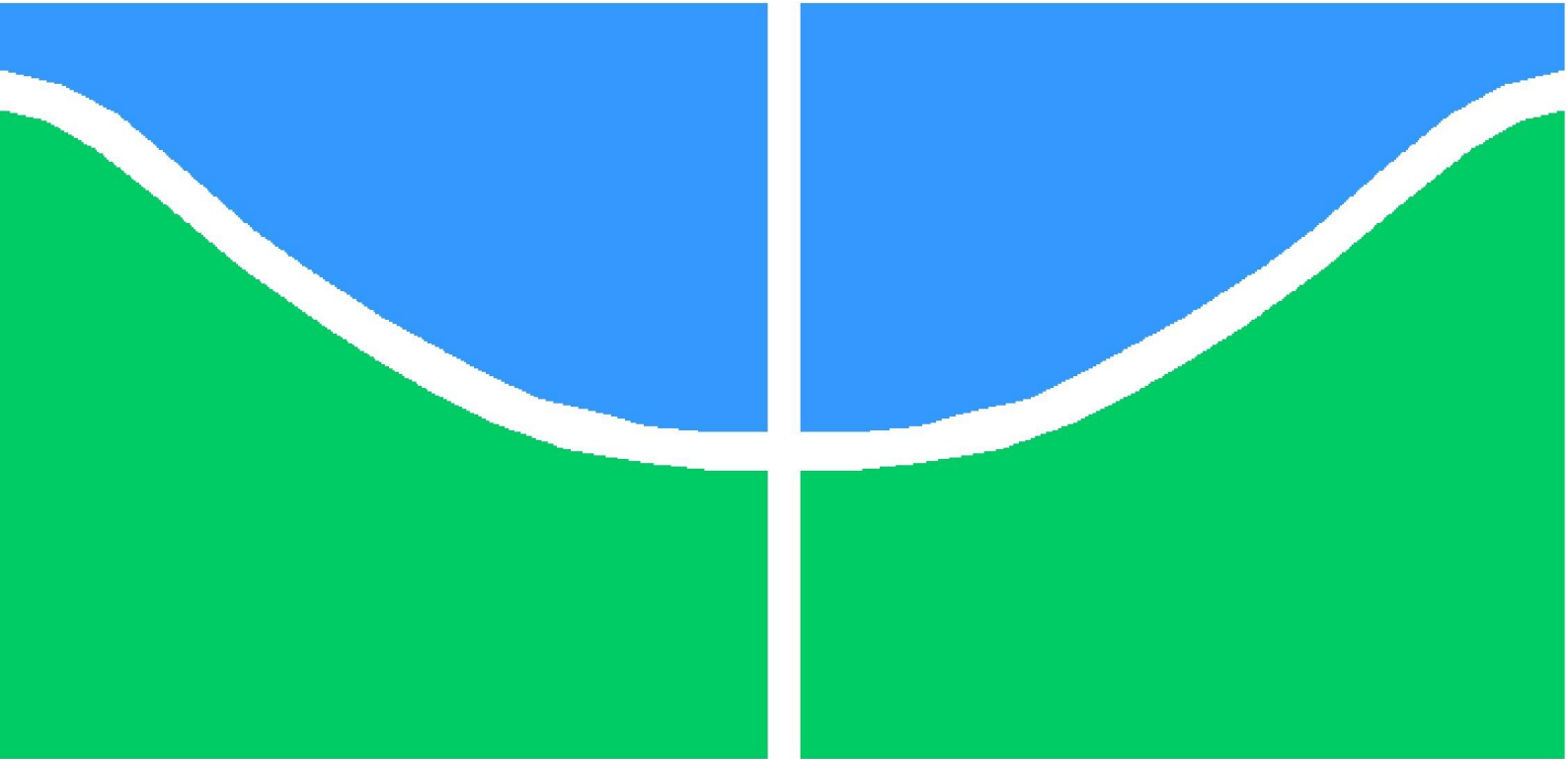




Universidade de Brasília - UnB
Faculdade de Ciências e Tecnologias em Engenharia - FCTE
Engenharia Automotiva

Validação Experimental de Modelo Numérico Computacional do Sobrealimentador do Motor EA211 170 TSI

Autor: Thiago Henrique Pedreira Galletti
Professor Orientador: Prof.Dr. Fábio Cordeiro de Lisboa
Professor Coorientador: Prof. Dr. Fábio Alfaia da Cunha

Brasília, DF
2025



Thiago Henrique Pedreira Galletti

**Validação Experimental de Modelo Numérico
Computacional do Sobrealimentador do Motor EA211
170 TSI**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentado à Banca Examinadora da
Faculdade de Ciência e Tecnologia em
Engenharia da Universidade de Brasília como
requisito parcial para a obtenção do título de
Bacharelado em Engenharia Automotiva.

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade de Ciência e Tecnologia em Engenharia - FCTE

Orientador: Prof. Dr. Fábio Cordeiro de Lisboa

Coorientador: Prof. Dr. Fábio Alfaia da Cunha

Brasília, DF

2025

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por ter me dado a oportunidade de viver e a oportunidade de estudar. Aos meus avós paternos e maternos e aos meus pais, Ronaldo e Gabriela, por todo o empenho e dedicação para fornecer a melhor educação possível, seja no âmbito dos valores morais e éticos, seja no aspecto de educação formal. Todo esse apoio, possibilitou que eu estivesse aqui hoje em um curso de graduação da UnB. Gostaria de agradecer imensamente aos meus avós maternos e paternos por todas as palavras de incentivo para que, no meio desta jornada, eu encontrasse forças para chegar a este ponto. À minha ilustríssima namorada, Geovana de Souza Braga, por todo o apoio e atenção nessa reta final do curso e por ser minha parceira, sempre sendo paciente, escutando e estando do meu lado como suporte. Aos meus amigos, Rafael Barros, Gabriella Tosta e Nei Lopes. O primeiro por ser meu melhor amigo à mais de 10 anos e termos crescidos juntos. A segunda, por ser parte fundamental no meu desenvolvimento dentro da faculdade, ter me ajudado em muitas disciplinas, especialmente na pandemia. E o terceiro por compor o trio de faculdade e ser extremamente importante e prestativo com as dificuldades que a faculdade impôs.

Além disso, agradeço a todos os meus professores, em especial o meu orientador Prof. Dr. Fábio Cordeiro de Lisboa e meu coorientador Prof. Dr. Fábio Alfaia da Cunha, pela orientação e direcionamento que lapidaram a minha ideia.

Thiago Henrique Pedreira Galletti

Validação Experimental de Modelo Numérico Computacional do Sobrealimentador do Motor EA211 170 TSI/ Thiago Henrique Pedreira Galletti. – Brasília, DF, 2025-

55 p. : il. colorido ; 30 cm.

Orientador: Prof. Dr. Fábio Cordeiro de Lisboa

Trabalho de Conclusão de Curso 2 – Universidade de Brasília - UnB Faculdade UnB Gama - FGA , 2025.

1. Turbocompressores. 2. Dimensionamento. I. Prof. Dr. Fábio Cordeiro de Lisboa. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Validação Experimental de Modelo Numérico Computacional do Sobrealimentador do Motor EA211 170 TSI

CDU 02:141:005.6

Thiago Henrique Pedreira Galletti

**Validação Experimental de Modelo Numérico
Computacional do Sobrealimentador do Motor EA211
170 TSI**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentado à Banca Examinadora da
Faculdade de Ciência e Tecnologia em
Engenharia da Universidade de Brasília como
requisito parcial para a obtenção do título de
Bacharelado em Engenharia Automotiva.

Prof. Dr. Fábio Cordeiro de Lisboa
Orientador

Prof. Dr. Fábio Alfaia da Cunha
Coorientador

**Prof. Dr. Alessandro Borges de Sousa
Oliveira**
Convidado 1

Brasília, DF
2025

Lista de ilustrações

Figura 1 – Ciclo Ideal de Otto - Diagramas P-V E T-S	21
Figura 2 – Ciclo Otto Sobrealimentado.....	23
Figura 3 – Ciclo de Atkinson.....	24
Figura 4 – Quatro tempos do ciclo de um motor.. . .	24
Figura 5 – Ciclo Teórico de Otto x Ciclo Real de Otto.....	25
Figura 6 – Curva de Potência e Torque por Rotações. Fonte: Retirado de Galletti(2023).....	27
Figura 7 – Consumo de combustível específico ao freio para o motor TSI e rendimento. Fonte: Modificado de Tosta (2023).....	28
Figura 8 – Tipos de Injeção. Fonte:BRUNETTI (2013).....	30
Figura 9 – Esquematização do Intercooler. Fonte: Traduzido de Garrett (2022). .	31
Figura 10 – Esquematização da válvula <i>Wastegate</i> . Fonte: Modificado de Shrivastava e Davidson (2024)	32
Figura 11 – Razão A/R de um turbocompressor. Fonte: Traduzido de Garrett (2022)	33
Figura 12 – Relação de Trim. Fonte: Traduzido de Garrett (2022).....	34
Figura 13 – Mapa de eficiência do compressor.....	34
Figura 14 – Turbocompressor instalado no motor do Laboratório de Ensaio de Motores-LEM/FGA UnB.....	35
Figura 15 – Resultados para o Compressor comparando os dados da implementação e o mapa do compressor.....	44
Figura 16 – Resultados para a Turbina comparando os dados da implementação e o mapa da turbina.	45
Figura 17 – Resultados para o Compressor comparando os dados da implementação e o mapa do compressor.....	47

Lista de tabelas

Tabela 1 – Características do Motor EA211 1.0 TSI. Fonte: Retirado de Tosta (2023)	36
Tabela 2 – Condições ambientais. Fonte: Retirado de Tosta (2023).	36
Tabela 3 –Parâmetros para cálculo de fluxo de ar necessário	41
Tabela 4 –Parâmetros para cálculo de fluxo de ar necessário	41
Tabela 5 –Cálculo da pressão absoluta	42
Tabela 6 –Parâmetros de pressão absoluta, pressão de saída, pressão de entrada e razão de pressão.	42
Tabela 7 – Parâmetros para cálculo de fluxo de ar necessário.....	43
Tabela 8 – Resultados dos cálculos de fluxo de ar necessário para o compressor	45
Tabela 9 –Parâmetros para cálculo de fluxo de ar necessário.	46
Tabela 10 –Resultados para cálculo de fluxo de ar necessário na turbina e fluxo de gases de escape.	47
Tabela 11 – Parâmetros para cálculo de fluxo de ar necessário na turbina.	48
Tabela 12 –Resultados para cálculo de fluxo de ar necessário na turbina	48
Tabela 13 –Parâmetros para cálculos experimentais	50
Tabela 14 – Valores de resultados experimentais para 2500 RPM.	50
Tabela 15 – Valores de resultados experimentais para 5000 RPM.	51
Tabela 16 – Valores de resultados experimentais para a turbina.....	52
Tabela 17 – Erro calculado para fluxo de ar necessário.....	53
Tabela 18 – Erro calculado para a razão de pressão.....	53
Tabela 19 – Erro calculado para a razão de pressão... ..	54

Lista de abreviaturas e siglas

A/R	Razão Área-Raio
A/F	Razão Ar-Combustível
A/F_{sc}	Razão Ar-Combustível Estequiométrico
A	Área
BSFC	<i>Break Specific Fuel Consumption</i>
C_2H_5OH	Etanol
C_p	Calor específico à pressão constante
C_v	Calor específico à volume constante
CO_2	Gás Carbônico
cv	Cavalo - Vapor
D	Densidade
D_o	Densidade Inicial
EA211	Motor EA211 da <i>Volkswagen</i>
FA	Fluido Ativo
HP	<i>Horse-Power</i>
H_2O	Água
K	Kelvin
kg/s	Quilogramas por segundo
L	Litros
lb/min	Libras por minuto
MIE	Motor de Ignição por Expansão
MIF	Motor de Ignição por Faísca
MM	Massa Molar
m_{ar}	Massa de ar
$\dot{m}_{ar\,nec}$	Fluxo mássico de ar necessário
$\dot{m}_m$	Fluxo mássico da Mistura
m_f	Massa de combustível

$\dot{m}_f$	Fluxo de Combustível
N_2	Gás Nitrogênio
O_2	Gás Oxigênio
P	Pressão
P_{abs}	Pressão Absoluta
PCI	Poder Calorífico Inferior
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PR	Razão de Pressão
$\dot{W}_a$	Potência Aparente
$\dot{W}_e$	Potência Específica
$\dot{W}_i$	Potência Indicada
p-V	Pressão (p) x Volume (v)
psi	<i>Pounds per square inch</i>
Q	Calor
Q_{23}	Calor em 2-3
Q_{41}	Calor em 4-1
Q_h	Calor da fonte quente
Q_u	Calor útil
R	Raio
RPM	Rotações por Minuto
S	Entropia
SFC	<i>Specific Fuel Consumption</i>
SFC	Consumo Específico de Combustível
S_1	Entropia no estágio 1
S_2	Entropia no estágio 2

S_3	Entropia no estágio 3
S_4	Entropia no estágio 4
T-S	Temperatura (T) x Entropia (S)
T_c	Temperatura no Coletor de Admissão
T_{esc}	Temperatura no escape
TSI	<i>Turbo Stratified Injection</i>
U	Energia Interna
U_f	Energia Interna Final
U_i	Energia Interna Inicial
V	Volume
V_1	Volume em 1
V_2	Volume em 2
V_d	Volume Deslocado
Vw	Volkswagen
W	Trabalho
W_c	Trabalho da fonte fria
$\dot{m}_{aradm}$	Fluxo mássico de ar admitido
$\dot{m}_{arf}$	Fluxo mássico de ar final
$\dot{m}_{aro}$	Fluxo mássico de ar inicial
$\dot{m}_{esc}$	Fluxo mássico no escape
$\dot{m}_f$	Fluxo mássico de combustível
η_t	Eficiência Térmica
°C	Graus Celsius
°F	Graus Fahrenheit
X	Número de Processos (4 ou 2 tempos)

