

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Guilherme Yago Zulian**

**INVESTIGAÇÃO DO CONCEITO DE TURBOCOMPRESSOR DE  
BAIXA TEMPERATURA PARA MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA  
ATRAVÉS DA IMPLEMENTAÇÃO EM MODELO COMPUTACIONAL  
OTIMIZADO PARA MÁXIMA POTÊNCIA**

Santa Maria, RS  
2022

**Guilherme Yago Zulian**

**INVESTIGAÇÃO DO CONCEITO DE TURBOCOMPRESSOR DE BAIXA  
TEMPERATURA PARA MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ATRAVÉS DA  
IMPLEMENTAÇÃO EM MODELO COMPUTACIONAL OTIMIZADO PARA MÁXIMA  
POTÊNCIA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS) como requisito parcial para obtenção do título de **Engenheiro Mecânico**.

Orientador: Prof. Thompson Diórinis Metzka Lanza Nova, PhD

Santa Maria, RS  
2022

**Guilherme Yago Zulian**

**INVESTIGAÇÃO DO CONCEITO DE TURBOCOMPRESSOR DE BAIXA  
TEMPERATURA PARA MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ATRAVÉS DA  
IMPLEMENTAÇÃO EM MODELO COMPUTACIONAL OTIMIZADO PARA MÁXIMA  
POTÊNCIA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS) como requisito parcial para obtenção do título de **Engenheiro Mecânico**.

**Aprovado em 14 de Fevereiro de 2022:**

---

**Thompson Diórdinis Metzka Lanzanova, PhD. (UFSM)**  
(Presidente/Orientador)

---

**Igor Rodrigues dos Santos, Eng. (UFSM)**

---

**Micael William Moreira Fischer, Eng. (UFSM)**

Santa Maria, RS  
2022

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, eu sou grato a minha mãe, *Vanderléia*, ao meu pai, *Jones*, e a minha irmã e confidente, *Julia*. Eles que não só sonharam junto de mim com esse momento, mas também lutaram para que ele acontecesse.

Sou grato a minha família pelos incentivos na busca pelo conhecimento, e por também partilharem desse sonho comigo.

Não posso deixar de agradecer a Universidade Federal de Santa Maria, *UFSM*, que sempre me abraçou e ofereceu as ferramentas para o conhecimento.

Sou grato ao Grupo de Pesquisa em Motores, Combustíveis e Emissões, *GPMOT*, por ser meu incentivo diário na busca pelo conhecimento além da sala de aula, e por ter me apresentado pessoas das quais considero como irmãos. Dentre eles: *Igor Santos, Lincoln Prado, Marcelo Rohrig, Valdemir Jr., Diego Golke, Roberto Garlet, Matheus Strapasson e Juliano Silveira*, que compartilharam churrascos, cervejas e conhecimento. Eles sem dúvidas fazem parte dessa conquista.

Sou grato aos meus colegas de curso e amigos, *Ângelo Baratto, Ivo Pathek e Jonatan Druzian* pela parceria de sempre.

Agradeço as minhas principais referências como profissionais e seres humanos: professores *Mário Martins e Thompson Lazanova*.

Se eu estivesse restrito a agradecer somente uma pessoa por essa conquista, eu não tenho dúvidas que seria ao meu bisavô, *Clemente Camillo*, meu exemplo maior de (viver) vida, de caráter e força de vontade.

## RESUMO

### INVESTIGAÇÃO DO CONCEITO DE TURBOCOMPRESSOR DE BAIXA TEMPERATURA PARA MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ATRAVÉS DA IMPLEMENTAÇÃO EM MODELO COMPUTACIONAL OTIMIZADO PARA MÁXIMA POTÊNCIA

AUTOR: Guilherme Yago Zulian  
ORIENTADOR: Thompson Diórdinis Metzka Lanzasova

A otimização de motores de combustão interna (MCIs) tem sido fundamental para a redução do consumo energético e diminuição das emissões de gases poluentes, visto que as legislações de emissões de poluentes para MCI estão cada vez mais restritas. A simulação com softwares comerciais 1-D em motores vem se tornando uma ferramenta imprescindível para a otimização de motores operando com diferentes estratégias inovadoras. Este trabalho traz a otimização de dois modelos em GT-Power, um modelo original sobrealimentado por turbocompressor (TC), e um modelo utilizando uma tecnologia denominada turbocompressor de baixa temperatura (TCBT) visando o alcance de máxima potência de eixo através da redução da temperatura na admissão. Esse sistema é composto por 3 turbinas, um compressor e um *intercooler*, além de válvulas *wastegate*. Esse dispositivo funciona como um turbocompressor, reaproveitando a energia na exaustão proveniente da combustão, e como um refrigerador a ar, reduzindo a temperatura do gás através de uma turbina denominada turbina fria (TF). O MCI utilizado foi do tipo ciclo Otto 4 tempos, sobrealimentado, de 4 cilindros, com um volume deslocado de 1,8 litro, operando em plena carga. Otimizou-se as configurações do TCBT, variando diâmetro da(s) turbina(s), abertura da *wastegate* e de válvula de retorno e ângulo de 50% de massa queimada (CA50). A otimização visa o alcance da máxima potência de eixo com a mesma eficiência do modelo original (TC), visando um maior aproveitamento energético. Pequenas reduções de emissões específicas de poluentes e aumento expressivo da potência de eixo são resultados esperados. Ainda, foram investigados os efeitos da redução da temperatura na admissão em relação ao modelo original do motor com turbocompressor, analisando posteriormente os resultados de performance e emissões. Foi alcançada uma redução da temperatura na admissão de 21 K no modelo de MCI com TCBT otimizado, trazendo um significativo ganho de potência de eixo, além redução nas emissões específicas de óxidos de nitrogênio (BSNO<sub>x</sub>) mantendo uma eficiência aproximadamente igual a do modelo original. Os efeitos da aplicação do conceito de TCBT foram investigados nesse trabalho e foi encontrado um maior aproveitamento da energia contida no combustível através redução de temperatura na admissão fornecida por esse sistema.

**Palavras-chave:** Pesquisa e Desenvolvimento (P&D). Sobrealimentação. *Downsizing*.

## ABSTRACT

### INVESTIGATION OF THE CONCEPT OF LOW TEMPERATURE TURBOCOMPRESSOR FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE THROUGH IMPLEMENTATION IN A COMPUTATIONAL MODEL OPTIMIZED FOR MAXIMUM POWER

AUTHOR: Guilherme Yago Zulian

ADVISOR: Thompson Diórdinis Metzka Lanzasova

The optimization of internal combustion engines (ICEs) has been fundamental for the reduction of energy consumption and reduction of pollutant gas emissions, since the legislation of pollutant emissions for ICE are increasingly restricted. Simulation with commercial 1-D software on engines has become an essential tool for the optimization of engines operating with different innovative strategies. This work brings the optimization of two models in GT-Power, an original model supercharged by a turbocharger (TC), and a model using a technology called Low Temperature Turbocharger (LTTC) aiming to reach maximum brake power through temperature reduction on admission. This system consists in 3 turbines, a compressor and an intercooler, in addition to wastegate valves. This device works as a turbocharger, recycling the energy in the exhaust from combustion, and as an air cooler, reducing the temperature of the gas through a turbine called cold turbine (CT). The ICE used was a 4-stroke, supercharged, 4-cylinder Otto cycle type, with a displacement volume of 1.8 liter, operating at full load. The LTTC configurations were optimized, varying the diameter of the turbines, wastegate and back valve opening and crank angle of 50% of burned mass (CA50). The optimization aims to reach maximum brake power with the same efficiency as the original model (TC), aiming at better energy use. Small reductions in specific emissions of pollutants and a significant increase in brake power are expected results. Also, the effects of the reduction of the temperature in the intake were investigated in relation to the original model of the engine with turbocharger, and then analyzing the results of performance and emissions. An intake temperature reduction of 21 K was achieved in the ICE model with optimized LTTC, bringing a significant gain in brake power, in addition to a reduction in brake specific emissions of nitrogen oxides (BSNO<sub>x</sub>) maintaining an efficiency approximately equal to the original model. The effects of the application of the LTTC concept were investigated in this work and a better use of the energy contained in the fuel was found by reducing the temperature in the intake provided by this system.

