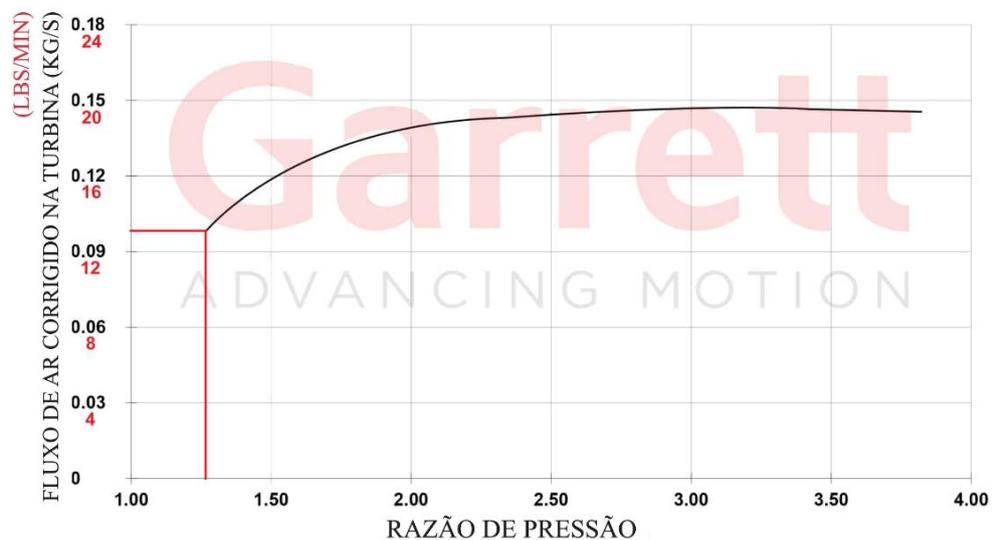


Figura 20 - Segundo ponto encontrado no mapa de eficiência do modelo GT2260S
Fonte: Adaptado de Garrett (2025)

Com o fluxo dos gases de escape estimado de 12,99 lb/min e razão de pressão mínima de 1,25, temos o ponto no início da curva de operação da turbina no mapa de eficiência que pode ser visto na Figura 20. Além disso, é possível perceber que a razão de pressão máxima que essa turbina suporte nos limites ideais de operação é de aproximadamente 3,7, gerada pelo coletor de escape do automóvel.

Com base nos cálculos realizados, conclui-se que o fluxo de gases de escape na rotação inicial de 3600 rpm com razão de pressão de 1,25, é suficiente para que o motor transite da fase aspirada para a fase turboalimentada de maneira eficiente. Em rotações mais altas será possível obter mais desempenho da turbina, sendo resultado do maior fluxo de gases entrando no sistema.

5 CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

Após a escolha do motor de estudo de caso e com os dados retirados do manual técnico da VW TSI 2.0L (2008), foi possível encontrar os dados necessários para dimensionar e selecionar no mercado um novo turbocompressor para os veículos fabricados com o motor EA888 de geração 1.

O propósito final deste trabalho foi possibilitar o aumento de desempenho nos carros que usam este motor para competições em autódromos e pistas fechadas, já que as considerações usadas desde o início dos cálculos estavam com foco na faixa de alto rendimento durante o uso do veículo.

5.1 CONCLUSÃO

O método usado neste trabalho para encontrar um compressor se baseia no fluxo de ar necessário para obter um determinado valor de potência e razão de pressão. Já para a turbina, foi usado um valor de pressão estimado na fase aspirada do motor, e o fluxo de gases de escape para que o turbocompressor inicie o seu funcionamento de maneira eficiente.

Após encontrar esses dados durante os cálculos, foi necessário encontrar um turbocompressor adequado para o motor, portanto, o modelo GT2260S fabricado pela Garrett foi selecionado devido ao seu foco ser exatamente o aumento de performance do motor usado no estudo de caso, desde a geração 1 até a geração 3 para o estágio 1 de melhoria dos veículos que usam esse motor.

Usando os mapas de eficiência do compressor e da turbina fornecidos pela fabricante, foi possível verificar os resultados obtidos durante os cálculos de dimensionamento do sistema, dessa forma foi possível confirmar a seleção do novo componente para o motor. Sendo o mais adequado para o objetivo proposto no trabalho de alcançar a potência máxima de 250 cv entre 5100 e 6000 rpm.

Com eficiência de 73% encontrada na ilha central do mapa do compressor, considerando que o motor esteja em alta rotação, como foi definido durante os cálculos, o motor será capaz de fornecer uma razão de pressão e fluxo de ar ideal para o novo compressor.

Já o ponto de operação inicial encontrado para a turbina após superar as perdas de energia, será na rotação mínima de 3600 rpm com razão de pressão de 1,25. Assim, o motor passará da fase aspirada para a turboalimentada.

Para extrair o máximo desempenho do modelo GT2260S, sendo a potência máxima alcançável de 485 cv, é necessário trocar outros componentes e fazer algumas melhorias no motor.

5.2 RECOMENDAÇÕES

Como recomendações para dar sequência ao estudo de caso deste trabalho, existem algumas melhorias que podem ser feitas no motor para aumentar ainda mais o desempenho e proporcionar melhores resultados nas competições automobilísticas.

Sendo melhorias estas por exemplo, com foco em reduzir as temperaturas de operação do motor com a troca do *intercooler* original, para um com capacidade e dimensões maiores. E assim fazer um estudo do comportamento do motor com a melhoria do resfriamento do ar comprimido gerado pelo compressor.

Outra possibilidade seria a troca do filtro de ar original para um esportivo. Dessa maneira, os cálculos realizados nesse trabalho podem ser refeitos e analisados com intuito de verificar a influência do aumento do fluxo de ar gerado pelo filtro esportivo e qual a influência dos resultados em altas rotações.