Lista de símbolos

π Letra grega Pi

ρ Massa Específica

η Eficiência Volumétrica

Sumário

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Contextualização Histórica	17
1.2	Motivação	18
1.3	Justificativa	19
1.4	Objetivos gerais	19
1.5	Objetivos específicos	19
2	BASE TEÓRICA E REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO	20
2.1	Ciclos Termodinâmicos	20
2.1.1	Ciclo Teórico de Otto	20
2.1.2	Ciclo de Otto Sobrealimentado	22
2.1.3	Ciclo de Atkinson	23
2.2	Motores de Combustão Interna	24
2.2.1	Motores de 4 Tempos	24
2.2.2	Ciclo Teórico x Ciclo Real	25
2.2.3	Parâmetros de performance dos motores	25
2.2.4	Tipos de Injeção	29
2.3	Turbocompressores	30
2.3.1	<i>Intercooler</i>	30
2.3.2	Válvula <i>Waste Gate</i>	31
2.3.3	Razão A/R	32
2.3.4	Trim	34
2.3.5	Mapa de eficiência do compressor	34
3	METODOLOGIA E DIMENSIONAMENTO	35
3.1	Caracterização do Turbocompressor	35
3.2	Mecanismo de Dimensionamento Matemático para Razão de pressão	35
3.2.1	Fundamentação para o dimensionamento do compressor e da turbina	35
3.2.1.1	Compressor	35
3.2.1.2	Turbina	37
3.3	Preparação dos Dados Experimentais	38
3.3.1	Aquisição dos Mapas de Eficiência do Compressor e da Turbina	38

3.3.2	Preparação dos dados experimentais para comparação	38
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	41
4.1	Resultados	41
4.1.1	Implementação do Dimensionamento do Compressor para o motor EA211	41
4.1.2	Implementação do Dimensionamento da Turbina para o motor EA211	45
4.1.3	Resultados Experimentais	49
4.1.3.1	Cálculos experimentais para o compressor	50
4.1.3.2	Cálculos experimentais para a turbina	52
	Discussão.	53
5	CONCLUSÃO.	55
	REFERÊNCIAS.	56
	APÊNDICES	59
.1	A1	60
.2	A2	61

"O senhor respondeu: 'Muito bem, servo bom e fiel! Você foi fiel no pouco, eu o porei sobre o muito. Venha e participe da alegria do seu senhor!'- Matheus 25:23 (Bíblia Sagrada, Matheus 25, 23)

Resumo

O presente Trabalho de Conclusão de Curso buscar validar o método analítico de dimensionamento de turbocompressores aplicando este em um modelo numérico computacional e colocando os resultados obtidos na implementação e validando-os através de dados reais obtidos em dinamômetro de chassi do motor EA211 170 TSI. O objetivo deste estudo foi validar experimentalmente através de um modelo numérico computacional da implementação do método analítico de dimensionamento de turbocompressores. Para tanto, foi realizada a revisão bibliográfica e construído uma base teórica focada na termodinâmica, arquitetura de motores e turbocompressores. A metodologia adotada foi a preparação dos dados experimentais e apresentação das equações do método analítico que seriam reproduzidas no modelo numérico computacional. Os resultados demonstram que o método analítico é estável para o dimensionamento de turbocompressores, uma vez ao ser confrontado com dados reais obtidos experimentalmente, demonstrou um comportamento com ordens de grandeza de erro inferiores a 12 %. Por fim, os resultados obtidos são discutidos e são feitas as conclusões pertinentes.

Palavras-chave: Turbocompressores, Dimensionamento.

Abstract

The present Graduation Thesis aims to validate the analytical method for turbocharger sizing by applying it to a computational numerical model and comparing the obtained results with real data from a chassis dynamometer test of the EA211 170 TSI engine. The objective of this study was to experimentally validate, through a computational numerical model, the implementation of the analytical method for turbocharger sizing. To this end, a literature review was conducted, and a theoretical foundation was established, focusing on thermodynamics, engine architecture, and turbochargers. The adopted methodology involved preparing the experimental data and presenting the equations of the theoretical method to be reproduced in the computational numerical model. The results demonstrate that the analytical method is stable for turbocharger sizing, as it exhibited conformable results in terms of errors, not passing on 12 %, when compared with real experimental data. Finally, the obtained results are discussed, and relevant conclusions are drawn.

Key-words: Turbochargers, Sizing.

1 Introdução

1.1 Contextualização Histórica

No final do século XVIII, com o advento da 1ª Revolução Industrial na Inglaterra, fomentou-se o desenvolvimento de estudos a respeito de máquinas térmicas. Para que houvesse o aprimoramento do funcionamento das máquinas, deu-se início ao estudo focado nos ciclos termodinâmicos, buscando compreender o total funcionamento e almejando atingir o máximo rendimento possível dessas máquinas.

Durante a 1ª Revolução Industrial, era utilizado o carvão mineral como fonte de alimentação para obter a energia térmica. Já na 2ª Revolução Industrial houve a troca do carvão, que alimentava os motores a vapor, por combustíveis fósseis derivados de petróleo, aplicados nos motores de combustão interna. Por consequência dessa mudança, aprofundaram-se os estudos relacionados à motores de combustão interna. Os principais pesquisadores que deram origem aos dois mais conhecidos ciclos teóricos aplicados na arquitetura de motores de combustão interna, são os ciclos de Nikolaus Otto e Rudolph Diesel.

Segundo a [BBC \(2013\)](#), em 1927, as emissões de carbono a partir da queima de combustível fóssil com a industrialização alcançam 1 bilhão de toneladas ao ano. Ainda segundo a [BBC \(2013\)](#), em 1958, Charles David Keeling consegue, utilizando um equipamento próprio, medir sistematicamente o CO_2 na atmosfera a partir de Mauna Loa, no Havaí e na Antártica, e dentro de 4 anos, o projeto demonstrou que, de fato, o nível de CO_2 está aumentando. Em 1972, é feita a primeira conferência da ONU sobre meio ambiente em Estocolmo, entretanto o tema não foi amplamente discutido. A crise global de petróleo, em 1973, que causou a escassez do produto e fez o preço do barril aumentar, impulsionou a sociedade em busca de alternativas à gasolina e ao óleo diesel ([BOSCH \(2023\)](#)).

No Brasil, houve, em meados dos anos 70, a criação do Programa Nacional do Alcool, mais conhecido com Pró-Alcool. O ProAlcool foi desenvolvido para evitar o aumento da dependência externa de divisas quando dos choques de preço de petróleo. De 1975 a 2000, foram produzidos cerca de 5,6 milhões de veículos a etanol hidratado. Além disso, o programa substituiu por uma fração de etanol anidro (entre 1,1 e 25 %) um volume de gasolina pura consumida por uma frota superior a 10 milhões de veículos a gasolina, evitando assim, nesse período, emissões de CO_2 na ordem de 110 milhões de toneladas de carbono ([BioDieselBr \(2006\)](#)). Vale ressaltar que atualmente, o percentual de adição de etanol anidro em um volume de gasolina é de 27%.

1.2 Motivação

Como fruto das regulamentações para redução das emissões aliada à demanda de veículos com motores menores, propicia-se um cenário de mercado favorável para o emprego de turbocompressores, caminhando no rumo do aumento da eficiência energética. Segundo [Costantin \(2017\)](#), utilizando turbocompressores, é possível fazer com que motores menores alcancem potências maiores, sendo possível ainda ser reduzido o consumo e as emissões atmosféricas. Segundo [Tosta \(2023\)](#), o turbocompressor é um componente que utiliza a energia que seria desperdiçada pelos gases de escape, aproveitando a pressão e temperatura, para aumentar a quantidade de ar admitido e, portanto, melhorar a eficiência do motor.

Alinhada à proposta da implementação de turbocompressores, existe ainda a tendência do chamado *downsizing*, que consiste justamente na redução dos motores. Sabe-se por [BRUNETTI \(2013\)](#), que o motor de ignição por faísca (Ciclo Teórico de Otto) tem melhor rendimento em regime de carga plena. Nesse sentido, a adição de turbocompressores auxilia fornecendo uma vazão de ar superior, promovendo uma melhora na eficiência, e por consequência, deixando os veículos mais eficientes. Diante disso, a implementação combinada de turbocompressores em motores *downsizing* alimentados à etanol mostra-se como um norte promissor.

Além disso, segundo a Empresa de Pesquisa Energética [EPE \(2018\)](#), em vista da iminente transição energética, que está se consolidando no cenário global, com o intuito de reduzir as emissões de gás carbônico (CO_2), o setor de transporte será profundamente afetado. O aspecto principal, que é um impasse para o setor de transportes, é a necessidade de conciliação entre a segurança energética, isso é garantir o atendimento da demanda com menor impacto, e a sustentabilidade socioambiental.

No sentido da procura pelo aumento da eficiência energética, a transição energética da frota à combustão para a 100 % energética para os híbridos flex como destacou o vice-presidente de Assuntos Regulatórios da Stellantis, João Irineu Medeiros em um podcast sobre os caminhos para zerar as emissões na Indústria Automotiva. Segundo ele, como os veículos 100 % elétricos ainda têm custo muito elevado, devido ao preço das baterias, e não contam com a necessária infraestrutura de recarga, a eletrificação da frota nacional é um processo que demanda tempo para se difundir. Dessa forma, ainda segundo ele, a hibridização, baseada em veículo FlexFuel com propulsão combinada com eletrificação, é uma rota tecnológica de descarbonização melhor, mais rápida e mais segura para o Brasil ([TERRA \(2023\)](#)).

Em vista desse cenário, o governo federal lançou o programa Rota 2030, que oferece incentivos fiscais para empresas do setor automotivo que investem em pesquisa, desenvolvimento e inovação tecnológica. Uma das áreas abordadas pelo programa é a eficiência

Capítulo 1. Introdução

energética dos veículos estabelecendo requisitos e metas para a comercialização e importação de novos veículos. Nesse sentido, a validação de um modelo numérico computacional para dimensionamento de turbocompressores possui um papel fundamental para a seleção adequada para os motores.

1.3 Justificativa

Em vista do modelo apresentado e da aplicação desenvolvida por [Costantin \(2017\)](#), optou-se por fazer a revisão do modelo e replicação do modelo para o motor EA211 170 TSI, visando validar o modelo utilizando dados experimentais do turbocompressor do motor EA211 170 com um modelo numérico computacional que utiliza o modelo analítico de [Costantin \(2017\)](#) com base para os cálculos.

1.4 Objetivos gerais

O objetivo geral deste trabalho de conclusão de curso é validar com dados experimentais de um motor EA211 170 TSI, um modelo numérico computacional construído através de parâmetros calculados analiticamente.

1.5 Objetivos específicos

- Revisar a literatura existente sobre dimensionamento de turbocompressores e análise de desempenho de motores, com foco nas aplicações relevantes ao motor EA211 170 TSI;
- Realizar uma análise detalhada do modelo atual de dimensionamento do turbocompressor do motor EA211 170 TSI a partir da validação experimental;
- Desenvolver um modelo numérico computacional para validar o sobrealimentador do motor EA211 170 TSI.
- Documentar e apresentar os resultados do estudo de forma clara e objetiva, destacando as contribuições do modelo proposto para a otimização do desempenho do motor EA211 170 TSI.

2 Base Teórica e Referencial Bibliográfico

Para o dimensionamento de um sistema de sobrealimentação são necessários conhecimentos de termodinâmica, mecânica dos fluidos, além de conhecimentos específicos sobre motores de combustão interna e turbocompressores. Como este trabalho pretende validar o modelo de dimensionamento de um turbocompressor e aplicar este mesmo modelo para o motor EA211 170 TSI, serão explanados abaixo tais conhecimentos para que haja a compressão completa dos fundamentos teóricos que envolvem este dimensionamento.

2.1 Ciclos Termodinâmicos

ÇENGEL (2013) divide os ciclos termodinâmicos em ciclos de potência e ciclos de refrigeração. Como o foco deste trabalho diz respeito a um motor de combustão interna, trata-se de um ciclo de potência. As máquinas térmicas são classificadas como máquinas de combustão interna ou externa, dependendo de como o calor é fornecido para o fluido. No caso dos motores de combustão interna, o calor é fornecido pela queima do combustível dentro das fronteiras do sistema.

BRUNETTI (2013) diz que durante o funcionamento de um motor, o fluido ativo (FA) é submetido a uma série de processos físicos e químicos, que se repetem periodicamente, dando início ao ciclo do motor, que é representado pelo diagrama pressão x volume (Diagrama P-V), que é obtido através de um instrumento chamado indicador de pressão.

Existem dois ciclos teóricos que são adotados para aproximar o comportamento dos ciclos reais de motores de combustão interna. São eles o ciclo de adição de calor à volume constante e o ciclo de adição de calor à pressão constante. O ciclo de adição de calor à volume constante é conhecido como ciclo teórico de Otto, por ter sido desenvolvido por Nikolaus Otto e o ciclo de adição à pressão constante é conhecido como ciclo teórico de Diesel, por ter sido desenvolvido por Rudolph Diesel.

2.1.1 Ciclo Teórico de Otto

O ciclo teórico de Otto consiste em um ciclo termodinâmico de adição de calor à volume constante composto por 4 processos. Esses processos são representados por dois diagramas: diagrama P-V e diagrama T-S. Esses são mostrados na figura 1.

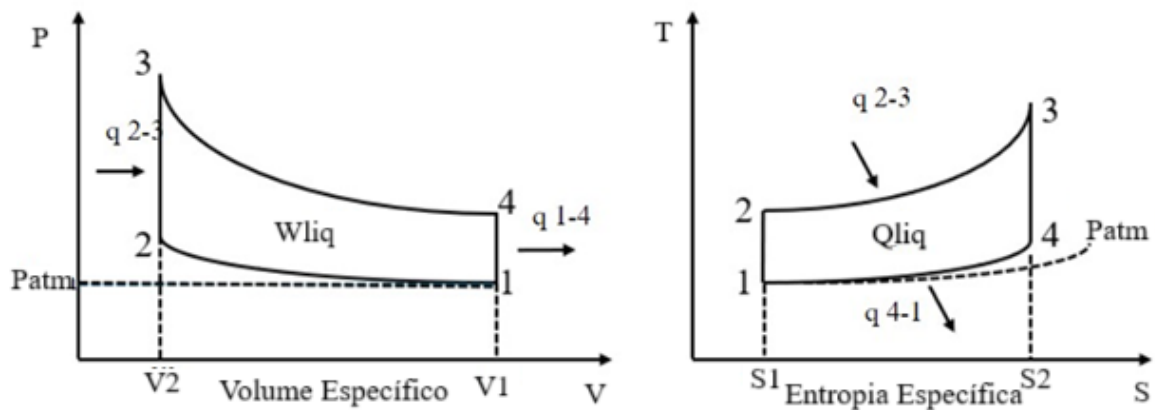


Figura 1 – Ciclo Ideal de Otto - Diagramas P-V E T-S.