**Keywords:** Research and Development. Supercharge. Downsizing.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Fração de massa queimada em função do eixo virabrequim para diferentes misturas combustível-ar, com indoleno como combustível .....	16
Figura 2 - Pressão versus Volume – Naturalmente Aspirado (NA) (esquerda) e Sobrealimentado (direita).....	18
Figura 3 - Diagrama esquemático de um turbocompressor ligado a um motor com <i>intercooler</i> .....	19
Figura 4 - Diagrama do turbocompressor de baixa temperatura (TCBT) .....	20
Figura 5 - Volume de controle aplicado ao sistema completo .....	21
Figura 6 - Gráfico logarítmico comparativo para validação de MCI (TC) utilizado.....	27
Figura 7 - Esquema de malha .....	30
Figura 8 - Modelo TCBT adaptado .....	39
Figura 9 - Integral do tempo de indução de Knock, TCBT vs TC .....	41
Figura 10 - Pressão de cilindro por ângulo de virabrequim, 2000 rpm e 4000 rpm – TC vs TCBT.....	42
Figura 11 - Pressão do cilindro por ângulo de virabrequim, 6000 rpm – TC vs TCBT .....	42
Figura 12 - Pressão de admissão, TC vs TCBT (após a TF).....	43
Figura 13 - Temperatura na admissão, TC vs TCBT .....	44
Figura 14 - Redução de temperatura e pressão devido ao trabalho gerado na TF ...	45
Figura 15 - Consumo específico de combustível de eixo, TC vs TCBT .....	46
Figura 16 - Eficiência de eixo, TC vs TCBT.....	47
Figura 17 - PMEP e Pressão de Exaustão, TC vs TCBT .....	48
Figura 18 – Gráfico de barras do aproveitamento da energia total do combustível ..	49
Figura 19 - Potência de eixo, TC vs TCBT .....	49
Figura 20 – Emissões específicas de eixo de óxidos de nitrogênio, TC vs TCBT .....	51
Figura 21 - Temperatura de zona queimada em função do ângulo de virabrequim, TC vs TCBT.....	51
Figura 22 - Algoritmo NSGA-II.....	58
Figura 23 - Algoritmo NSGA-III.....	59

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

$Q_{LHV}$	Poder Calorífico Inferior
TDC	<i>Top Dead Center</i> (Ponto Morto Superior)
BDC	<i>Bottom Dead Center</i> (Ponto Morto Inferior)
SI	<i>Spark Ignition</i> (Ignição por Centelha)
MCI	Motor de Combustão Interna
NA	Naturalmente Aspirado
TQ	Turbina Quente
TF	Turbina Fria
TR	Turbina de Retorno
CA50	Angulo de 50% de Massa Queimada
TC	Turbocompressor
TCBT	Turbocompressor de Baixa Temperatura
IT	Integral do tempo de indução
BSFC	<i>Brake Specific Fuel Consumption</i> (Consumo Específico de combustível de Eixo)
$C_p$	Calor específico a pressão constante
$C_v$	Calor específico a volume constante
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i> (Recirculação dos Gases da Exaustão)
IMEP	<i>Indicated Mean Effective Pressure</i> (Pressão Média Efetiva Indicada)
NO <sub>x</sub>	Óxido de Nitrogênio
N	Velocidade Angular do Motor
PMEP	<i>Pumping Mean Effective Pressure</i> (Pressão Média Efetiva de Eixo)
TWC	<i>Three-way Catalyst</i> (Catalisador de três vias)
V <sub>d</sub>	Volume Deslocado
p	Pressão
V	Volume
MON	<i>Motor Octane Number</i>
RON	<i>Research Octane Number</i>
RPM	Rotações por Minuto
TPA	<i>Three Pressure Analysis</i>
$\lambda$	Fator de excesso de ar (Lambda)



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros básicos do motor modelado .....	25
Tabela 2 - Critérios de convergência definidos pelo usuário para convergência.....	34
Tabela 3 - Tabela fornecida pelo <i>software</i> para definição do número de populações no algoritmo genético .....	36
Tabela 4 - Resultados de Otimização do Modelo.....	40

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>10</b>
<b>1.1</b>	<b>OBJETIVO GERAL</b> .....	<b>11</b>
<b>1.2</b>	<b>OBJETIVOS ESPECÍFICOS</b> .....	<b>11</b>
<b>1.3</b>	<b>JUSTIFICATIVA</b> .....	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	<b>13</b>
<b>2.1</b>	<b>MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA QUATRO TEMPOS CICLO OTTO</b> .....	<b>13</b>
<b>2.1.1</b>	<b>Modelagem da combustão em motores de ignição por centelha</b> .....	<b>15</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Sobrealimentação em motores de combustão interna</b> .....	<b>17</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Turbocompressor de Baixa Temperatura</b> .....	<b>18</b>
<b>3</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>22</b>
<b>3.1</b>	<i>SUPERCHARGING</i> .....	<b>22</b>
<b>3.2</b>	<i>TURBOCHARGING</i> .....	<b>22</b>
<b>3.3</b>	<i>TURBOCOMPOUNDING</i> .....	<b>23</b>
<b>4</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	<b>25</b>
<b>4.1</b>	<b>MOTOR UTILIZADO - ORIGINAL SOBREALIMENTADO POR TURBOCOMPRESSOR (TC)</b> .....	<b>25</b>
<b>4.1.1</b>	<b>Validação por <i>Three Pressure Analysis</i> (TPA)</b> .....	<b>26</b>
<b>4.2</b>	<b>SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL EM GT-POWER</b> .....	<b>28</b>
<b>4.2.1</b>	<b>Modelagem através do método de volumes finitos</b> .....	<b>28</b>
<b>4.2.1.1</b>	Discretização temporal .....	<b>29</b>
<b>4.2.1.2</b>	Discretização espacial .....	<b>30</b>
<b>4.2.1.3</b>	Equações governantes de dinâmica de fluidos computacional .....	<b>30</b>
<b>4.2.2</b>	<b>Metodologia de modelagem e critérios de convergência</b> .....	<b>31</b>
<b>4.2.3</b>	<b>Metodologia de otimização</b> .....	<b>35</b>
<b>4.2.4</b>	<b>Determinação das emissões específicas de NO<sub>x</sub></b> .....	<b>37</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>39</b>
<b>5.1</b>	<b>RESULTADOS DA MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO COMPUTACIONAL</b> ....	<b>39</b>
<b>5.2</b>	<b>RESULTADOS DE SIMULAÇÃO E ESTUDO PARAMÉTRICO</b> .....	<b>41</b>
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS</b> .....	<b>52</b>
<b>6.1</b>	<b>CONCLUSÃO</b> .....	<b>52</b>
<b>6.2</b>	<b>TRABALHOS FUTUROS</b> .....	<b>53</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>55</b>
	<b>ANEXO I</b> .....	<b>58</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A otimização de Motores de Combustão Interna (MCIs) através de ferramentas computacionais é fundamental quando se fala em melhor aproveitamento da energia contida nos combustíveis (Shamoushaki, 2017). Junto disso, a redução de emissões de gases poluentes pode ser investigada, uma vez que cada vez mais vem sendo restringidas as legislações de emissões de poluentes para MCIs no mundo (Mera *et al.*, 2019).

Este trabalho consiste na adaptação, seguido da otimização, de um modelo computacional de um motor Volkswagen AP 1,8 para operar com um sistema de turbocompressor de baixa temperatura (TCBT) em software de dinâmica de fluidos computacional unidimensional para motores de combustão interna, GT-Suite. A tecnologia TCBT baseia-se na aplicação de um conjunto turbocompressor e duas outras turbinas em série, interligados por um mesmo eixo. O principal objetivo do sistema é reduzir a temperatura do ar admissão do motor para uma mesma pressão na admissão, possibilitando aumento de potência e/ou eficiência, bem como redução de emissões específicas de gases poluentes quando comparado ao mesmo motor equipado com um sistema de turbo-compressão convencional. O TCBT consiste em uma turbina quente (TQ), uma turbina fria (TF), uma turbina de retorno (TR) e um compressor, todos ligados ao mesmo eixo.

A redução da temperatura de admissão é amplamente estudada na área de engenharia de motores. A utilização de *intercoolers* é comum para redução de temperatura da mistura a ser admitida em motores sobrealimentados. Frente a isso, a estratégia TCBT busca trazer um redução de temperatura maior quando comparada com a aplicação de *intercooler* apenas.