Mas entre todas as opções disponíveis para potencializar o motor, a principal é fazer um ajuste na central eletrônica do carro, pois é importante que o veículo saiba interpretar e gerenciar o compressor e a turbina de forma adequada. Com isso, um estudo aprofundado sobre a reprogramação da injeção eletrônica e sua influência pode ser feito.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

BARBOSA, C. R. F. **Desempenho de um motor ciclo Otto com injeção direta de gás natural**. Orientador: Prof. Dr. Samuel Washington Celere. Tese de Doutorado – Engenharia Mecânica. Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo. São Paulo, 1997.

BELL, Corky. **Maximum Boost – Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems**. 1ª ed. United States of America. Robert Bentley Inc. 1997.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna – Volume 1**. 2ª ed. Edgard Blücher, 2018.

CAPELLI, Alexandre. **Eletroeletrônica automotiva: injeção eletrônica, arquitetura do motor e sistemas embarcados**. 1ª ed. São Paulo: Érica, 2010.

Catálogo Eletrônico da BorgWarner. Disponível em: <https://www.delcoremy.com.br/www/informativos/CatalogoCV2018.pdf> Acesso em: 27 de março de 2025.

CATON, Jerald A. **An Introduction to Thermodynamic Cycle Simulations for Internal Combustion Engines**. 1ª ed. John Wiley & Sons Ltd, 2016.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ª ed. The McGraw-Hill Companies. 2013.

CONSTANTIN, L. C. P. **Dimensionamento de turbocompressores para aplicação em motores de combustão interna**. Orientador: Ana Marta de Souza. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Minas Gerais, 2017.

GARRETT, 2019. **Turbo Tech 103 | Expert: Compressor Mapping**. Disponível em: https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2019/10/GAM_Turbo-Tech-103_Expert-1.pdf Acesso em: 4 de agosto de 2025.

GHEORGHIU, Victor. **Ultra-Downsizing of Internal Combustion Engines**. Documento técnico SAE, 2013.

HEYWOOD, John B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 2ª ed. McGraw-Hill Education, 2018.

Honda, 2023. **Motor turbo: o que é, como funciona e quais as suas vantagens**. Disponível em: <https://www.hondacaiuas.com.br/blog/motor-turbo/> Acesso em: 27 de março de 2025.

KBB, 2018. **Turbocompressor: o que é e como funciona?** Disponível em: <https://www.kbb.com.br/detalhes-noticia/turbocompressor-o-que-e-funciona/?ID=1314>.

Acesso em: 27 de março de 2025.

MecTRIA, 2021. **Compreendendo o motor de um carro.** Disponível em: <https://www.mectria.com/single-post/compreendendo-o-motor-de-um-carro>. Acesso em: 28 de julho de 2025.

MILLER, Jay K. **Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems.** 1^a ed. CarTech, 2008.

Motor S/A, 2021. **Motor Turbo. A História do Turbo.** Disponível em: <https://motorsa.com.br/motor-turbo-a-historia-do-turbo-compressor/> Acesso em: 27 de março de 2025.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine.** 2^a ed. Upper Saddle River, 2002.

Reiko Power Expert. **Remap de ECU.** Disponível em: <https://reiko.com.br/remap-de-ecu/remap-de-ecu-vw-jetta-tsi-2-0-200cv/> Acesso em: 4 de agosto de 2025.

Revista Mobiauto, 2022. **Afinal, motor turbo tem manutenção mais cara que o aspirado?** Disponível em: <https://www.mobiauto.com.br/revista/afinal-motor-turbo-tem-manutencao-mais-cara-que-o-aspirado/2289> Acesso em: 27 de março de 2025.

SARAVANAMUTTO, H. I. H.; ROGERS, G. F. C.; COHEN H. **Gas Turbine Theory.** 3^a ed. Longman Scientific & Technical, 1987.

SIMÊNCIO, Éder. **Motores de Combustão Interna.** 1^a ed. Editora e Distribuidora Educacional S.A. 2019.

STONE, Richard. **Introduction to Internal Combustion Engines.** 2^a ed. The Macmillan Press LTD, 1992.

Turbofoz, 2021. **Conheça a História do Turbo.** Disponível em: <https://turbofoz.com.br/historia-do-turbo/> Acesso em: 27 de março de 2025.

VARELLA, C. A. A.; SANTOS. **Noções Básicas de Motores Diesel.** 1^a ed. UFRRJ, 2010.

WATSON, N.; JANOTA, M. S. **Turbocharging the Internal Combustion Engine.** 1^a ed. The Macmillan Press LTD, 1982.

ANEXO A – INFORMAÇÕES DO TURBOCOMPRESSOR GARRETT MODELO GT2260S

Tabela A – Dimensões do turbocompressor Garrett modelo GT2260S

Potência	Modelo	Compressor Indutor	Compressor Exdutor	Turbo Indutor	Turbo Exdutor
485HP 362kW	GT2260S	47mm	60mm	50mm	45

Fonte – Garrett (2025).

As atualizações do turbocompressor Garrett PowerMax™ para a plataforma do motor EA888 foram projetadas para aumentar o desempenho do motor, mantendo as especificações de instalação do fabricante original. As atualizações de Estágio 1 (485 HP) e Estágio 2 (600 HP) maximizam a eficiência e o fluxo de ar em comparação com o turbocompressor original.

A roda da turbina em liga leve Mar-M de alta temperatura e as carcaças da turbina em aço inoxidável com espiral dupla são classificadas para até 1050 °C. Esses turbocompressores são totalmente montados com um atuador eletrônico calibrado e componentes auxiliares para instalação direta do fabricante original.