Os processos são assim descritos:

- 1-2 -> Compressão isentrópica: No diagrama P-V, esta curva dada a partir da relação mostrada na equação 2.1. Nesse caso, k é a razão entre os calores específico a pressão constante (C_p) e a volume constante (C_v), enquanto no diagrama T-S é uma reta vertical indicando que a compressão (redução do volume mostrada no diagrama P-V é isentrópica, ou seja, não há variação na entropia, apenas aumento de temperatura. Vale ressaltar ainda que o trabalho do ciclo é numericamente igual a área entre os ciclos e que nesse caso, $V_2 - V_1$ representa o trabalho de compressão.

$$pV^k = cte \quad (2.1)$$

- 2-3-> Fornecimento de calor a volume constante: No trecho 2-3, o calor é fornecido ao sistema é considerado isocórico, ou com volume constante. Por isso, no diagrama P-V, este é representado por um aumento de pressão sem alteração no volume. No diagrama T-S, a área sob a curva entre S_2 e S_3 é proporcional ao calor fornecido ao sistema, sendo nesse caso positivo.
- 3-4-> Expansão isentrópica: No diagrama P-V para o ciclo 3-4, que é o de expansão isentrópica, a área sob a curva entre os pontos 3 e 4 corresponde ao trabalho de expansão que é positivo. Já no diagrama T-S, é mostrado um decaimento de temperatura em razão da expansão com entropia constante, portanto trata-se de fato de uma expansão isentrópica.
- 4-1-> Rejeição de calor a volume constante: Para este trecho, têm-se a rejeição de calor. No diagrama P-V, há uma redução brusca da pressão à volume constante. E no diagrama T-S, a rejeição de calor é mensurada através da área entre S_4 e S_1 , sendo essa área proporcional ao calor rejeitado.

Assim, o trabalho realizado no ciclo é dado pela equação 2.2 da área 1-2-3-4 do diagrama P-V.

$$W_c = W_{exp} - W_{comp} \quad (2.2)$$

E o calor útil no ciclo é dado pela área 1-2-3-4 do diagrama T-S, mostrada pela equação 2.3.

$$Q_u = Q_{23} - Q_{41} \quad (2.3)$$

Assim, tratando exclusivamente da análise termodinâmica, desconsiderando a admissão e o escape, têm-se a Primeira Lei da Termodinâmica, desprezando os efeitos de energia cinética e energia potencial, enunciada pela equação 2.4.

$$Q - W = U_f - U_i \quad (2.4)$$

Onde:

- Q: é o calor;
- W: é o trabalho;
- U_f : é a energia interna final;
- U_i : é a energia interna inicial.

Pela Segunda Lei da Termodinâmica verifica-se a impossibilidade de se aproveitar todo o calor fornecido pela fonte quente e esse fato leva à definição da eficiência térmica (η_t) de um motor térmico cíclico (BRUNETTI, 2013) que pode ser verificada pela equação 2.5.

$$\eta_T = \frac{W_c}{Q_h} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}} \quad (2.5)$$

2.1.2 Ciclo de Otto Sobrealimentado

Segundo Martins (2006), o ciclo de Otto sobrealimentado apresenta uma zona chamada de zona de lavagem, que adiciona o escape e admissão, sendo uma área positiva acrescentada à área do ciclo de Otto convencional. Ou seja, é acrescentado um trabalho positivo que é acrescentado ao ciclo. O ciclo de Otto sobrealimentado pode ser visto através da figura 2.

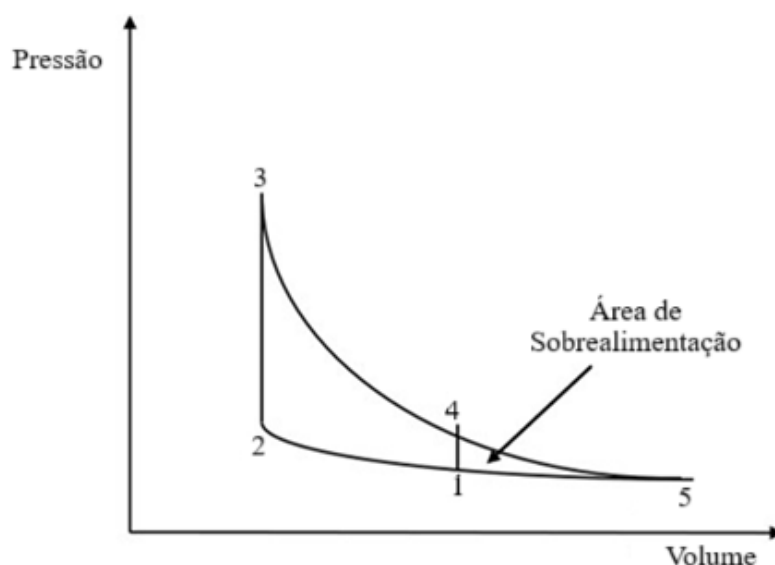


Figura 2 – Ciclo Otto Sobrealimentado.

2.1.3 Ciclo de Atkinson

Para a aplicação em motores de combustão reais, o ciclo sofre algumas alterações. Essas alterações são mostradas no tópico de Motores de Combustão Interna. Para os motores que utilizam sobrealimentação foi proposto um outro ciclo chamado de Ciclo de Atkinson.

No ciclo proposto por Atkinson, através da adição de links à cadeia cinemática básica de um motor (mecanismo *multilinhas*), a etapa de expansão se prolonga até a pressão barométrica, com o intuito de extrair todo o trabalho potencial disponível nos gases de trabalho do cilindro, ao mesmo tempo que as etapas de admissão e compressão continuam iguais às do ciclo teórico de Otto considerando as etapas de admissão e escape (HENAOCASTAÑEDA, 2019).

Henao-Castañeda (2019) cita Gheorghiu (2016) que descreve a possibilidade de que a redução de emissões pode ser possível associando o ciclo de Atkinson combinados com a utilização de turboalimentadores de alta pressão. O ciclo de Atkinson pode ser visto na figura 3

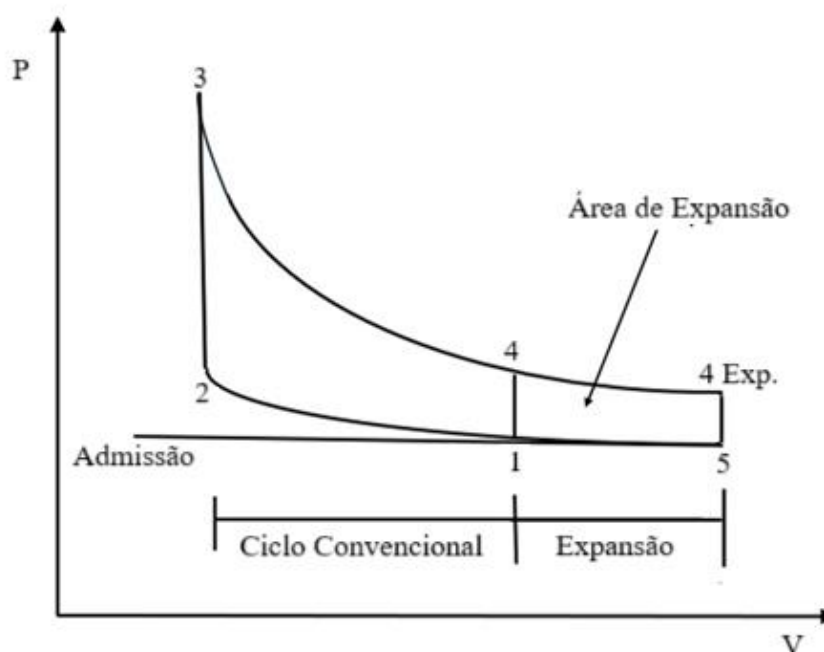


Figura 3 – Ciclo de Atkinson.

2.2 Motores de Combustão Interna

2.2.1 Motores de 4 Tempos

Os motores de combustão interna reais são classificados de diversas formas. Entre as principais formas de motores alternativos de 4 tempos estão motores de ignição por faísca (MIF) e motores de ignição espontânea (MIE). No caso de estudo do motor VW EA211 170 TSI, temos o caso de um motor de ignição por faísca alternativo de 4 tempos. Os quatro tempos são mostrados na figura 4.

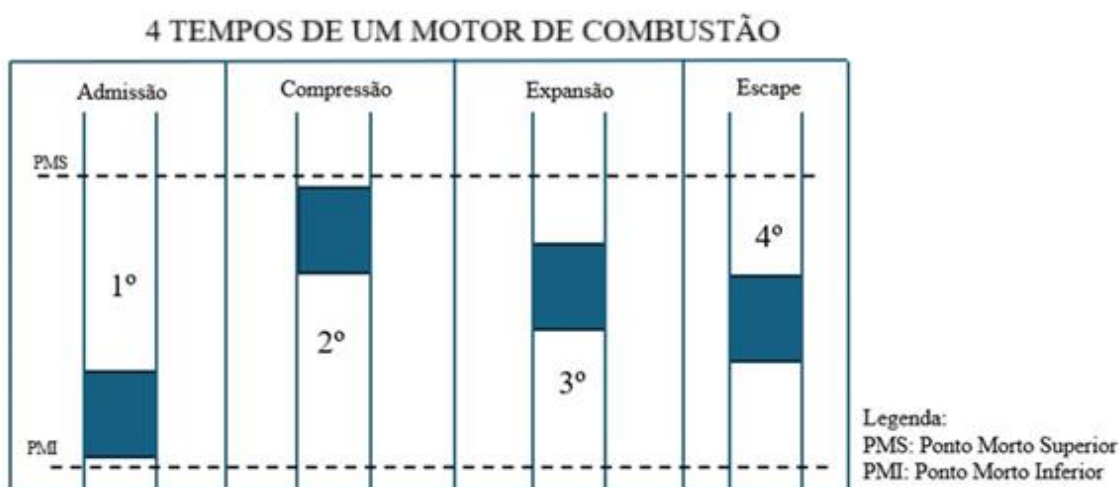


Figura 4 – Quatro tempos do ciclo de um motor.

2.2.2 Ciclo Teórico x Ciclo Real

O ciclo experimentado pelos motores de ignição por faísca se aproxima do ciclo teórico de Otto. Entretanto, existem algumas incompatibilidades. Os ciclos reais são traçados através de indicadores de pressões. Os ciclos teóricos consideram processos termodinâmicos ideais, ou seja, compressões isocóricas, expansões adiabáticas, rejeições de calor a volume constante, adicionado ao fato de o ciclo teórico considerar a perfeita conservação da energia, sem levar em conta as perdas, porém nos ciclos reais, a reprodução destes processos ideais não é percebida devido às condições do sistema. Além disso, como os ciclos reais são obtidos através de indicadores de pressão, esses não possuem calibração ideal para que o dado obtido experimentalmente seja igual ao teórico, explicando assim as diferenças entre os dois ciclos. A comparação entre o ciclo real e o ciclo teórico pode ser vista na figura 5. Na figura, consegue-se perceber que enquanto no ciclo teórico (representado à esquerda da imagem) a adição e rejeição de calor são representadas por processos isovolumétricos, que são processos em que é feita a compressão e posterior expansão de forma que não seja alterado o volume durante o processo. Em contrapartida, no processo real (representado pela figura à direita), os processos de compressão e combustão são quase que mesclados e o mesmo acontece com a expansão, sendo que os processos de adição e rejeição de calor, representados pelas extremidades das linhas que representam o processo são, são pontuais, sendo processos em que a variação de pressão é quase imperceptível.

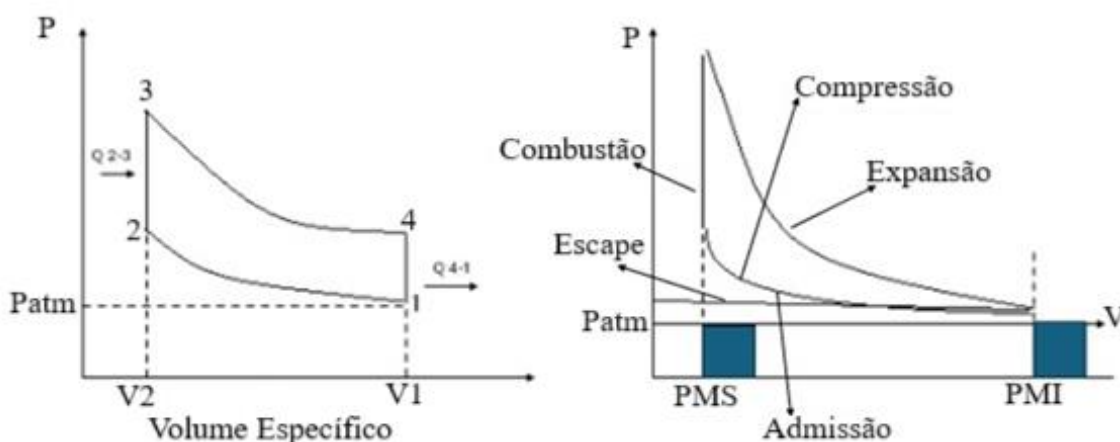


Figura 5 – Ciclo Teórico de Otto x Ciclo Real de Otto.

Na figura 5, no ciclo real aparecem duas terminologias importantes: PMS e PMI. O PMS é o Ponto Morto Superior, sendo esse o ponto de amplitude máxima do movimento do pistão do motor ao subir e o PMI é o Ponto Morto Inferior que é o ponto de amplitude mínima do motor ao recuar.