O modelo TCBT foi construído partindo de um modelo sobrealimentado por turbocompressão (TC) previamente validado, o qual foi otimizado e utilizado como comparativo ao modelo TCBT

Através da redução de temperatura proporcionada pelo conceito TCBT, esse trabalho buscou otimizar um modelo computacional adaptado para operar com o TCBT, buscando máxima potência de eixo, sem perdas de eficiência quando comparado ao modelo TC, configurando um ganho no desempenho do MCI. Isso possibilita a utilização de estratégias como *downsizing* e redução de tamanho de

sistemas de pós tratamento, por exemplo, atendendo a demandas do mercado automobilístico atual, que visa o melhor desempenho de MCIs e reduções de emissões de gases poluentes.

Por fim, uma análise das emissões específicas de eixo de óxidos de nitrogênio (BSNO<sub>x</sub>) foi realizada.

## 1.1 OBJETIVO GERAL

Investigar os efeitos da aplicação de um sistema de turbocompressão de baixa temperatura em parâmetros de desempenho e emissões de um motor de combustão interna (MCI), otimizando para máxima potência.

## 1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Adaptar um modelo computacional de motor Volkswagen AP 1,8 sobrealimentado em ambiente de simulação 1-D para operar com sistema TCBT;
- Otimizar o modelo TCBT e o modelo original (TC), buscando máxima potência, sem perdas de eficiência de eixo, utilizando a eficiência encontrada com o modelo TC como um restrição inferior da otimização do TCBT;
- Investigar os efeitos de redução da temperatura de admissão para operação em plena carga através de otimização dos modelos computacionais;
- Realizar um estudo paramétrico comparativo entre o modelo TC e TCBT, analisando parâmetros de desempenho, operação e emissões, apresentando as vantagens da utilização do conceito TCBT.

## 1.3 JUSTIFICATIVA

A necessidade da criação de novas tecnologias para aumentar o desempenho de motores de combustão interna é de suma importância para atingir os atuais requisitos da sociedade frente sua aplicação: emissões para o transporte de cargas e

peças, potência para o mercado motorsport e *downsizing* para aplicação veicular, entre outros. Nesse sentido, a investigação do conceito TCBT tem grande valia, uma vez que a redução da temperatura admitida idealmente pode causar um aumento da densidade de carga (aumento de potência) e redução da temperatura da combustão (redução das emissões de NO<sub>x</sub>). Sendo assim, uma das possíveis soluções para problemas atuais, podendo ser uma solução de compromisso para ambos. Diante disso, esse trabalho busca um ganho de potência máxima com o TCBT, em ambiente computacional, visando melhor desempenho do MCI otimizado, configurando um ganho em desempenho e reduções de emissões específicas de NO<sub>x</sub>.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA QUATRO TEMPOS CICLO OTTO

Motores quatro tempos ciclo Otto, possuem esse título em homenagem ao seu inventor Nicolaus Otto, em 1976. A combustão, nesse tipo de motor, é iniciada por centelha de uma mistura ar-combustível, comprimida por um pistão, gerando a propagação de uma frente de chama a partir do local da centelha. Os eventos em um ciclo teórico em motores de combustão interna ciclo Otto quatro tempos ocorrem, segundo Heywood (2018), da seguinte forma:

- Admissão: começa com o pistão no TDC (do inglês *top dead center*, ponto morto superior) e termina com o pistão no BDC (do inglês *bottom dead center*, ponto morto inferior), induzindo a admissão de ar fresco ou mistura ar-combustível para dentro do cilindro. Para aumentar a massa succionada, a válvula de admissão comumente inicia sua abertura um pouco antes de iniciar o curso de admissão para aproveitar o efeito da dinâmica dos gases no coletor de admissão.
- Compressão: começa com o pistão no BDC e termina no TDC, quando a mistura dentro do cilindro está comprimida a uma fração de seu volume inicial. Em um ciclo real, a combustão é iniciada perto do final do curso de compressão. Esse processo inicia quando conclui fechamento da válvula de admissão, em um ciclo real.
- Expansão ou curso de potência: começa com o pistão no TDC e termina no BDC quando os gases de alta temperatura e pressão expandem-se empurrando o pistão e forçando a manivela a girar. Segundo Heywood (2018), nesse tipo de motor, em média cerca de cinco vezes mais trabalho é feito no pistão durante o curso de potência do que o pistão teve de fazer durante a compressão. À medida que o pistão se aproxima do BDC, a válvula de escape abre para iniciar o processo de escape, diminuindo a pressão do cilindro para perto da pressão do sistema de escape.
- Exaustão: conforme o pistão se move do BDC para o TDC, os gases queimados restantes saem do cilindro devido a pressão dentro do

cilindro ser significativamente maior que a pressão na exaustão (processo conhecido como *blowdown*). Parte dos gases queimados são expelidos pelo movimento do pistão em direção ao TDC, causando uma diminuição do volume do cilindro. Em um ciclo real, conforme o pistão se aproxima do TDC, a válvula de admissão começa a se abrir.

Esses MCIs necessitam de duas revoluções completas de virabrequim para um curso de potência.

O torque é uma importante medida da habilidade de um motor em produzir trabalho. Contudo, o torque não é um parâmetro capaz de apresentar uma relação da *performance* do motor em relação ao seu tamanho (volume deslocado). Uma medida que apresenta a capacidade do motor em produzir trabalho, relativo ao seu tamanho, é a pressão média efetiva indicada, IMEP (do inglês *Indicated Mean Effective Pressure*), obtida dividindo o trabalho líquido por ciclo pelo volume deslocado, conforme a Equação 1.

$$IMEP = \frac{W_{c,i}}{V_d} \quad (1)$$

onde  $V_d$  é o volume deslocado do motor e  $W_{c,i}$  o trabalho indicado líquido por ciclo que é dado por:

$$W_{c,i} = \oint p dV \quad (2)$$

onde  $p$  é a pressão e  $dV$  o diferencial de volume. A potência, por definição, é o trabalho líquido produzido em um dado tempo e pode ser obtido através da seguinte relação:

$$P_i = \frac{W_{c,i} * N}{n_R} \quad (3)$$

onde  $N$  é a velocidade angular do motor (em  $\frac{rad}{s}$ ) e  $n_R$  é o número de revoluções por ciclo de expansão (onde produz-se potência).

Segundo Heywood (2018), principal método de controle de carga utilizado em motores ciclo Otto é baseado no estrangulamento da admissão através de uma válvula borboleta, o que configura uma restrição no sistema de admissão, fazendo com que ocorra uma redução de pressão no coletor de admissão. Do ponto de vista

de desempenho, isso se traduz na necessidade da realização de mais trabalho parasita para succionar o gás durante a admissão, impactando diretamente no IMEP. A Equação 4 apresenta uma medida de quanto trabalho é perdido para bombeamento, relativo ao tamanho do motor (volume deslocado).

$$PMEP = \frac{W_p}{V_d} = \int_{\bar{p}_e}^{\bar{p}_i} \frac{p}{V_d} dV \quad (4)$$

onde  $W_p$  é o trabalho de bombeamento executado pelo motor.  $\bar{p}_e$  e  $\bar{p}_i$  são as pressões médias no cilindro durante o curso de exaustão e a pressão média no cilindro durante o ciclo de admissão, respectivamente.

O fator *lambda* ( $\lambda$ ) pode ser definido como a razão ar-combustível entre a mistura ar-combustível real e a relação estequiométrica da mistura, conforme mostra a Equação (5).

$$\lambda = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{real}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{est}} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}}\right)_{real}}{\left(\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}}\right)_{est}} \quad (5)$$

onde  $\left(\frac{A}{F}\right)_{real}$  é a razão ar-combustível real e  $\left(\frac{A}{F}\right)_{est}$  a razão ar-combustível estequiométrica.  $\left(\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}}\right)_{real}$  é a razão entre a vazão mássica de ar e a vazão mássica de combustível real e  $\left(\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}}\right)_{est}$  a razão entre as vazões estequiométricas.

### 2.1.1 Modelagem da combustão em motores de ignição por centelha

O processo de combustão dentro do cilindro é comumente caracterizado como uma função da queima da carga que foi admitida. Para isso, a primeira lei da termodinâmica é aplicada a um volume de controle que delimita a câmara de combustão. Assim, tratando a carga admitida no cilindro como uma mistura de produtos e reagentes homogêneos, aplicando a primeira lei da termodinâmica, combinando as equações e derivando em função do ângulo de virabrequim ( $\theta$ ) (Stone, 1999), tem-se:

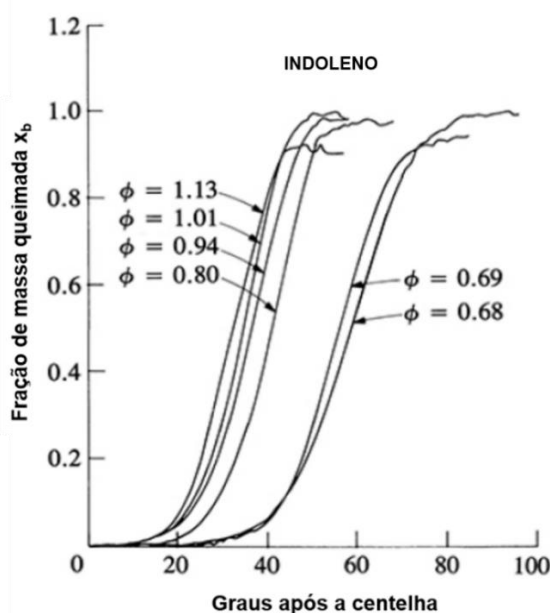


$$\frac{\delta Q_t}{\delta \theta} - \frac{\delta Q_w}{\delta \theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (6)$$

sendo  $Q_t$  o calor liberado pela combustão,  $Q_w$  o calor transferido para as paredes do cilindro,  $p$  é a pressão e  $V$  o volume.  $\gamma$  é a razão de calores específicos. A Equação (6), que não contabiliza as perdas de massa (conforme Heywood (2018), simplifica) associa a taxa de conversão da mistura ar-combustível em trabalho e energia interna, caracterizando a parte do lado direito da Equação 6 como taxa de liberação de calor aparente. O nome taxa de liberação de calor aparente é devido ao fato de contabilizar a transferência de calor e perdas por *blowby* (perdas de gás para pequenos volumes dentro do cilindro, chamados *crevices* (Heywood, 2018). Os maiores *crevices* são os volumes entre o pistão, os anéis do pistão e a parede do cilindro).

Realizando-se a integração da Equação 6 do momento da centelha até o fim da combustão, obtêm-se a quantidade de calor liberada durante a combustão que gerou trabalho e variação de energia interna do fluido. Dessa forma, obtém-se a função de massa queimada normalizada. A Figura 1 aborda as curvas características de fração de massa queimada para um combustível padrão de testes veiculares em diversas razões de equivalência combustível-ar.

Figura 1 - Fração de massa queimada em função do eixo virabrequim para diferentes misturas combustível-ar, com indoleno como combustível



Fonte: adaptado de Heywood (2018)

É comumente feita uma caracterização das curvas de fração de massa queimada apresentadas na Figura 1 através de uma função denominada função de Wiebe, que apresenta a evolução da fração de massa queimada no tempo (Heywood, 2018) e é representada conforme:

$$x_b = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (7)$$

onde  $x_b$  é a fração de massa queimada,  $\theta$  é o ângulo do eixo de manivelas,  $\theta_0$  é o ângulo do eixo de manivelas onde inicia a combustão,  $\Delta\theta$  é a duração total da combustão,  $a$  e  $m$  são coeficientes ajustados de acordo com os dados experimentais e são responsáveis por modificar o perfil da curva de Wiebe. Segundo Gamma (2017), seus valores usuais são 5 e 2 para  $a$  e  $m$  respectivamente, e a função de Wiebe apenas impõe a taxa de queima em um modelo computacional, logo, não caracteriza um modelo preditivo de combustão.

### 2.1.2 Sobrealimentação em motores de combustão interna

A potência máxima que um determinado motor pode fornecer é limitada pela quantidade de combustível que pode ser oxidada dentro do cilindro (Heywood, 2018). Isso é limitado pela quantidade de ar que é introduzido em cada cilindro a cada ciclo. Se este ar for comprimido a uma densidade mais alta do que a do ar ambiente, antes de entrar no cilindro, a potência máxima que um motor de dimensões fixas pode fornecer é aumentada (Figura 2).

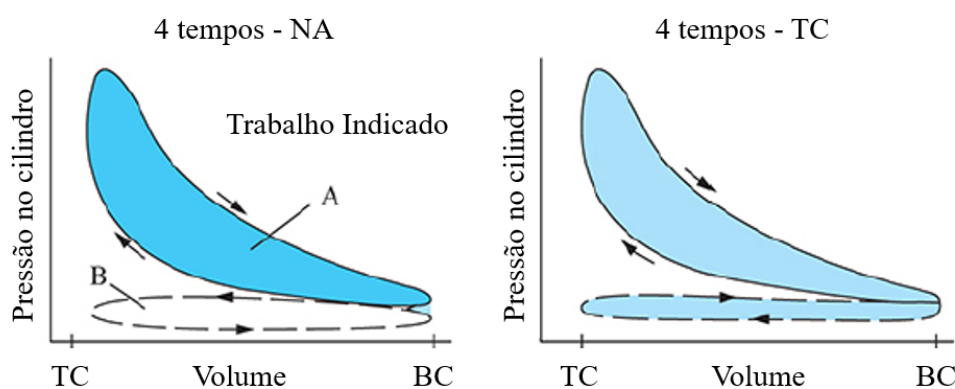
A sobrealimentação permite a redução do tamanho do motor e aumento do IMEP, propiciando a utilização de estratégias como *downsizing*, por exemplo. Isso justifica a crescente utilização de dispositivos como turbocompressores em MCIs (Guzzella, 2000). A redução da temperatura de admissão proporciona ainda mais a redução do tamanho do motor.

Existem duas formas básicas de se sobrealimentar um motor ativamente: *supercharging*, *turbocharging*.

Além desses 2 métodos ativos, a sobrealimentação por ondas de pressão é uma estratégia passiva que utiliza da dinâmica dos gases nos coletores admissão e/ou

exaustão para aumentar a eficiência volumétrica do motor, comprimindo a mistura na admissão (Heywood, 2018). A sintonização de coletores de admissão e exaustão é muito comum para esse tipo de sobrealimentação. Um exemplo é o dispositivo Comprex<sup>®</sup>, que utiliza da pressão disponível no escape para comprimir a mistura na admissão através do contato direto entre os gases em galerias estreitas (Gyarmathy, 1983).

Figura 2 - Pressão versus Volume – Naturalmente Aspirado (NA) (esquerda) e Sobrealimentado (direita).



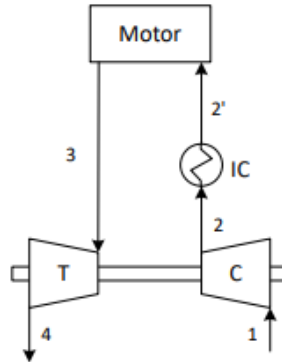
Fonte: adaptado de Heywood (2018)

### 2.1.3 Turbocompressor de Baixa Temperatura

O TCBT pode ser descrito basicamente como um dispositivo de turbocompressão e posterior refrigeração a ar.

O arrefecimento do gás pressurizado através de um *intercooler*, visando o aumento da densidade do ar na admissão, é muito comum. Um conjunto motor-turbocompressor-*intercooler* pode ser visto no diagrama esquemático da Figura 3. Segundo Stone (1999), os processos de expansão e compressão podem ser descritos como adiabáticos, considerando os gases como semiperfeitos e com calores específicos aproximadamente constantes podemos aproximar a potência obtida pela turbina ( $\dot{W}_T$ ) conforme a Equação 8.