2.2.3 Parâmetros de performance dos motores

O torque é a grandeza física que permite ao motor realizar trabalho. Nesse sentido, quando maior o torque maior o potencial de trabalho e para que se consiga maximizar o torque

buscando o aumento da eficiência do motor. O torque ser calculado como através da equação 2.6.

$$\text{Torque} = \frac{\text{Potência (60)}}{2\pi(\text{Rotações})} \quad (2.6)$$

Assim segundo Tosta (2023), a potência é a quantidade de trabalho por unidade de tempo, sendo observadas as potências efetiva, indicada e de atrito. A potência efetiva ($\dot{W}_e$) desenvolvida por um eixo por ser calculada isolando a potência na equação 2.6.

$$\dot{W}_e = T x \omega \quad (2.7)$$

Onde

- $\dot{W}_e$ é a potência efetiva;
- T é o torque;
- ω é a velocidade angular.

A potência indicada é calculada através da equação 2.8.

$$\dot{W}_i = W \frac{\text{Rotações}}{X} \text{Cilindradas} \quad (2.8)$$

Onde

- $\dot{W}_i$ é a potência indicada;
- W é o trabalho realizado pelo motor;
- Rotações são as rotações do motor em RPM;
- X é a característica do motor sendo igual a 1 para motores 2 Tempos e 2 para motores 4 Tempos;
- Cilindradas é o número de cilindradas do motor.

E por último a potência de atrito é a diferença entre a potência indicada e a efetiva. Mostrada na equação 2.9

$$\dot{W}_a = \dot{W}_i - \dot{W}_e \quad (2.9)$$

A curva de Torque e de Potência por Rotações é um importante parâmetro que o conhecimento do motor. Galletti (2023) através de ensaio em dinamômetro de chassi, conseguiu extrair as curvas de Potência e Torque por Rotações do motor EA211 170 TSI. A curva é mostrada na figura 6.

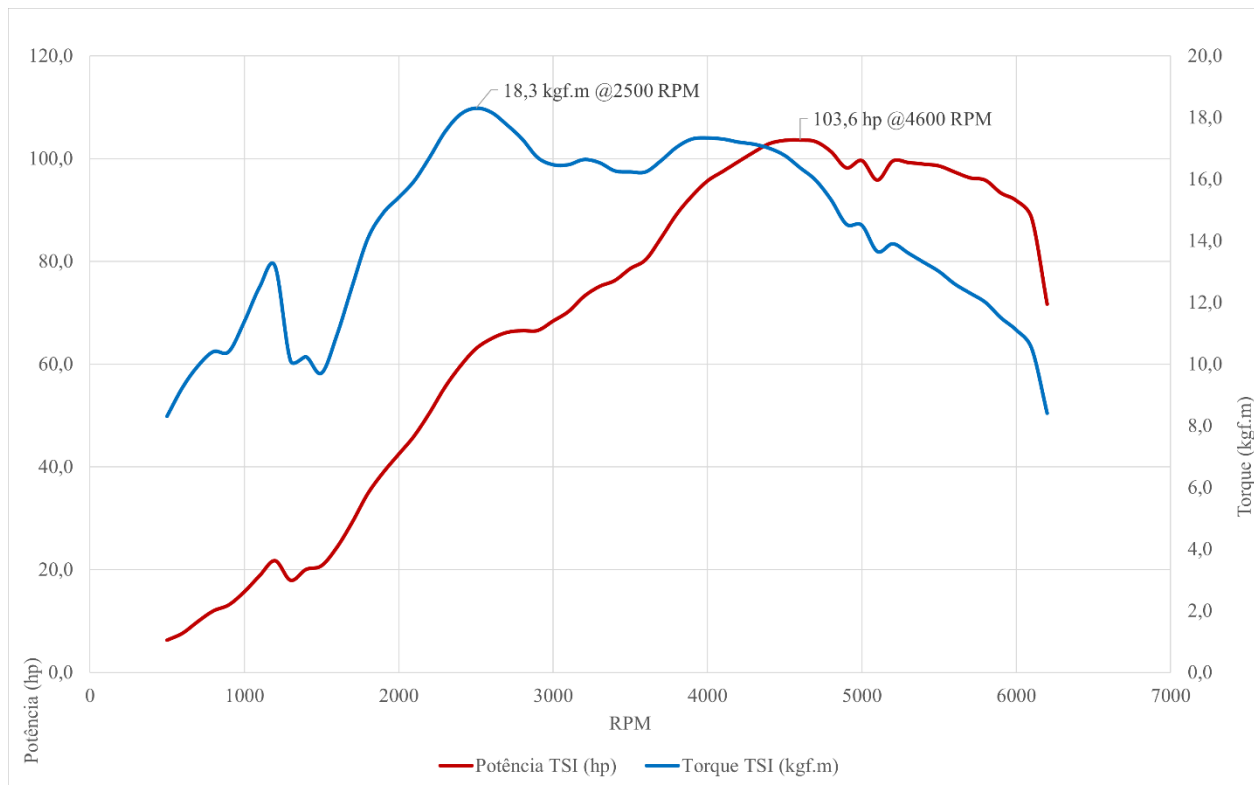


Figura 6 – Curva de Potência e Torque por Rotações. Fonte: Retirado de Galletti (2023)

Outro parâmetro importante de performance dos motores é o consumo específico (*Specific fuel consumption*)(SFC). Este pode ser calculado pela equação 2.10.

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \quad (2.10)$$

O consumo específico de combustível é um parâmetro fundamental, uma vez que este mede a razão entre o fluxo mássico de combustível e a energia mecânica desenvolvida a partir desse fluxo mássico. Assim, é um importante parâmetro para avaliar a eficiência dos motores.

Tosta (2023), através de dados experimentais obtidos em dinamômetro de chassi, mostrou o consumo específico ao freio (BSFC - *Break Specific Fuel Consumption*) e rendimento por rotação para o motor turboalimentado (TSI). A figura 7 demonstra que o consumo do motor EA211 TSI e seu rendimento.

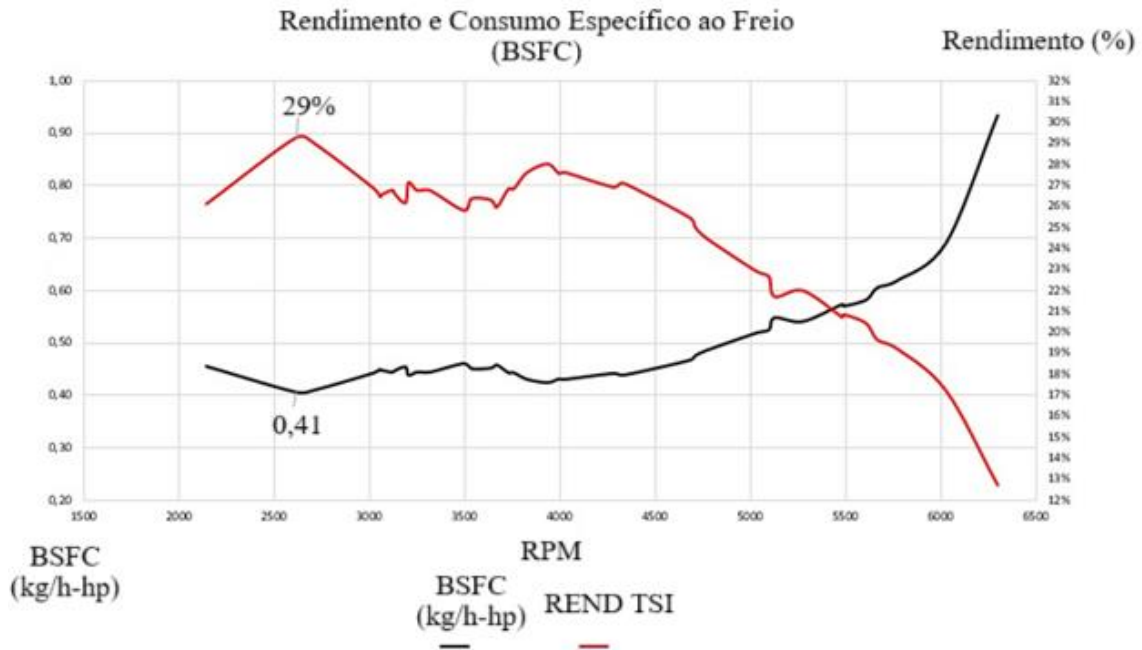
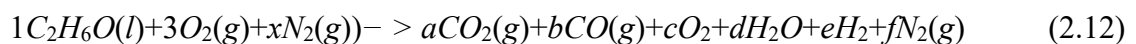


Figura 7 – Consumo de combustível específico ao freio para o motor TSI e rendimento. Fonte: Modificado de Tosta (2023)

Outra relação essencial é a razão Ar-Combustível (do inglês *Air-Fuel Ratio* (A/F)). A razão A/F é a razão entre a vazão mássica de ar pela vazão mássica de combustível. Ela pode ser obtida a partir do balanceamento da equação química de combustão completa do combustível e cálculo das vazões. Para o presente trabalho, será utilizado o etanol. Assim, considerando que se tem um parâmetro importante a ser considerado que é lambda. Lambda é igual a razão entre a razão A/F e a razão A/F_{sc} (que a razão Ar-Combustível estequiométrica. A equação 2.11 mostra o cálculo de lambda. Assim, considerando o caso em que há dissociação, que é o caso mais geral, pode-se exibir pela equação estequiométrica com dissociação 2.12 apresentada por Martins (2006).

$$\lambda = \frac{A/F}{A/F_{sc}} \quad (2.11)$$



Assim, as balancear obtêm que $x = 11,3$, $a = 1$, $b = 1$, $c = 2$, $d = 1$, $e = 2$, $f = 11,3$. Desse modo, calculando a massa de combustível (2.14) e a massa de ar (2.13) têm-se que o resultado do A/F na equação 2.15:

$$m_{ar} = 3(16)(2) + (11,3)(14)(2) = 412,4 \text{ kg/mol} \quad (2.13)$$

$$m_f = 1(12)(2) + 1 * (1)(6) + 1(16) = 46 \text{ kg/mol} \quad (2.14)$$

$$\frac{A}{F} = \frac{m_{ar}}{m_f} = 9 : 1 \quad (2.15)$$

Com a razão de 9:1 aproximadamente, são necessárias 9 partes de ar para a combustão de 1 parte de etanol em massa. Essa medida é chamada de razão ar-combustível estequiométrica.

Para o cálculo do rendimento termodinâmico é necessário ainda um outro importante conceito que é o Poder Calorífico Inferior (PCI). Segundo [Energy \(2024\)](#), o poder calorífico inferior equivale à quantidade de calor liberado quando um material entra em combustão. O PCI pode ser calculado através da equação de Dulong-Petit mostrada como equação 2.16.

$$PCI = 32,790[C] + 119,970\left[[H] - \frac{[O]}{8}\right] + 9,250[S] - 2,512[H_2O] \quad (2.16)$$

Onde por exemplo, $[C]$, $[H]$, $[O]$, $[S]$ e $[H_2O]$ podem ser calculados através da multiplicação do número de átomos de determinado elemento e a massa molar do elemento divididos pela massa molar do combustível. Abaixo foi feito o cálculo para o etanol (C_2H_6O), objeto deste trabalho.

$$MMC_{C_2H_6O} = 2(12) + 6(1) + 16 = 46 \text{ kg/mol} \quad (2.17)$$

$$[C] = \frac{2(12)}{46} = 0,52 \quad (2.18)$$

$$[H] = \frac{6(1)}{46} = 0,13 \quad (2.19)$$

$$[O] = \frac{1(16)}{46} = 0,34 \quad (2.20)$$

$$PCI = 32,790(0,52) + 119,97(0,13) - \frac{0,34}{8} = 27,54 \text{ MJ/kg} \quad (2.21)$$

E o rendimento termodinâmico pode ser calculado pela equação 2.22.

$$\eta_T = \frac{1}{(SFC)(PCI)} \quad (2.22)$$

2.2.4 Tipos de Injeção

Existem dois tipos principais de injeção de combustível em motores de combustão interna: a injeção indireta e a injeção direta. Na injeção indireta de combustível, o combustível é injetado no coletor de admissão e o encontro com o ar se dá antes da entrada na câmara de combustão. Já na injeção direta de combustível, a injeção ocorre no interior da câmara de combustão e a mistura é feita dentro da câmara. Assim, as estruturas presentes na cabeça do pistão auxiliam na formação da mistura ar combustível. Na figura 8 é possível ver a diferença de tipos de injeção. A injeção trabalhada é a localizada à direita na figura.

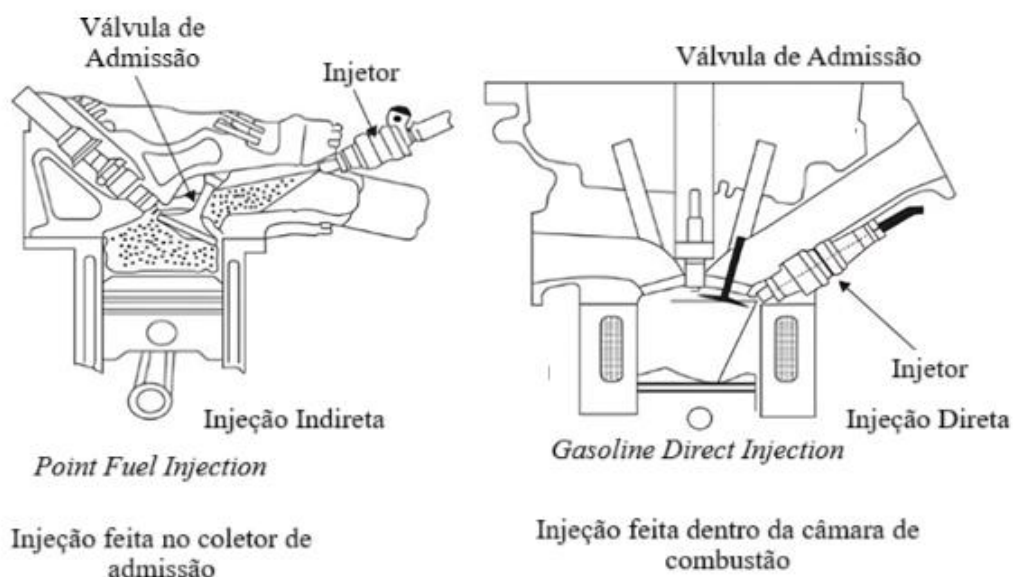


Figura 8 – Tipos de Injeção. Fonte: [BRUNETTI \(2013\)](#).