Figura 3 - Diagrama esquemático de um turbocompressor ligado a um motor com *intercooler*



Fonte: adaptado de Hartmann (2016)

$$\dot{W}_T = \dot{m}_3 c_{p,3} T_3 \left[ \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} - 1 \right] \eta_T \quad (8)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica,  $c_p$  é o calor específico,  $T$  é a temperatura do gás,  $p$  é a pressão do gás no ponto,  $\gamma$  é a razão de calores específicos do gás  $\left( \frac{c_p}{c_v} \right)$  e  $\eta_T$  é a eficiência isentrópica do processo. Enquanto que a potência transmitida, através do eixo, ao compressor ( $\dot{W}_C$ ) é dada por:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_1 c_{p,1} T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_1}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_c} \quad (9)$$

De acordo com Maclnnes (1976), a efetividade ( $\varepsilon$ ) de transferência de calor em relação à temperatura do agente refrigerante ( $T_r$ ) define um *intercooler*, e é dada por:

$$\varepsilon = \frac{T_{2'} - T_2}{T_r - T_{cool}} \quad (10)$$

onde  $T_{2'}$  é a temperatura do carga de ar,  $T_2$  é a temperatura a qual se deseja diminuir e  $T_{cool}$  é a temperatura de arrefecimento média.

O turbocompressor de baixa temperatura, ou TCBT, é um sistema de turbocompressão para motores de combustão interna com patente requerida junto ao

INPI pelo mestre em engenharia mecânica Natal Antonini e pela empresa DUO Engenharia Criativa (Antonini, 2020).

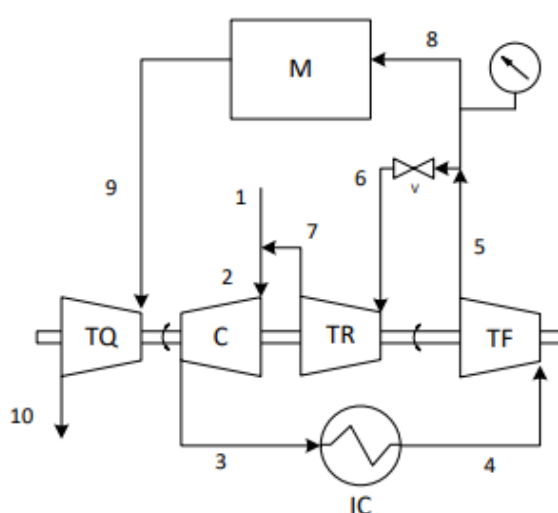
O sistema é composto por 3 turbinas e um compressor ligados por um mesmo eixo, além de um *intercooler* (IC) e uma válvula de controle (V), similar a uma válvula *wastegate*, ligados ao motor (M).

Conforme a Figura 4, a turbina quente (TQ) recebe os gases expelidos pelo motor em 9 e transmite a potência para o compressor (C). O ar ambiente é admitido em 1 e somado ao escoamento vindo da turbina de retorno (TR) em 7, sendo então essa soma comprimida pelo compressor C.

O escoamento comprimido é direcionado para o MCI através de 3, saindo arrefecido em 4 e direcionando o fluido de trabalho até a turbina fria (TF), responsável por expandir o gás para a pressão e temperatura que será admitido pelo motor (M), direcionando de 5.

Em 5 há um controle, acionado por uma válvula reguladora de pressão (V), onde caso o escoamento se encontre a uma pressão menor ou igual à que se deseja, a válvula (V) estará completamente fechada e irá para o ponto 8, sendo então admitida pelo motor (M).

Figura 4 - Diagrama do turbocompressor de baixa temperatura (TCBT)



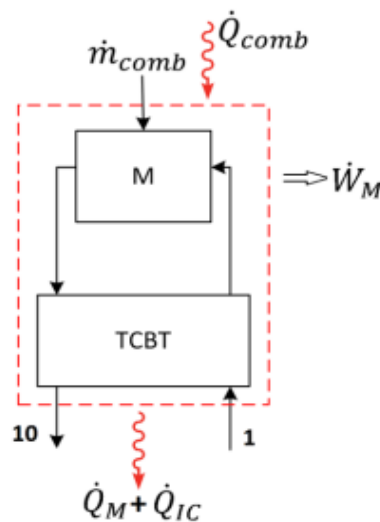
Fonte: adaptado de Hartmann (2016)

Caso a pressão suba para valores maiores do que a pressão de operação desejada, a válvula (V) abre parcial ou totalmente, liberando parte da vazão para o ponto 6, por onde é conduzida à turbina de retorno (TR).

A turbina de retorno (TR) tem a função de expandir o escoamento à pressão de sucção do compressor no ponto 7, reduzindo ainda mais a temperatura do ar e também fornecendo potência para o compressor (C).

O ciclo se reinicia unindo os pontos 1 e 7, prosseguindo para o compressor. A análise do volume de controle aplicado ao sistema completo pode ser visto na Figura 5.

Figura 5 - Volume de controle aplicado ao sistema completo



Fonte: adaptado de Hartmann (2016)

O ar fresco é admitido pelo sistema no ponto 1, e o gás é expelido em 10. O calor que entra no sistema ( $\dot{Q}_{comb}$ ) é o calor proveniente da combustão do combustível ( $\dot{m}_{comb}$ ). O calor rejeitado é a soma do calor emitido pelo motor ( $\dot{Q}_M$ ) e o calor perdido no intercooler ( $\dot{Q}_{IC}$ ). A potência de eixo do motor é  $\dot{W}_M$ .

Segundo Hartmann (2016), o objetivo do TCBT, para um determinado ponto de operação do motor, é reduzir o calor emitido pelo motor ( $\dot{Q}_M$ ), utilizando-se de uma maior quantidade de energia dos gases de escape para aumentar a potência de eixo do motor ( $\dot{W}_M$ ).

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Silva, Ochoa e Henríquez (2019) alcançaram, através de uma otimização do coletor de admissão, um ganho de em média 8,4% de eficiência volumétrica em uma faixa de rotações de 2500 rpm até 4300 rpm, e um ganho de em média 5,6% em uma faixa de rotações de 5100 rpm até 6000 rpm com a otimização, configurando uma sobrealimentação passiva.

Enquanto que Sawant, Warstler e Bari (2018) demonstraram um ganho de até 4,69% no torque variando o diâmetro do coletor de exaustão e o *timing* de válvula de escape na simulação 1-D.

Além das estratégias ativas já citadas e do método passivo, adaptações como *turbocoumpound*, *intercooler* ou *aftercooler* vem sendo largamente estudados visando otimização dessas ferramentas de sobrealimentação.

#### 3.1 SUPERCHARGING

O *supercharging*, ou sobrealimentação mecânica, acontece através de um compressor externo ou bomba externos, acionados mecânicamente. Essa estratégia retira energia do eixo do motor, ou de um dispositivo externo (comumente elétrico) para comprimir o ar de admissão (Nguyen *et al.*, 2021). As principais vantagens desse sistema são a sua boa resposta em regime transiente e a redução nas emissões de fuligem. Além disso, essa estratégia mostrou redução significativa no consumo de combustível sem demonstrar perdas no desempenho, chegando a apresentar um decréscimo de 12% no consumo específico de combustível de eixo (Wetzel, 2013).

Como desvantagens, pode-se pontuar o fato da sobrealimentação se tornar um trabalho parasita do motor, uma vez que para a compressão do ar, tira-se trabalho do eixo do motor, diferentemente de um *turbocharging*, por exemplo.

#### 3.2 TURBOCHARGING

É possível reduzir as perdas por bombeamento utilizando a energia na forma de entalpia dos gases de exaustão, para aumentar a eficiência volumétrica do motor. Segundo Teo (2019), em um motor naturalmente aspirado (NA), cerca de 22 a 46%

da energia contida no combustível é expelida para a exaustão, e apenas cerca de 15 a 32% da energia contida no combustível é convertida em trabalho útil do motor. A grande quantidade de energia expelida para a exaustão justifica a crescente utilização de turbocompressores em MCIs (Novella *et al.*, 2017; Luján *et al.*, 2016). Essa energia disponível no escape pode ser utilizada para movimentar um sistema turbocompressor, comprimindo o ar na admissão, reduzindo as perdas por bombeamento e melhorando o preenchimento do motor (Zheng *et al.*, 2018).

As principais vantagens desse método são a utilização de uma energia que seria perdida em forma de calor na exaustão, ou seja, sem tirar trabalho de eixo do motor, bem como a simplicidade do sistema.

Jiaqiang *et al.* (2019) mostrou uma redução de 6% no consumo de combustível e cerca de 12% de redução de emissões de NO<sub>x</sub> utilizando um turbocompressor em um motor diesel em uma aplicação veicular.

Como desvantagens, pode-se pontuar a restrição na exaustão causada pelo sistema, podendo fazer com que aumente o consumo de combustível. Além disso, o regime transiente desse tipo de sobrealimentação costuma ser um problema (Wetzel, 2013).

### 3.3 TURBOCOMPOUNDING

Sistema de turbo composto comumente utilizado em motores Diesel ou em motores de competição, onde geralmente duas turbinas são ligadas em série. Busca o aumento de eficiência e potência (Heywood, 2018).

Yang *et al.* (2019) estudou a aplicação de um turbo composto elétrico em um motor 2 tempos para aplicações marítimas e alcançou uma redução de 2 a 3% no consumo específico de combustível no eixo.

Enquanto que Aghaali e Ångström (2015), em um *review* acerca de *turbocompound*, apresentaram diferentes estratégias e concluíram que essa é um tecnologia de custo-benefício, que deve ser mais utilizada especialmente pela indústria automotiva para reduzir o consumo de combustível.

As principais desvantagens são o tamanho do sistema e sua complexidade. Além disso, a sobrealimentação aumenta a temperatura da mistura na admissão (ZARE, 2020), trazendo a necessidade de novos acessórios para redução dessa



temperatura. Nesse sentido, diversas estratégias vem sendo criadas visando a solução desse problema.

G. P. Walter F. Isley (1973) e Walter F. Isley (1973) desenvolveram sistemas de arrefecimento da mistura no coletor de admissão após o gas ser comprimido por um *supercharger*.

Além deles, existem diversas patentes com estratégias de arrefecimento após compressão por *turbocharger*. Masahiro Nishimura e Takeshi Ayabe (1990) desenvolveram um arranjo de arrefecimento de ar de admissão para um motor turboalimentado que é composto por *intercoolers* para arrefecer o ar que é transportado de um turbocompressor para um coletor de admissão do motor. Klingbeil, A. E. e Lavertu (2016) criaram uma unidade de potência de arrefecimento ideal para operação em altas cargas. Além deles, Rudolf Wimmer (2008), John R. Gladden e Philip J. Houtz (2001), Dyne and Gendron (2009) e Shinobu, Toshiyuki e Maehara (1992) também desenvolveram diferentes métodos para diminuir a temperatura na admissão, alcançando diferentes resultados nas emissões e nos parâmetros de desempenho.

## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

A metodologia deste trabalho consistiu em adaptar um modelo computacional previamente validado no software de dinâmica de fluidos unidimensional para motores, GT-Power, para operação com um sistema TCBT. Sequencialmente, foi realizada a otimização dos componentes do sistema TCBT e efetuou-se um estudo comparativo com o modelo original (sobrealimentado convencional). A metodologia para modelagem e otimização computacional, bem como o método para comparação de condições de operação da simulação são definidas nesta seção.

### 4.1 MOTOR UTILIZADO – ORIGINAL SOBREALIMENTADO POR TURBOCOMPRESSOR (TC)

O motor base utilizado para investigação do conceito TCBT foi um Volkswagen AP 1,8 Litros de 4 cilindros originalmente naturalmente aspirado (NA), no qual foi instalado um turbocompressor, operando com combustível etanol hidratado (E96W4). Algumas características do motor, que foram impostas no modelo computacional, são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Parâmetros básicos do motor modelado

Parâmetros	Dados
Número de cilindros	4
Diâmetro (mm)	81,5
Curso (mm)	86,4
Volume deslocado total (cm <sup>3</sup> )	1802
Razão de compressão	8,11
Diâmetro da válvula de admissão (mm)	40
Diâmetro da válvula de exaustão (mm)	33
<i>Lift</i> (medido) da válvula de admissão (mm)	8,5
<i>Lift</i> (medido) da válvula de exaustão (mm)	8,5

O motor encontra-se no laboratório de motores da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), e foi utilizado, não só para aquisição dos dados geométricos para modelagem, mas também para aquisição de dados experimentais através de ensaio de motor em dinamômetro de bancada. Posteriormente, esses dados adquiridos foram utilizados para validação computacional no modelo do motor original através da estratégia TPA.

#### 4.1.1 Validação por *Three Pressure Analysis* (TPA)

Um modelo previamente validado através da metodologia TPA, fornecida pelo GT-Power como um modo de análise de pressão de cilindro, foi adaptado para este trabalho. A validação do modelo computacional do motor descrito no item 4.1, foi realizado seguindo instruções da Gamma (2016).

Essa estratégia consiste na validação do modelo atendendo a critérios definidos pelo *software*. O nome TPA se dá pelo fato da validação partir da necessidade de três pacotes de dados de pressão instantânea: pressão instantânea no cilindro, pressão instantânea na admissão e pressão instantânea na exaustão. Dados adicionais como temperaturas nos dutos e portas, bem como vazões mássicas de combustível e ar, e *spark timing* por exemplo, também são imprescindíveis para a etapa de validação.

Nessa análise, não é necessário estimar frações de gases residuais, essas serão calculadas pelo próprio *software*. Esse método pode ser considerado como um caminho reverso ao que é feito em uma simulação convencional no GT-Power, onde a taxa de queima é um dado de entrada, e a pressão no cilindro é um resultado. Ao realizar uma TPA, a quantidade de combustível queimada é iterada em cada passo de tempo, até que a pressão no cilindro simulada corresponda à pressão medida.

Os critérios para determinação da validação de um modelo segundo a Gamma (2016) são os seguintes:

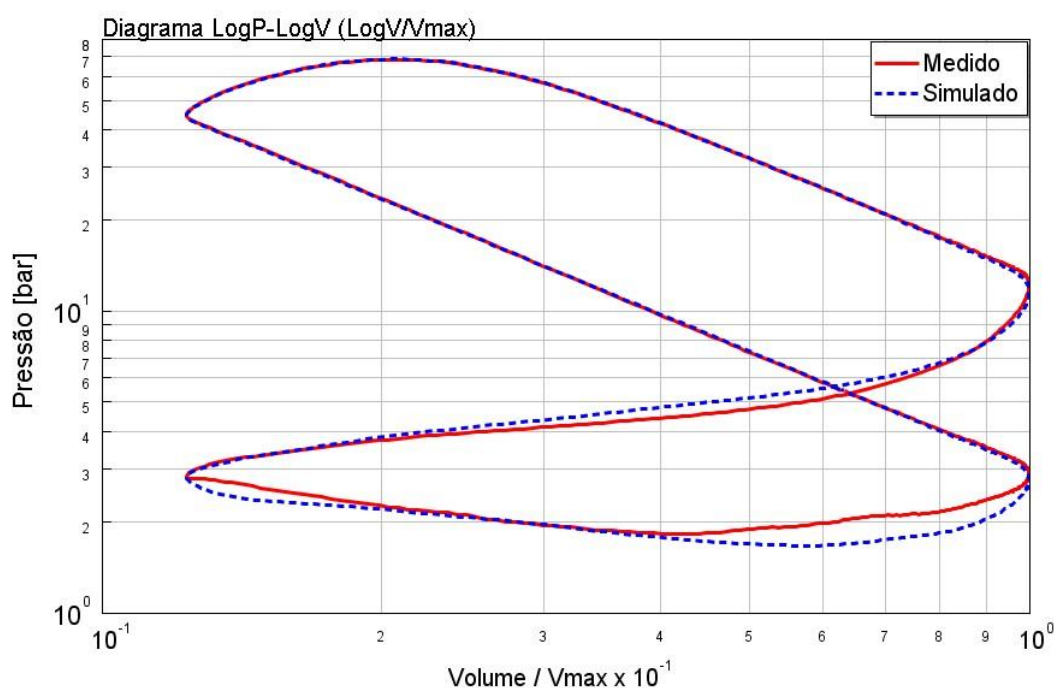
- $LHV_{mult}$  (multiplicador do poder calorífico inferior do combustível): deve ser imposto e igual a 1 em uma simulação convencional. Contudo, no TPA esse parâmetro é utilizado como ajuste, e deve ter uma variação máxima de 5%;
- IMEP: aceitável uma variação de até 5%;

- Vazões de combustível e de ar: aceitável uma variação de 5%;
- *Lambda*: aceitável uma variação de 5%;
- Eficiência de combustão (quando inseridos dados de entrada de emissões): diferença máxima de 5%.