2.3 Turbocompressores

As máquinas de fluxo podem ser classificadas de modo amplo. Os dispositivos de fluxo que direcionam o fluido com pás ou aletas, ou palhetas, fixadas num elemento rotativo são denominadas turbo máquinas ([FOX, 1995](#)). Os turbocompressores são dispositivos empregados em motores de combustão interna para melhorar a eficiência da combustão. Consistem em dois componentes principais: a turbina e o compressor. A turbina é a responsável por aproveitar a energia cinética dos gases de escape para rotacionar um eixo que conecta a turbina ao compressor. Com a rotação do eixo, o compressor admite ar e adiciona ao ar admitido, fornecendo maior fluxo mássico de ar para a mistura.

2.3.1 Intercooler

Segundo [Silva \(2008\)](#), o intercooler é um trocador de calor compacto de fluxo cruzado. Tendo este equipamento a função de resfriar o ar, que após passar pelo compressor, necessita de aumento de densidade para entrar na câmara de combustão. O trocador de calor mais simples é aquele no qual os fluidos quente e frio se movem numa mesma direção ou em direções opostas ([INCROPERA, 1992](#)). Esse último é o tipo de fluxo cruzado do intercooler. A esquematização do intercooler pode ser mostrada na figura 9.

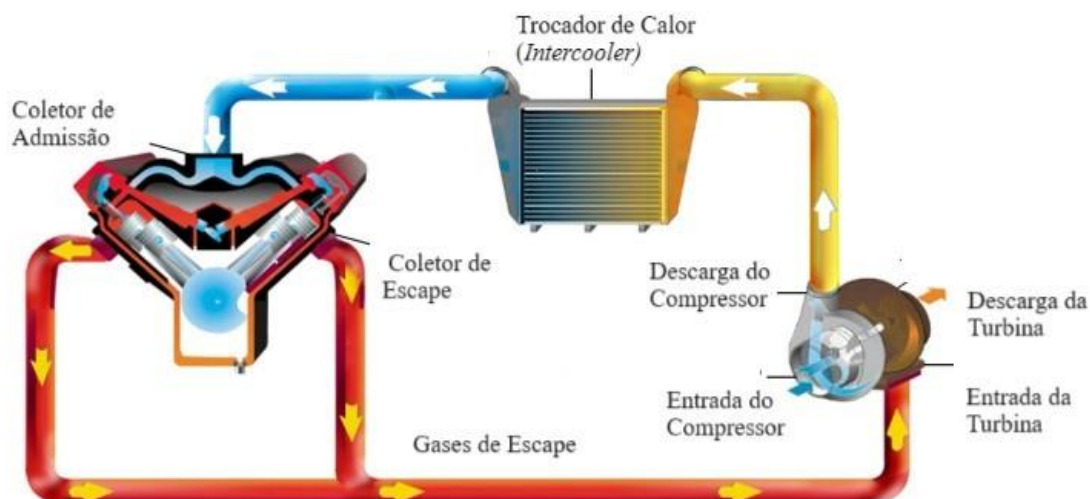


Figura 9 – Esquematização do Intercooler. Fonte: Traduzido de [Garrett \(2022\)](#).

2.3.2 Válvula *Waste Gate*

A válvula *Waste Gate* é a válvula responsável por garantir que a pressão na turbina e permita que o compressor continue girando. [Shrivastava e Davidson \(2024\)](#) diz que esta é responsável pelo aumento do atraso de resposta ou *lag*. Segundo [Shrivastava e Davidson \(2024\)](#), a *Wastegate* é uma válvula que facilita a passagem de parte dos gases de escape diretamente do coletor de escape para o escapamento. Isso reduz a velocidade do turbo, além de, principalmente, reduzir a temperatura de pico do cilindro e por consequência a formação de óxidos de nitrogênio, composto este formado quando existem pontos quentes dentro da câmara de combustão. A esquematização da válvula *Wastegate* é mostrada na figura 10. [Shrivastava e Davidson \(2024\)](#) diz que a posição da válvula *Wastegate* afeta a distribuição do escoamento entre a turbina e a saída *wastegate*. Quando a válvula está fechada, o escoamento é todo direcionado para o rotor da turbina. Assim, o mecanismo da válvula *wastegate* age como um regulador de escoamento e consequentemente de pressão para a turbina.

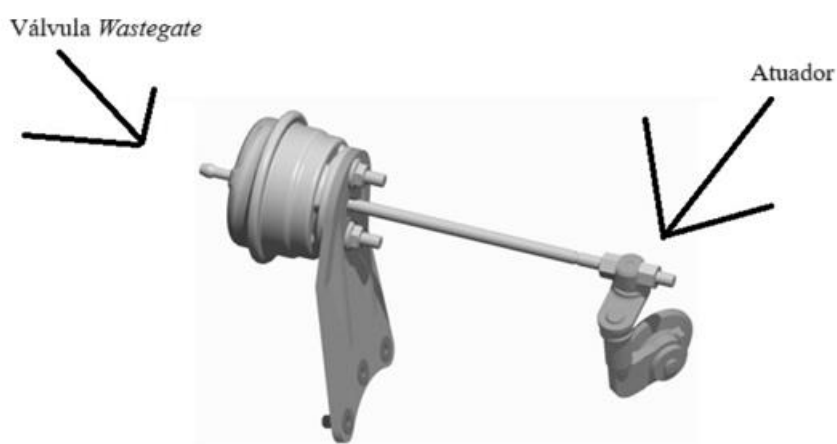


Figura 10 – Esquematização da válvula *Wastegate*. Fonte: Modificado de [Shrivastava e Davidson \(2024\)](#)

Na figura 10, percebe-se a válvula propriamente dita e o atuador eletrônico que faz com que ela se abra. Esse controle atualmente é feito eletronicamente, mas já funcionou através de atuadores mecânicos como válvulas *By-pass*, que são válvulas ativadas que só permitem o fluxo em um sentido.

2.3.3 Razão A/R

Olhando a partir do flange de admissão da turbina, percebe-se que a seção da entrada de ar é reduzida e no ponto de encontro entre a entrada de ar e a voluta é chamada de *tongue*. Nessa região é calculada a área da seção transversal. À essa área dá-se o nome de área A. E a partir do centroide desta área até a linha de centro da voluta é calculado um raio denominado raio R. A razão entre a área A e o raio R é chamada de razão A/R ([GARRETT, 2017](#)). Ainda segundo [Garrett \(2017\)](#), em um turbocompressor, uma razão A/R pequena, o fluxo mássico é acelerado ao passar pela seção transversal reduzida, o que acelera o escoamento, otimizando a resposta do turbocompressor fornecendo um aumento de potência em marcha lenta e em carga plena, interfere na respiração do motor. Da mesma forma, se a razão A/R for grande, o turbocompressor irá acelerar mais lentamente e afetará a resposta de aumento de potência em marcha lenta. Entretanto em carga plena, a restrição é reduzida e o ganho de potência é maximizado. Nesse sentido, a razão A/R é um importante parâmetro de performance e essencial à ser considerado no dimensionamento de turbocompressores automotivos. A figura 11 demonstra a área A e o raio R.

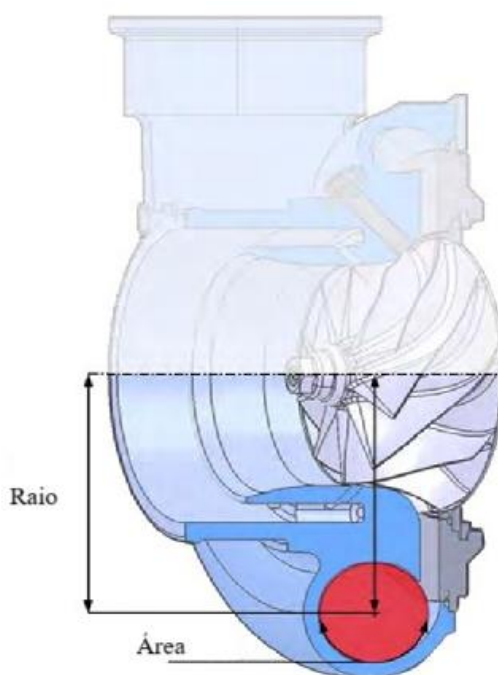


Figura 11 – Razão A/R de um turbocompressor. Fonte: Traduzido de [Garrett \(2022\)](#).

2.3.4 Trim

A relação Trim é outra importante a relação a ser considerada para o dimensionamento de turbocompressores automotivos. A relação de Trim é dada pela razão entre ao diâmetro externo e interno da turbina ou do compressor. O diâmetro interno é denominado indutor e o externo é denominado exdutor A equação 2.23 mostra como o *trim* pode ser calculado.

$$Trim = \frac{(Indutor)^2}{(Exdutor)^2} 100 \quad (2.23)$$

Esta relação é importante, pois demonstra a relação de redução do fluxo do escoamento, uma vez que com a redução do diâmetro, o escoamento é estrangulado.

A figura 12 demonstra esquematicamente a relação Trim.

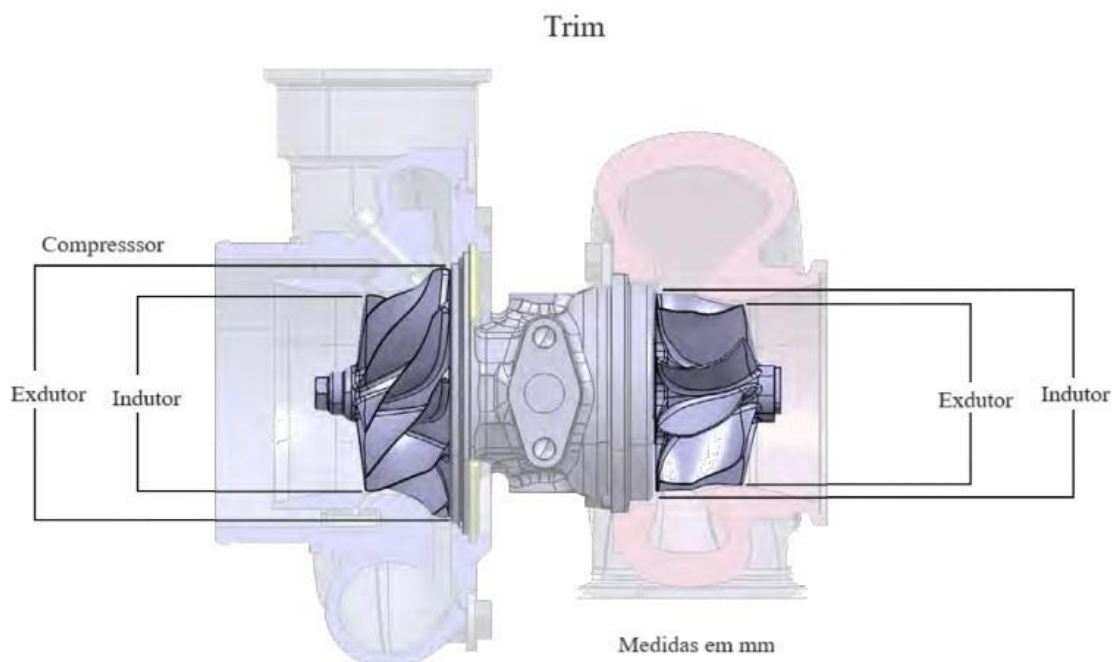


Figura 12 – Relação de Trim. Fonte: Traduzido de [Garrett \(2022\)](#).

2.3.5 Mapa de eficiência do compressor

O mapa de eficiência do compressor é a representação gráfica de eficiência do compressor. Neles há a representação no eixo horizontal do fluxo mássico de ar corrigido (lb/min) e no eixo vertical, as razões de pressão. Nesses gráficos, ainda são mostradas as linhas de eficiência, formando as chamadas "ilhas" de eficiência, junto com a linha de sobre pressão (*Surge Line*) e as linhas de estrangulamento (*Choke Lines*). Além disso são mostradas as linhas de velocidade do turbocompressor. A figura 13 mostra o mapa do turbocompressor estudado com os dados do motor EA211 170 TSI cedidos pela Volkswagen e plotados. Nela é possível ver as ilhas de eficiência, bem como as linhas de estrangulamento e sobretensão (ou do inglês, *Choke and Surge Lines*).

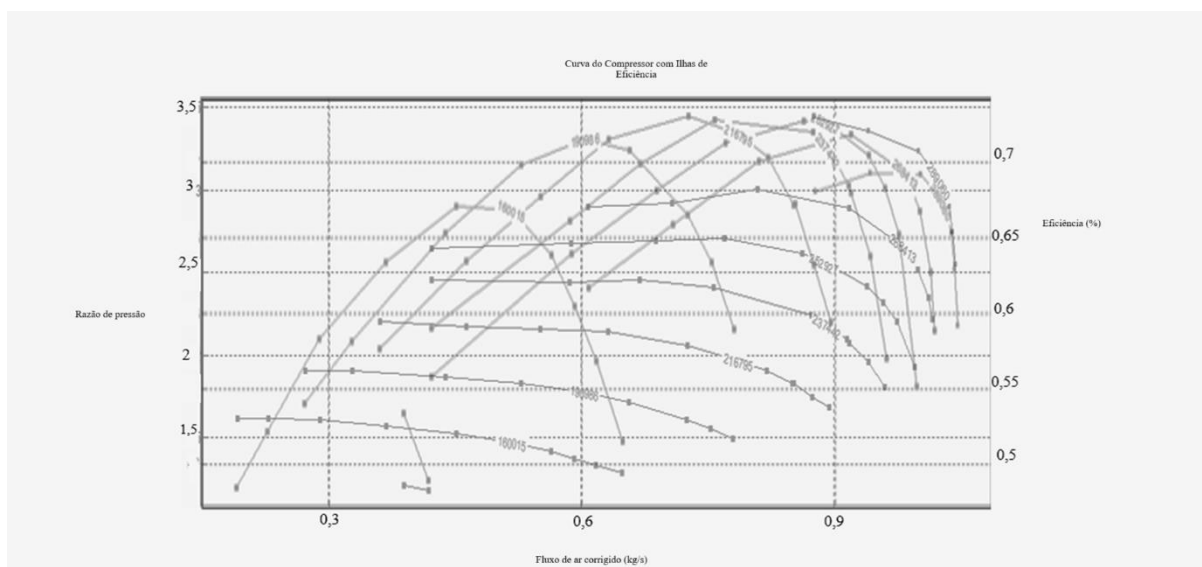


Figura 13 – Mapa de eficiência do compressor.