Além dos critérios definidos nos parâmetros acima, há um importante indicativo para a validação do modelo: o gráfico logarítmico de pressão por volume (LogP x LogV). A verossimilhança entre o gráfico do experimento e do TPA é fundamental para a confirmação da validade do modelo, bem como uma ferramenta indicativa de erros na modelagem ou mesmo nos dados do experimento.

A Figura 6 apresenta um gráfico logarítmico de pressão por volume do experimento (medido) e do modelado via TPA. Em uma condição de plena carga e 5000 rpm.

Figura 6 - Gráfico logarítmico comparativo para validação de MCI (TC) utilizado



Fonte: Balbom, 2022.

Após validado o modelo atendendo aos critérios definidos nessa seção, o pós processamento do *software* fornece informações necessárias para a melhor modelagem da combustão no GT-Power, nas dadas condições de operação do caso

validado, fornecendo os coeficientes para a caracterização da curva de Wiebe naquela condição de operação do motor. Além disso, através da validação foi possível corrigir, no modelo computacional, erros provenientes da aquisição dos dados geométricos do motor e do experimento, como coeficientes de descarga das válvulas e temperaturas dos dutos da admissão e do escape. Essas correções podem ser feitas por meio de multiplicadores ou valores impostos dentro do próprio *software*.

## 4.2 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL EM GT-POWER

O GT-Power é um módulo comercial para simulação e faz parte do pacote GT-Suite, que contempla outras ferramentas de simulação e modelagem. Entre elas, estão inclusos o *software* de pós processamento e análise de resultados, GT-Post, *software* de modelagem de dutos e volumes, GEM 3D, ferramentas de otimização de resultados, GT-Optimizer, dentre outros. A modelagem computacional de MCIs no *software* GT-Power, fornecido pela Gamma Technologies®, pode ser descrita como uma programação orientada a objetos, os quais são formados pelas peças constituintes do motor e se encontram dentro das bibliotecas do *software* em forma de *templates* pré-definidos. Cada *template* de peça, contém informações necessárias para a caracterização dos sistemas que constituem o motor no modelo, bem como um ambiente para inserção de dados de entrada informados pelo usuário. Cada objeto inserido é associado a um conjunto de equações que descrevem o seu funcionamento e estão acoplados a outros objetos. A simulação de certo motor consiste na solução de um conjunto de equações diferenciais (Lanzanova, 2013). Dentro dessas equações, a termodinâmica e a mecânica dos fluidos do processo são tratadas de forma numérica, como Navier-Stokes. Os resultados de saída da simulação dependem da caracterização de cada peça no modelo, definida pelo usuário.

### 4.2.1 Modelagem através do método de volumes finitos

O método dos volumes finitos tem como objetivo a solução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia através da integração dessas equações em volumes de controle, oriundos da discretização no domínio espacial e temporal (Lanzanova, 2013).

Assumindo que o campo de velocidades  $u$  e todas as propriedades do escoamento sejam conhecidas, a equação da conservação para uma quantidade genérica escalar  $\phi$  pode ser descrita como (Patankar, 1980):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \tau_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (11)$$

onde  $\tau_\phi$  e  $S_\phi$  são o coeficiente de difusão e o termo fonte, respectivamente, relacionados ao escalar  $\phi$ . Calcula-se os valores das variáveis no centro de cada volume após a integração da equação sobre o domínio discretizado por um número finito de volumes de controle.

#### 4.2.1.1 Discretização temporal

A discretização temporal neste trabalho foi feita seguindo recomendações da Gamma (2016), que sugere a utilização do método explícito (Euler de 1ª ordem), ao invés do método implícito. Segundo o próprio manual, o método explícito traz melhores resultados para fenômenos de grande importância nos coletores, como pulsações de pressão. Nesse método, os cálculos baseiam-se nos campos do passo de tempo anterior e assim não necessita de iterações.

Visando garantir uma estabilidade numérica, o passo de tempo é imposto automaticamente, respeitando a condição de Courant, conforme (12).

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} = (|u| + c) \leq 0.8 * tm \quad (12)$$

onde  $\Delta t$  é o passo de tempo, que se relaciona diretamente com o menor comprimento de discretização espacial ( $\Delta x$ ) e ambos se relacionam com o tempo de simulação. As velocidades do som ( $c$ ) e do fluido no escoamento ( $u$ ) são diretamente relacionadas a propriedades do fluido.  $tm$  é o multiplicador de tempo, imposto pelo usuário.

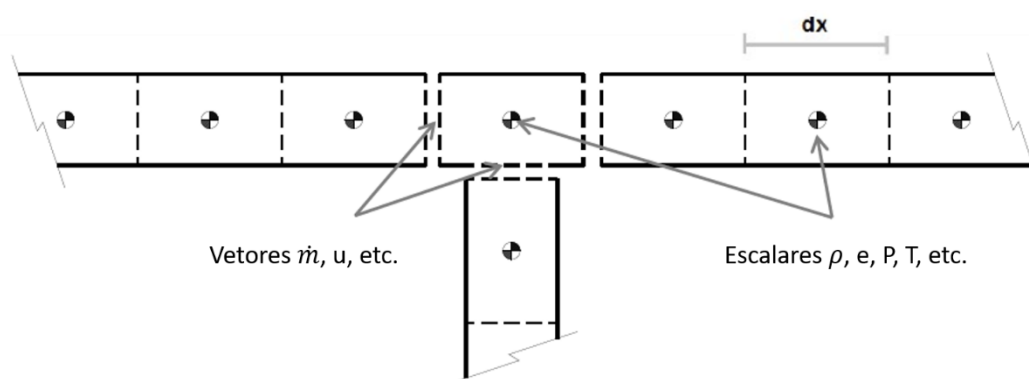
#### 4.2.1.2 Discretização espacial

A modelagem em dutos no GT-Power requer uma discretização espacial, subdividindo dutos em menores volumes de controle (unidimensionais), conectando-os uns aos outros em suas fronteiras, onde se calculam grandezas vetoriais.

No interior de cada volume discretizado, calculam-se grandezas escalares. A Figura 7 apresenta o esquema de malha utilizado para uma discretização arbitrária no software.

Conforme recomendação da Gamma (2016), na simulação de MCIs, valores de comprimento de discretização ( $\Delta x$ ) para dutos de admissão devem ser, no máximo,  $0.4 * B$  (onde  $B$  é o diâmetro do pistão, do inglês *Bore*) e para a exaustão, no máximo,  $0.55 * B$ . A diferença entre comprimentos de discretização da admissão e da exaustão se dá pelo fato de a temperatura afetar na velocidade do som.

Figura 7 - Esquema de malha



Fonte: Adaptado de Gamma (2016).

#### 4.2.1.3 Equações governantes de dinâmica de fluidos computacional

As principais equações a serem resolvidas, segundo Gamma (2016), são a equação da conservação da conservação de massa (Equação 13), quantidade de movimento (Equação 14) e de energia (Equação 15).

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{fronteira} \dot{m} \quad (13)$$

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{fronteira}(\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| \Delta x A}{2D} - K_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u|\right) A}{\Delta x} \quad (14)$$

$$\frac{d(me)}{dt} = -p * \frac{dV}{dt} + \sum_{fronteira} (\dot{m} * H) - hA_s * (T_{fluido} - T_{parede}) \quad (15)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica (dada por  $\dot{m} = \rho * A * u$ ),  $m$  é a massa do volume considerado,  $V$  é o volume considerado e  $p$  a pressão.  $\rho$  é a densidade e  $A$  é a área de escoamento transversal.  $A_s$  é a área de superfície de transferência de calor e  $e$  a energia interna específica total, definida como a soma da energia interna e da energia cinética por unidade de massa.  $H$  é a entalpia específica total (dada por  $H = e + \frac{p}{\rho}$ ),  $h$  é o coeficiente de transferência de calor,  $T_{fluido}$  a temperatura do fluido escoando,  $T_{parede}$  a temperatura das paredes dos dutos de admissão e exaustão definidas pelo usuário,  $u$  é a velocidade na fronteira,  $c_f$  o coeficiente de atrito (Fanning),  $K_p$  o coeficiente de perda de pressão devido às condições de contorno da modelagem,  $D$  o diâmetro equivalente da seção,  $\Delta x$  o comprimento do elemento de massa na direção do escoamento, ou comprimento de discretização e  $dp$  é o elemento diferencial de pressão agindo em  $\Delta x$ .