3 Metodologia e Dimensionamento

3.1 Caracterização do Turbocompressor

O motor EA211 1.0 TSI utilizando nos motores 170 TSI são equipados com turbocompressor BorgWarner KP39 (*Part Number* VW 04C145702J). O turbocompressor utilizado como base para esse estudo é mostrado na figura 14.

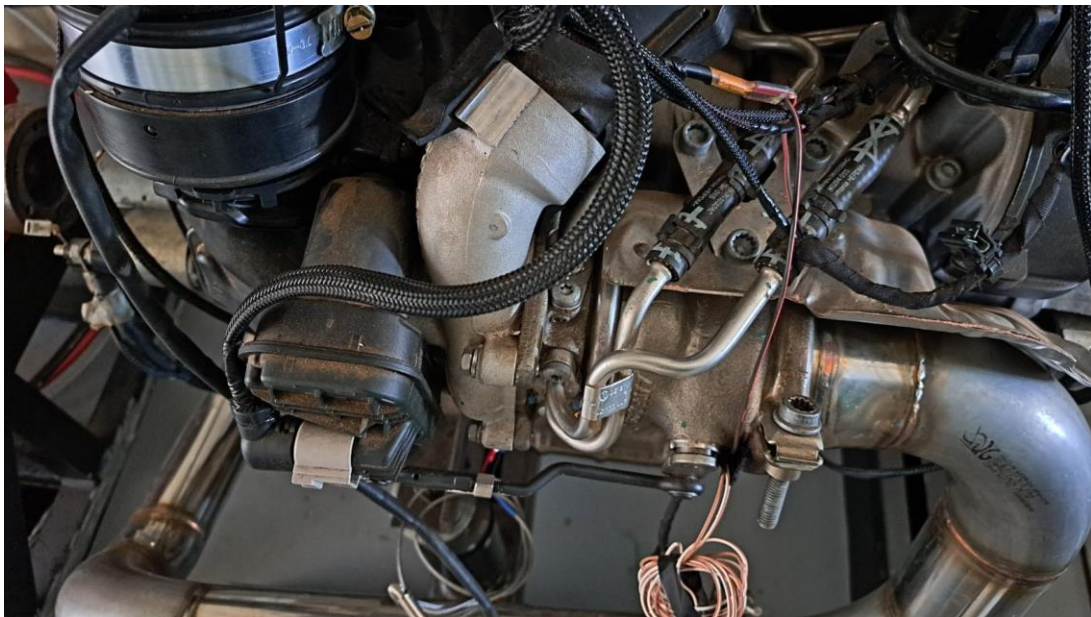


Figura 14 – Turbocompressor instalado no motor do Laboratório de Ensaio de Motores (LEM/FGA) UnB.

3.2 Mecanismo de Dimensionamento Matemático para Razão de pressão

O dimensionamento matemático pode ser realizado através da exemplificação mostrada a seguir com base na fundamentação seguinte.

3.2.1 Fundamentação para o dimensionamento do compressor e da turbina

3.2.1.1 Compressor

Para a seleção de um modelo de compressor, é necessário que sejam definidos os parâmetros do motor e do turbo, cálculo o fluxo de ar necessário, a razão de compressão desejada, a seleção comercial dentre os parâmetros listados e a otimização dele. O motor EA211 1.0 TSI apresenta as características mostradas na tabela 1.

Potência Máxima	103,6 cv @ 4600 RPM
Torque Máxima	18 kgfm @2500 RPM
A/F (Etanol)	9:1
BSFCmin	0,41

Tabela 1 – Características do Motor EA211 1.0 TSI. Fonte: Retirado de [Tosta \(2023\)](#).

Os dados obtidos no estudo de [Tosta \(2023\)](#) são mostrados na tabela 2.

Pressão Ambiente	12,76 psi
Temperatura Ambiente	27°C
Pressão média no coletor de admissão	13,21 psi

Tabela 2 – Condições ambientais. Fonte: Retirado de [Tosta \(2023\)](#).

O fluxo de ar necessário por ser calculado em libras por minuto segundo [Costantin \(2017\)](#) através da seguinte equação 3.1.

$$\dot{m}_{ar} = \dot{W}_e \frac{\dot{A}_{BSFC}}{F \cdot 60} \quad (3.1)$$

Onde

$\dot{W}_e$ é a potência em HP;

A/F é a razão ar-combustível, que é aproximadamente 9:1 para motores à etanol; BSFC é o consumo específico ao freio;

Em seguida é o preciso calcular a pressão absoluta requerida, pois com esta e a pressão de restrição pode-se calcular as pressões de entrada e saída do compressor. Para calcular a pressão absoluta, utiliza-se a equação 3.2.

$$P_{abs} = \frac{\dot{m}_{ar} R (460 + T_c)}{\eta V_d \frac{\text{Rotações}}{2}} \quad (3.2)$$

Onde $\dot{m}_{ar}$ é a fluxo de ar necessário;

R é a constante dos gases (639,6 lbf.in/lb.°F ou 287 J/kgK); T_c é

a temperatura no coletor de admissão em °F;

η é a eficiência volumétrica do motor; Rotações é a rotação do motor;

V_d é o volume deslocado em in^3 ;

Para realizar a conversão do volume deslocado de litros (L) para polegadas cúbicas basta multiplicar por 61,02.

Assim, a pressão de saída do compressor será dada pela adição entre pressão absoluta e A pressão de restrição ao fluxo, que normalmente está no intervalo de 1 a 4 psi, sendo utilizado o valor médio de 2 psi. A pressão de entrada do compressor é dada pela subtração da pressão atmosférica pela pressão de sobrealimentação. E a razão de pressão do motor é dada pela razão entre a pressão de saída pela pressão de entrada. Desse modo, a equação 3.3 mostra a pressão de saída do compressor, a equação 3.4 a pressão de entrada do compressor e a equação 3.5 mostra a razão entre as pressões.

$$P_{sai} = P_{abs} + P_{rest} \quad (3.3)$$

$$P_{ent} = P_{atm} - P_{rest} \quad (3.4)$$

$$PR = \frac{P_{sai}}{P_{ent}} \quad (3.5)$$

3.2.1.2 Turbina

Para o dimensionamento da turbina é calculado o fluxo de ar admitido pelo motor em in^3 (polegadas cúbicas). Para tal, segue-se a equação 3.6.

$$\dot{m}_{aradm} = \frac{\dot{V}_d \left(\frac{Rotações}{2} \right)}{1728\eta} \rho \quad (3.6)$$

Onde 1728 é o valor utilizado para converter de polegadas cúbicas para pés cúbicos. ρ é a massa específica do ar para a temperatura dos gases de escape.

Ao multiplicar, pela densidade do ar à 122 °F (50 ° C), que é igual a 0,076 (COSTANTIN, 2017), obtém-se o valor do fluxo em libras/minuto.

Em seguida, o fluxo dos gases de escape pode ser calculado pela equação 3.7.

$$\dot{m}_{esc} = \frac{\dot{m}_{ar}}{PR} \sqrt{\frac{460 + T_c}{518,7}} \quad (3.7)$$

Onde 460 é o fator de ajuste da temperatura e 518,7 é uma constante utilizada para adaptação de unidades.

3.3 Preparação dos Dados Experimentais

3.3.1 Aquisição dos Mapas de Eficiência do Compressor e da Turbina

Para a aquisição de dados experimentais com o intuito de validar o modelo numérico computacional e assim, validar o método analítico de dimensionamento de turbocompressores, utilizou os dados colhidos através de [Galletti \(2023\)](#). [Galletti \(2023\)](#) utilizou um dinamômetro de Chassis para coletar as informações de fluxo mássico e razão de pressão de um motor EA211 1.0 TSI equipado em um veículo Volkswagen Up! 170 TSI, coletando esses dados através de um mini Scanner ODB modelo ELM 327. Os dados coletados foram armazenados em dois arquivos de extensão de texto. Utilizando o software Microsoft Excel em sua aba de Dados, importou-se os dados na opção de obter dados 'De Text/CSV'.

Em seguida, transformou-se os dados para os valores para o modelo, alterando o separador decimal de ponto para vírgula. Foram feitos ajustes para que os valores, uma vez desformatados no arquivo .txt se adequassem à ordens de grandeza condizentes com as esperadas para os dados experimentais colhidos.

Indo à diante com a preparação, construiu-se as tabelas dinâmicas, onde foram mostrados dos dados da Turbina e dos dados do Compressor, de forma separada em planilhas diferentes. A ferramenta de tabelas dinâmicas foi utilizada como mecanismo para melhor seleção dos dados apresentados e deu maior versatilidade na hora de expor os resultados.

Após a inserção, tratamento e exposição dos dados, foram plotados os gráficos do Mapa da Turbina e do Mapa do Compressor, que serão mostradas na seção de resultados. Detendo os gráficos, foram feitos ajustes de formatação, para que fosse possível uma melhor visualização dos resultados obtidos na implementação.

3.3.2 Preparação dos dados experimentais para comparação

De modo semelhante, foram coletados dados a partir do mini Scanner OBD-II, dispondo em formato de tabela dinâmica. Os dados selecionados foram as rotações, a pressão barométrica, a pressão no coletor de admissão, a temperatura no coletor de admissão, a temperatura ambiente, o fluxo de combustível. Além disso, foram coletadas algumas informações tais como a massa específica do Etanol. A massa específica do Etanol é de 0,81 kg/L.

De posse das tais informações, calculou-se o fluxo de ar em kg/s por segundo através da equação 3.8.

$$\dot{m}_{ar\,nec} = \frac{(P_{coletor})V_d N(\eta_v)}{R(T_{coletor})(n_c)} \quad (3.8)$$

Onde n_c corresponde ao número de ciclos motores, que tem valor igual a 2. E a razão de pressão foi calculada através da equação 3.9.

$$RP = \frac{P_{coletor}}{P_{bar}} \quad (3.9)$$

O fluxo de combustível que foi obtido em litros por hora pode ser convertido para quilogramas por segundo através da seguinte equação 3.10.

$$m_f = \frac{\dot{m}_f}{3600} \rho_{etanol} \quad (3.10)$$

Onde 3600 é o fator para a conversão de horas para segundos.

O fluxo mássico de gases pode ser calculando-se o fluxo mássico da mistura ar combustível que pode ser calculado a partir da equação 3.11.

$$\dot{m}_m = \frac{\rho_m V_d N}{\eta_v X} \quad (3.11)$$

Onde η_{sc} é a eficiência de sobrealimentação e tem valor igual a 0,85.

Onde X é igual a 2.

Para isso, necessita-se calcular a eficiência volumétrica e a densidade da mistura, que podem ser calculadas respectivamente pela equação 3.12 e 3.13.

$$\eta_v = \frac{P_{coletor}}{P_{amb}} \frac{T_{amb}}{T_{coletor}} \eta_{sc} \quad (3.12)$$

Onde η_{sc} é a eficiência de sobrealimentação e tem valor igual a 0,85.

$$\rho_m = \frac{M_m}{\frac{M_m Q_f}{\rho_f} + \frac{M_m Q_a}{\rho_a}} \quad (3.13)$$

Onde M_m é a massa da mistura, Q_f e Q_a são as porcentagens de combustível e ar na respectiva mistura e ρ_f e ρ_a são as respectivas densidades do combustível e do ar. Para o caso em estudo, a densidade da mistura é igual à 1,05 para toda a faixa de rotação.

A partir dessas informações, interpolou-se para as rotações de 2500 e 5000 com o intuito de validar os dados. E os resultados obtidos são mostrados na seção de resultados.

4 Resultados e Discussão

4.1 Resultados

4.1.1 Implementação do Dimensionamento do Compressor para o motor EA211

Como demonstrado nas equações de Dimensionamento para o compressor é necessário seguir uma série de passos para o dimensionamento de um compressor. Cabe ressaltar que o método é aplicado para a potência máxima e rotação máxima e em carga parcial, mesmo que ambas não coincidam para o caso em estudo e que o método foi aplicado conforme utilizado na bibliografia de referência.

1º) Primeiramente, faz-se o cálculo do fluxo de ar necessário. Assim, são demonstrados na tabela 3 abaixo os parâmetros do motor utilizado para exemplificação.

Potência Máxima	103,6	cv
A/F (Etanol)	9:1	—
BSFC a 5000 RPM	0,52	—

Tabela 3 –Parâmetros para cálculo de fluxo de ar necessário

Aplicando a equação 3.1 com os valores apresentados, tem-se o valor mostrado na tabela 4.

Parâmetro	Valor em Unidade Imperial	Valor em Unidade S.I
$\dot{m}_{ar}$	7,96 lb/min	0,060 kg/s

Tabela 4 –Parâmetros para cálculo de fluxo de ar necessário

2º) Em seguida, deve-se calcular a pressão absoluta. Esta será um importante parâmetro para o cálculo das pressões de entrada e saída do compressor. A tabela 5 mostra os parâmetros apresentados em Sistema Imperial de Medidas e ao lado em Sistema Internacional (S.I).

Parâmetros	Valores	Valores no S.I
Fluxo de ar necessário	7,96 lb/min	0,060 kg/s
Constante Universal dos Gases (R)	639,6 lb in/lb °F	287 J/kgK
Temperatura do Coletor de Admissão	114,8 ° F	46 °C
Eficiência Volumétrica do Motor	0,89	–
Rotação Máxima do Motor	5000 RPM	–
Volume deslocado	60,96 in ³	999 cm ³

Tabela 5 –Cálculo da pressão absoluta

Assim, substituindo valores nas equações 3.2, 3.3, 3.4 e 3.5, chegam-se aos valores mostrados na tabela 6.

Parâmetro	Valor
Pressão Absoluta	21,61 psi
Pressão na Saída do Compressor	23,61 psi
Pressão na Entrada do Compressor	11,76 psi
Razão de Pressão	2,01

Tabela 6 –Parâmetros de pressão absoluta, pressão de saída, pressão de entrada e razão de pressão.

Com base em toda a fundamentação de Costantin (2017) desenvolvida para o compressor, foi construída uma implementação numérica utilizando o software Octave, que devolve o fluxo de ar necessário, a pressão na saída do compressor, a pressão na entrada do compressor, a razão de pressão do compressor e a pressão absoluta do compressor. O script construído pode ser visto no Apêndice A1. Nele é feito o cálculo das do fluxo necessário em kg/s, a pressão absoluta, necessária para o cálculo da pressão de saída e entrada do compressor, as respectivas pressões de saída e entrada e a razão de pressão, bem como o fluxo para a média rotação.

Para a implementação foram adotados os valores de 999 cm³ para o volume do motor, 103,6 cv conforme a tabela 1, 5000 RPM como rotação máxima adotada, uma vez que a potência máxima é alcançada na região vizinha em 4600 RPM, a razão ar-combustível igual a

9:1, o consumo específico ao freio de 0,52 a 5000 RPM conforme dados experimentais , a pressão de restrição de 2 psi na saída e de 1 psi na entrada e a eficiência volumétrica de 0,89 como mostrado na tabela 7.

Parâmetros	Valor	Unidade
Cilindrada do Motor	999	cm ³
Potência Máxima	103,6	cv
Rotação Máxima do Motor	5000	RPM
Razão A/F desejada	9	—
Consumo específico ao freio (BSFC) a 5000 RPM	0,52	kg/hp-h
Pressão de restrição	2,0	Psi
Pressão de restrição na entrada	1,0	Psi

Eficiência Volumétrica	0,89	—
Eficiência Volumétrica em média rotação	0,91	—
Rotação do segundo ponto	2500	RPM
Temperatura em Graus Celsius para a máxima rotação	46	°C
Temperatura em Graus Celsius para a média rotação	45,5	°C

Tabela 7 –Parâmetros para cálculo de fluxo de ar necessário

E como resultados da implementação foram observados na tabela 8.

Fluxo de ar necessário em kg/s	0,060	kg/s
Pressão Absoluta	21,61	psi
Pressão na Saída do Compressor	23,61	psi
Pressão na Entrada do Compressor	11,76	psi
Razão de Pressão	2,01	—
Fluxo de ar necessário em kg/s para média rotação	0,030	kg/s

Tabela 8 –Resultados dos cálculos de fluxo de ar necessário para o compressor

4.1.2 Implementação do Dimensionamento da Turbina para o motor EA211

Como demonstrado nas equações de dimensionamento para a turbina é necessário seguir uma série de passos para o Dimensionamento de uma turbina. O procedimento de cálculo é mostrado abaixo.

Primeiramente, faz-se o cálculo do fluxo de ar admitido pelo motor, através da equação 3.6. Em seguida, calcula-se o fluxo de gases de escape a partir da equação 3.7 e do fluxo de ar necessário calculado na implementação do compressor, bem como a razão de pressão também calculada anteriormente. Assim, os valores são mostrados na tabela 9. Para a implementação foram adotados os valores de 999 cm³ para o volume do motor, 6000 RPM para rotação máxima, uma vez que essa é a faixa de rotação máxima do motor, a eficiência volumétrica de 0,95 e razão de pressão desejada de 1, além da temperatura no escape de 473 °C conforme Kim, Kim e Lee (2015) (que seria em torno de 600 K) e a densidade do ar na admissão de 0,076, conforme mostrado na tabela 9.

Cilindrada do Motor	999 cm ³
Rotação Máxima	6000 RPM
Eficiência Volumétrica	0,95
Densidade do ar para a temperatura na admissão	0,076
Razão de Pressão	1
Temperatura de Escape	473°C

Tabela 9 –Parâmetros para cálculo de fluxo de ar necessário

Com base em toda a fundamentação de [Costantin \(2017\)](#) desenvolvida e nos passos com os valores aplicados para a turbina, foi construída uma implementação numérica em Octave, que devolve o fluxo de ar do motor e o fluxo de ar dos gases de escape. O script construído pode ser visto no Apêndice A2 e os parâmetros de entrada foram mostrados na tabela 9. E como resultados da implementação foram observados na tabela 10.

Parâmetro	Valor	Unidade
Fluxo de ar admitido pelo motor	0,874	kg/s
Fluxo de gases de escape	0,013	kg/s

Tabela 10 – Resultados para cálculo de fluxo de ar necessário na turbina e fluxo de gases de escape.

Os resultados, com 2500 a 5000 rpm, a razão de pressão obtida de 2,01, com os fluxos de 0,030 kg/s e 0,060 kg/s, respectivamente. São mostrados na figura 15 os valores obtidos. Observa-se que para 5000 rpm, o turbocompressor adequa-se ao que é proposto. E percebe-se ainda que à 2500 rpm, o desempenho do turbocompressor ainda está dentro do esperado, não atravessando a linha de Surge e estando em uma região de eficiência alta.

Mapa do Compressor

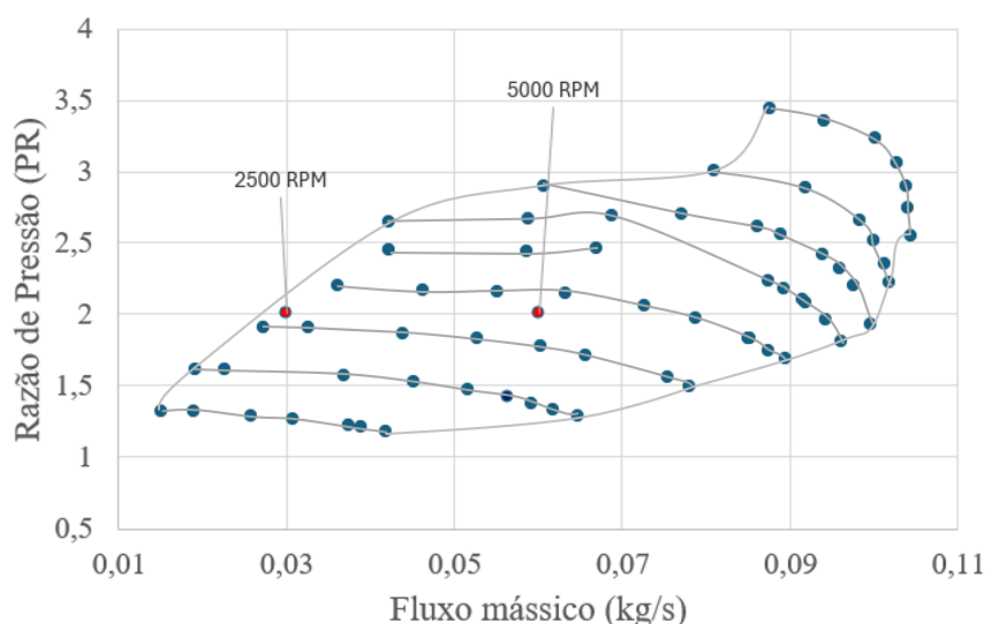


Figura 15 – Resultados para o Compressor comparando os dados da implementação e o mapa do compressor.

Para turbina, as entradas são mostradas na figura 11. As saídas são mostradas na tabela 12.

Parâmetros	Valor	Unidade
Cilindrada do Motor	999	cm ³
Rotação Máxima do Motor	6000	RPM
Eficiência Volumétrica	0,95	—
Densidade do ar	0,076	g/m ³
Razão de Pressão Desejada	1	—
Temperatura de Escape	473	°C

Tabela 11 –Parâmetros para cálculo de fluxo de ar necessário na turbina.

Parâmetros	Valor	Unidade
Fluxo de ar admitido pelo motor	0,874	kg/s
Fluxo de gases de escape	0,013	kg/s

Tabela 12 –Resultados para cálculo de fluxo de ar necessário na turbina.

Os resultados aplicados são mostrados na figura 16.

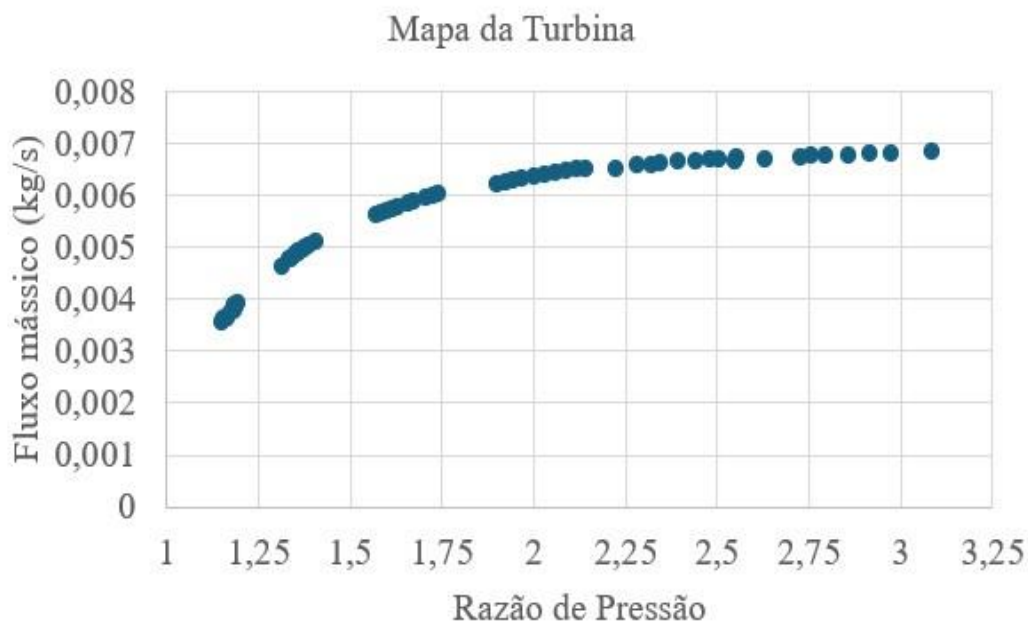


Figura 16 – Resultados para a Turbina comparando os dados da implementação e o mapa da turbina.

Com os dados da implementação e a curva da Turbina, percebe-se que o fluxo de ar admitido é consideravelmente maior que o admitido pela curva da Turbina com base nos dados obtidos experimentalmente.

Entretanto, isso não se mostra como um problema visto, que a pressão e o fluxo dentro da turbina para o motor em estudo são controlados através da válvula Wastegate, que consegue, desse modo, equalizar o fluxo dentro da turbina com o fluxo de ar necessário.

4.1.3 Resultados Experimentais

Para as rotações de 2500 RPM e 5000 RPM, a tabela 13 apresenta a pressão barométrica, as pressões no coletor para 2500 e 5000 RPM, a constante real dos gases, o volume deslocado, a massa específica do etanol e a eficiência volumétrica.

Parâmetros	Valor	Unidade
Pressão barométrica	12,76	Psi
Pressão no coletor (2500 RPM)	25,83	Psi
Pressão no coletor (5000 RPM)	22,97	Psi
Constante Ideal dos Gases	287	J/kgK
Volume Deslocado	0,000999	m^3
Massa Específica (Etanol)	0,81	kg/L
Eficiência Volumétrica	0,95	—

Tabela 13 – Tabela com parâmetros para cálculos experimentais.

4.1.3.1 Cálculos experimentais para o compressor

Abaixo, são mostrados os fluxos mássicos de ar em kg/s e razão de pressão, conforme calculado a partir das equações 3.8 e 3.9 e eficiência volumétrica. Os resultados experimentais para 2500 RPM são mostrados na tabela 14.

Parâmetro	Resultado Experimental	Unidade
Fluxo de ar necessário	0,033	kg/s
Razão de Pressão	1,90	psi

Eficiência Volumétrica	91	%
------------------------	----	---

Tabela 14 – Valores de resultados experimentais para 2500 RPM.

A tabela 15 mostra os valores obtidos para 5000 RPM.

Parâmetro	Resultado Experimental	Unidade
Fluxo de ar necessário	0,065	kg/s
Razão de Pressão	1,80	psi
Eficiência Volumétrica	89	%

Tabela 15 – Valores de resultados experimentais para 5000 RPM.

Os resultados, quando plotados junto ao Mapa de Eficiência Real do Compressor, são mostrados na figura 17.

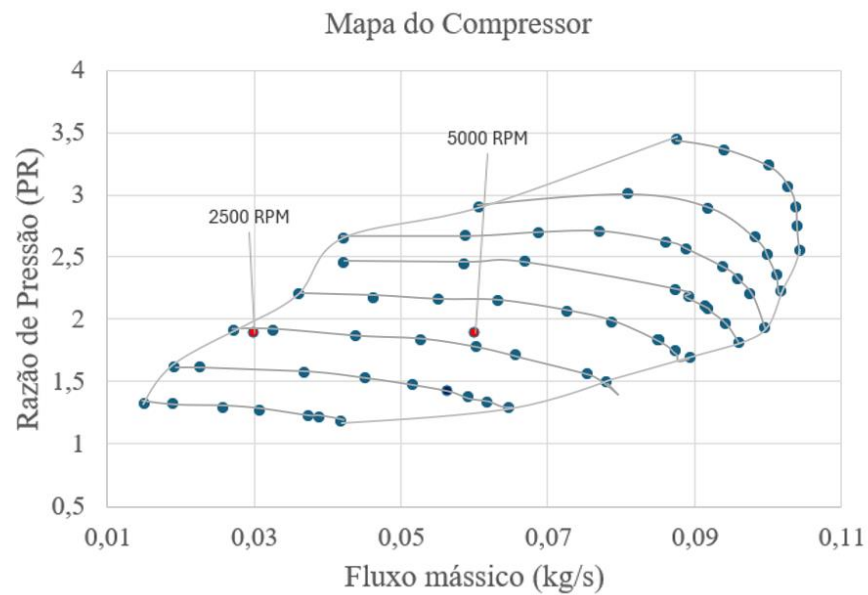


Figura 17 – Resultados para o Compressor comparando os dados experimentais e o mapa do compressor.

4.1.3.2 Cálculos experimentais para a turbina

Considerando a equação da continuidade, para o cálculo do fluxo mássico dos gases de escape, adotou-se experimentalmente o parâmetro do fluxo mássico da mistura, uma vez que a mistura ar-combustível é integralmente convertida em gases de escape. Desse modo, calculou-se, através da equação 3.11, o fluxo mássico de gases de escape para 6000 conforme, a tabela 16. A densidade da mistura, como dito na seção de preparação de dados experimentais, é igual a 1,05.

Parâmetro	Resultado Experimental	Unidade
Fluxo da Mistura para 6000 RPM	0,014	kg/s

Tabela 16 – Valores de resultados experimentais para a turbina.

4.2 Discussão

Para validação e discussão dos resultados obtidos para o compressor e para turbina, optou-se por calcular o erro experimental associado. O erro experimental foi calculado segundo a equação 4.1.

$$Erro = \frac{Implementação - Experimental}{Experimental} 100 \quad (4.1)$$

A tabela 17 mostra o erro calculado para o fluxo de ar necessário. Nota-se que o erro tende a diminuir com o aumento da rotação, porém a discrepância em 5000 RPM, produziu um erro maior que o anterior.

Rotação	Valor da Implementação	Valor Experimental	Erro (%)
2500	0,030	0,033	9,09
5000	0,060	0,065	7,69

Tabela 17 – Erro calculado para fluxo de ar necessário. Fonte: Autoria Própria, 2025.

Já a tabela 18 mostra o erro calculado para a razão de pressão. Neste ponto, o interessante é como a pressão absoluta é calculada para a máxima rotação no primeiro ponto apenas e tende a diminuir, enquanto no cálculo com dados experimentais, a tendência observada foi a de que conforme há aumento de rotações, a razão de pressão tende a diminuir.

Rotação	Valor da Implementação	Valor Experimental	Erro (%)
2500	2,01	1,90	5,78
5000	2,01	1,80	11,66

Tabela 18 – Erro calculado para a razão de pressão.

Em primeira análise, o método teórico implementado através do modelo algébrico, ante os resultados calculados via método experimental, para o dimensionamento do compressor, apresentam bons resultados apresentando menos de 12 % de erro. Todavia, de modo geral, os resultados ainda que tenham ultrapassado em ordem de 5 %, não posicionaram o turbocompressor em regiões de instabilidade como próximos as linhas de Choke e Surge. Vale salientar também que os dados experimentais para as respectivas rotações de teste foram obtidos através de interpolação linear dos dados para rotações anteriores e posteriores.

Para a turbina, foram comparados apenas os valores de fluxo de gases de escape, considerando a temperatura de 473 ° C (aproximadamente 600 K), que conforme Kim, Kim e

Lee (2015) é a temperatura de trabalho do catalisador. Assim, os erros são mostrados na tabela 19.

Parâmetro	Valor da Implementação	Valor Experimental	Erro (%)
Fluxo de Gases de Escape	0,013	0,014	7,14

Tabela 19 – Erro calculado para fluxo de gases de escape.

5 Conclusão

Diante do exposto, compreendeu-se a evolução do desenvolvimento de motores de combustão interna ao longo dos anos e analisaram-se cenários promissores. Em seguida, foram apresentados os parâmetros técnicos para o dimensionamento de um turbocompressor automotivo.

Com base nesses parâmetros e no método teórico de dimensionamento, desenvolveu-se um modelo algébrico computacional de fácil compreensão e visualização, que auxiliou na obtenção de resultados numéricos. Para validar esses resultados, os dados foram comparados ao Mapa de Eficiência do Compressor e da Turbina. Posteriormente, os mesmos parâmetros obtidos numericamente foram calculados a partir de dados experimentais.

A análise comparativa demonstrou que o método analítico produziu resultados satisfatórios, com erro inferior a 12 % em relação aos valores experimentais, evidenciando sua adequação para o dimensionamento de turbinas. Além disso, considerando a crescente utilização de turbocompressores, verificou-se que o método analítico, aliado ao modelo numérico computacional, pode prever a ordem de grandeza dos parâmetros de um compressor com precisão de até 8 %. No caso das turbinas, os resultados apresentaram estabilidade em altas rotações, com erro inferior a 8 % quando comparados aos valores experimentais.

Entende-se também que com o foco em aumento da eficiência energética, o presente estudo pretende contribuir para que o trabalho mecânico dos sistemas de propulsão automotiva possa ser aprimorado. Percebe-se também que existem diversas alternativas para a propulsão veicular e que se deve entender os devidos usos e fazer o uso de cada uma delas de forma a promover a melhor utilização, sejam eles os ciclos de condução ou parâmetros como autonomia.

Por fim, destaca-se a importância da validação experimental dos dados obtidos por meio do modelo algébrico. Como possíveis trabalhos futuros, sugere-se o desenvolvimento de um modelo algébrico computacional voltado para a otimização do desempenho dos turbocompressores e que o método seja replicado para diferentes rotações tendo continuidade dos estudos. Espera-se que este trabalho possibilite a replicação do modelo algébrico garantindo resultados satisfatórios para o dimensionamento de turbocompressores.

Referências

- BBC. Uma cronologia da mudança climática no mundo. p. 1, 2013. ISSN ID DO ARTIGO. Disponível em: https://www.bbc.com/portuguese/noticias/2013/09/130927_cronologia_mudancas_climaticas. Acesso em: 05/02/2025. Citado na página 17.
- BIODIESELBR. Próalcool - programa brasileiro de Álcool. p. 1, 2006. ISSN ID DO ARTIGO. Disponível em: <https://www.biodieselbr.com/proalcool/pro-alcool/programa-etanol>. Acesso em: 25/03/2024. Citado na página 17.
- BOSCH. Tecnologia para a vida: Flex fuel faz 20 anos no brasil. p. 1, 2023. ISSN ID DO ARTIGO. Disponível em: <https://www.bosch.com.br/noticias-e-historias/mobilidade/flex-fuel-20-anos-no-brasil/>. Acesso em: 05/02/2025. Citado na página 17.
- BRUNETTI, F. *Motores de Combustão Interna*. [S.l.]: Editora Mauá, 2013. Citado 5 vezes nas páginas 5, 18, 20, 22 e 30.
- COSTANTIN, L. C. P. Dimensionamento de turbocompressores para a aplicação em motores de combustão interna. p. 39, 2017. ISSN ID DO ARTIGO. Disponível em: <https://repositorio.ufu.br/handle>. Acesso em: 25/03/2024. Citado 5 vezes nas páginas 18, 19, 38, 42 e 43.
- ENERGY, G. Poder calorífico inferior (pci). p. 1, 2024. Disponível em: <https://goldenergy.pt/glossario/poder-calorifico-inferior-pci/>. Acesso em: 02/05/2024. Citado na página 29.
- EPE, M. de Minas e E. Documento de apoio ao pne 2050. dezembro de 2018. estudos de longo prazo. p. 43, 2018. ISSN ID DO ARTIGO. Disponível em: https://www.gov.br/produtividade-e-comercio-exterior/acl_users/credentials_cookie_auth/require_login?came_from=https%3A//www.gov.br/produtividade-e-comercio-exterior/pt-br/assuntos/competitividade-industrial/setor-automotivo/rota-2030-mobilidade-e-logistica. Acesso em: 16/03/2024. Citado na página 18.
- FOX, R. W. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. [S.l.]: LTC - Livros Técnicos e Científicos, 1995. Citado na página 30.

GALLETTI, T. H. P. Estudo da correlação entre a pressão da bomba de alta com a pressão do turbocompressor: Um estudo de caso para o motor vw 1.0 tsi. Relatório de Iniciação Científica do Laboratório de Ensaio de Motores (LEM), UnB, Brasília, 2023. Citado 3 vezes nas páginas 5, 27 e 39.

GARRETT. Turbo-tech 102. p. 43, 2017. ISSN ID DO ARTIGO. Disponível em: <<https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2018/06/Turbo-Tech-102.pdf>>. Acesso em: 22/03/2024. Citado na página 32.

GARRETT. Garrett performance catalogue vol.9. 2022. Citado 4 vezes nas páginas 5, 31, 33 e 34.

GHEORGHIU, V. “atkinson cycle and very highpressure turbocharging: increasing internal combustion engine efficiency and power while reducing emissions”. *Hamburg University of Applied Sciences, Berliner Tor 21, Hamburg Germany*, 2016. Citado na página 23.

HENAO-CASTAÑEDA, E. Ciclo atkinson: una alternativa para mejorar la eficiencia en motores de combustión interna. *Revista UIS Ingenierías*, 18(2) 167–176., 2019. Citado na página 23.

INCROPERA, F. P. *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. [S.l.]: Guanabara Koogan, 1992. Citado na página 31.

KIM, Y.-D.; KIM, W.-S.; LEE, Y. Influences of exhaust gas temperature and flow rate on optimal catalyst activity profiles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 85, p. 841–851, 2015. ISSN 0017-9310. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931015002069>>. Citado 2 vezes nas páginas 43 e 48.

MARTINS, J. *Motores de Combustão Interna*. [S.l.]: Publindústria, 2006. Citado 2 vezes nas páginas 22 e 29.

SHRIVASTAVA, S.; DAVIDSON, B. S. Turbocharger wastegate tolerance resolution. *Journal/Conference Name*, xx, n. xx, p. xx–xx, 2024. M.E Student, Dept of Automobile Engg, PSG College of Technology, Coimbatore – 641004, INDIA and Assistant Professor, Dept of Automobile Engg, PSG College of Technology, Coimbatore – 641004, INDIA. Citado 3 vezes nas páginas 5, 31 e 32.

SILVA, A. M. da. Simulação e análise do intercooler em motores otto originais de fábrica. 2008. Citado na página 31.

TERRA, P. Transição da frota a combustão em direção aos veículos 100p. 1, 2023. ISSN ID DO ARTIGO. Disponível em: <<https://www.terra.com.br/economia/transicao-da-frota-a-combustao-em-direcao-aos-veiculos-100-eletricos-passa-pelos-hibridos-flex, 92806e31e7a47e8455ca832ca1696ea6nbkl7fg3.html>>. Acesso em: 05/02/2025. Citado na página 18.

TOSTA, G. R. Aumento da eficiência energética em motores de combustão interna pelo emprego de sobrealimentação e injeção direta de etanol. p. 12, Relatório de Iniciação Científica do Laboratório de Ensaio de Motores (LEM), UnB, Brasília, 2023. Citado 6 vezes nas páginas 5, 6, 18, 26, 28 e 37.

ÇENGEL, Y. A. *Termodinâmica*. [S.l.]: McGrawHill Education, 2013. Citado na página 20.

Apêndices

.1 A1

```

$clc; clear all ; close all ;
% Implementacao_Dimensionamento_Compressor
% Parametros para cálculo
V = input ('Insira a Cilindrada do motor em cc: ');
V_L=(V/1000)*(61.02);
CV = input ( ' Insira a Potência do motor em cv: ');
N = input ( ' Insira RPM maxima do motor: '); % RPM maxima
A_F = input ('Insira o valor de Razão A/F desejada:');
BSFC = input ( ' Insira o Consumo Específico ao freio do motor: ');
P_rest = input ( ' Insira a Pressão de restrição na saída (1 a 4 psi):');
P_rest_2=input('Insira a Pressão de Restrição na entrada (1 psi):');
eta_v = input ( ' Insira a Eficiencia volumétrica na máxima rotação: '); % Eficiencia
Volumétrica do Motor
eta_v_2= input('Insira a Eficiência volumétrica na média rotação:');
N2= input('Insira a Rotação do segundo ponto: ');
R =639.6;% lbf·in / lbf ou 287 J / kgK
Tc = input('Insira a Temperatura em graus Celsius no coletor de admissão para a máxima
rotação:'); % Em Celsius( Temperatura média na entrada do compressor ) 323 K ou 50 C
Tc_2= input('Insira a Temperatura em graus Celsius no coletor de admissão para a média
rotação:');
Tf=(Tc/5)*9+32;
Tf_2=(Tc_2/5)*9+32;
M_ar = (CV/(1.0138)) * A_F *( BSFC /60) ; % Fluxo Massico de Ar Necessario
M_ar_kg = M_ar*0.00755987;
P_abs =( (M_ar) * (R) *(460 + Tf) ) /( (eta_v) *(N /2) * V_L );
%fprintf ( ' Fluxo de ar necessário em máxima rotação : %.10f lb / min \n' , M_ar );
fprintf ( ' Fluxo de ar necessário em kg/s : %.10f kg / s \n' , M_ar_kg );

```

```

P_atm = 12.76; % Pressao Atmosferica em psi
Psai = P_abs + P_rest ;
Pent = P_atm - P_rest_2 ;
fprintf ( ' Pressão Absoluta :%.2f psi \n' , P_abs ) ;
fprintf ( ' Pressão de Saida do Compressor :%.2f psi \n ' , Psai ) ;
fprintf ( ' Pressão de Entrada do Compressor :%.2f psi \n' , Pent ) ;
PR = (Psai) /(Pent) ;
fprintf ( ' Razão de Pressão do Compressor :%.2f \n' , PR ) ;
T_abs = 300; % Kelvin
M_ar_2 = ((P_abs)*(eta_v)*(N2/2)*(V_L))/((R)*(460+Tf));
M_ar_2_kg=M_ar_2*0.00755987;
%fprintf ( ' Fluxo de ar necessário em média rotação : %.10f lb / min \n' , M_ar_2 ) ;
fprintf ( ' Fluxo de ar necessário em média rotação em kg/s : %.10f kg / s \n' ,
M_ar_2_kg) ;

```

.2 A2

```

clc; clear all; close all;
clc;
clear all;
close all;
% Implementacao_Dimensionamento_Turbina
% Parametros para cálculo
V = input('Insira a Cilindrada do motor em cc: ');
N = input('Insira a Rotacao Maxima em RPM: ');
eta_v = input('Insira a Eficiencia Volumetrica do motor: ');
rho = input('Insira a Densidade do ar: ');
PR = input('Insira a Razao de pressao desejada: ');
Tesc = input('Insira a Temperatura de Escape (em Celsius): ');

% Cálculo do fluxo de ar admitido pelo motor
M_ar_adm = (V * (N / 2) / (1728 * eta_v)) * rho*0.00755987;

```

% Conversão da temperatura de escape de Celsius para Fahrenheit

$T_{esc_converter} = (T_{esc} / 5) * 9 + 32;$

% Exibir o fluxo de ar admitido

`fprintf('Fluxo de ar admitido pelo motor: %.4f kg/s\n', M_ar_adm);`

% Cálculo do fluxo de gases de escape

$M_{esc} = (M_{ar_adm} / PR) * \sqrt{(T_{esc_converter} + 460) / 518.7} * 0.00755987;$

% Exibir o fluxo de gases de escape

`fprintf('Fluxo de gases de escape: %.4f kg/s\n', M_esc);`