#### 4.2.2 Metodologia de modelagem e critérios de convergência

O GT-Power é capaz de prever o comportamento tanto em regime permanente quanto transiente, utilizando a forma de resolução de volumes finitos. Para tal, é necessário que se definam critérios de convergência dentro do *setup* do *software* e, a partir daí, o *software* faz uma discretização dos volumes por onde ocorre o escoamento e, para cada volume, aplica as equações de equilíbrio e de energia (solução explícita), ou de entalpia (solução implícita) e de momentum (Lanzanova, 2013).

Em cada fronteira são calculadas vazões e velocidades, definidas como quantidades vetoriais, enquanto que no centro de cada volume calcula-se valores escalares como densidade, pressão e temperatura. Os coeficientes de transferência de calor e de atrito são calculados conforme rugosidade do material definido, da velocidade do escoamento e das propriedades do fluido.



Para o cálculo da combustão utilizou-se a função de Wiebe, que representa a evolução da fração de massa queimada no tempo, e pode ser representada pela Equação 7. Dentro do *template* da função de Wiebe, é necessário que se defina o número de zonas de temperatura, que podem ser caracterizado como *single-temp* ou *two-temp*. O método utilizado para cálculo das zonas de temperatura nesse trabalho foi *two-temp*, o que significa que os gases dentro da câmara de combustão tem suas temperaturas e composições calculadas independentemente, trazendo resultados de formação de NO, por exemplo, mais fidedignos. O modelo *two-temp* diferencia, após o início da combustão, os gases dentro do cilindro entre queimados e não queimados, levando em consideração os gases residuais do ciclo anterior e EGR (do inglês *Exhaust Gas Recirculation*, Gases da Exaustão Recirculados). Em sequência, a quantidade de gases que passa da região não queimada para a queimada, é definida pelo *burn rate*, para uma combustão imposta. O próximo passo para o *software*, segundo a Gamma (2016), é calcular o equilíbrio químico ao longo da zona de gases queimados, o resultado é a obtenção de 13 produtos da combustão (N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, CO, H<sub>2</sub>, N, O, H, NO, OH, Ar, SO<sub>2</sub>). Já com a composição calculada, é efetuado o cálculo da energia interna de cada espécie e assim encontra-se a energia total da zona de gases queimados, somando a energia de todas as espécies. Como toda a energia deve ser conservada pelo seu princípio básico, são obtidas as zonas de temperatura queimada e não queimada. O cálculo através do *two-zone model*, se dá através da derivação da zona de gases queimados/não queimados.

Ainda dentro do *template* da função de Wiebe, um modelo de detonação *standard Douaud&Eyzat* foi definido para delimitar a operação em altas cargas do motor, e para que se possa definir uma potência máxima de operação em função do número de octanas do combustível. Esse modelo é apresentado da a seguir:

$$IT(t) = \int_0^t \frac{1}{\tau} dt \quad (16)$$

onde  $IT$  é a integral do tempo de indução,  $t$  é o tempo decorrido do início de compressão do *end-gas* e  $\tau$  o tempo de indução. No modelo Douaud&Eyzat, a predição de detonação ocorre no ângulo de virabrequim no qual a integral do tempo de indução ( $IT$ ) iguala ou ultrapassa o valor de 1.

O número de octanas utilizado para o combustível disposto nesse trabalho foi 100, aproximando para o que afirma Melo (2012). A abordagem de número de octanas utilizada foi baseada no AKI (do inglês *Anti-Knock Index*), que pode ser definida como uma média entre outras duas classificações para octanagem: MON (do inglês *Motor Octane Number*) e RON (do inglês *Research Octane Number*)

As temperaturas de cilindro, de pistão e de cabeçote foram impostas, uma vez que esses dados não estavam disponíveis através de experimentos. As temperaturas impostas foram conforme o que sugere a Gamma (2016):

- Cabeçote: 575 K;
- Pistão: 575 K;
- Cilindro: 400 K.

O motor utilizado, descrito na Tabela 1, teve seus coletores, dimensões e condições de contorno integralmente aproveitadas do modelo validado original. A partir daí, foi modelado o sistema TCBT conforme Figura 4, adicionando 3 turbinas, com diâmetros a serem definidos através de otimização. As turbinas foram modeladas como *TurbineSimple*, uma abordagem que não necessita dos mapas de operação do dispositivo. A turbina é modelada como uma restrição. Em cada passo de tempo a vazão mássica é calculada considerando a razão de pressão ao longo de um orifício. A potência de saída é prevista considerando a razão de pressão, vazão mássica e eficiência da turbina, e a temperatura de saída é calculada usando a razão de pressão e a eficiência da turbina. Essa metodologia de modelagem de turbina e compressor é comumente usada durante os estágios iniciais de desenvolvimento de motores para encontrar os principais parâmetros para a correspondência do turbocompressor (Martins e Lanzaova, 2015). Foi utilizada uma eficiência de 75% para cada turbina, conforme aproxima Poljak (2020). O mesmo foi feito para o compressor, definido pelo *template CompressorSimple*, com imposição da eficiência de 75%. Dois *intercoolers* foram modelados para operação, conforme *setup* experimental do motor validado. O primeiro *Intercooler* foi modelado para troca de calor do escoamento com a água, enquanto que no segundo *Intercooler* a troca de calor é com o ar ambiente, tendo a efetividade do trocador como uma função da vazão mássica. Ou seja, a efetividade é definida em função da temperatura de parede do duto.

O modelo de transferência de calor para o cilindro/câmara de combustão utilizado foi a correlação WoschniGT, disponibilizada pelo *software*, e largamente

utilizada para estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior de MCIs. Esse modelo não resolve a transferência de calor de maneira local, apenas global e é baseado em dados empíricos experimentais (Lanzanova, 2013).

Os critérios de convergência foram definidos a fim de estabelecer valores máximos de variação para determinados fatores.

Dentro do *software*, podemos definir 3 principais fatores de convergência:

- *ODE Control*: define o controle de circuitos ODE (do inglês *Ordinary differential equation*) independentes, que podem ser uma conexão de grupos mecânicos, elétricos, magnéticos ou de controladores. Para este critério de convergência foi utilizado um esquema *Integrator/Solver* definido como *Explicit-Runge-Kutta*, que tem sua precisão na 5ª ordem. Foi definido como critério de convergência um regime permanente de 5 ciclos consecutivos.
- *Flow*: tem por padrão uma tolerância de vazão mássica de 0,2%, de estabilidade de pressões de 1% e de temperatura de 2 K. Foi definido como critério de convergência um regime permanente de 3 ciclos seguidos para essas condições.
- *Convergence RLT*: aqui, são definidos critérios de convergência pelo usuário, além dos padrões do *software*. Os critérios definidos foram, conforme a Tabela 2.

Tabela 2 - Critérios de convergência definidos pelo usuário para convergência.

Variável RLT	Valor Target	Tipo	Tolerância	Ciclos Consecutivos para Steady-State
IMEP (Cilindro)	--	%	0,1	5
Razão de Pressão Estática Média (TQ)	--	%	0,1	5
Razão de Pressão Estática Média (TF)	--	%	0,1	5
Razão de Pressão Estática Média (TR)	--	%	0,1	5
Queda de Pressão Média entre Volumes Adjacentes ( <i>Wastegate</i> )	--	%	0,2	5
Queda de Pressão Média entre Volumes Adjacentes (Válvula)	--	%	0,2	5
Tempo de Indução (Cilindro)	--	%	0,01	5

A duração mínima da simulação foi definida como 80 ciclos para convergência. A duração máxima foi definida como 150 ciclos.

### 4.2.3 Metodologia de otimização

O GT-Power, dentro da ferramenta GT-Optimizer, oferece 2 versões de otimização: *Advanced Optimizer* e *Standard Optimizer*.

A versão utilizada foi a *Advanced Optimizer*, pois oferece mais funcionalidades que a versão *Standard*, como a capacidade de realizar um processo de solução individual para cada iteração de otimização e a habilidade de fazer a otimização “*case sweep*”. A otimização *case sweep* possibilita a definição de um valor ótimo para diferentes casos, ou seja, é possível encontrar um valor ótimo de diâmetro de turbina para diferentes rotações, mesmo enquanto se varia independentemente a abertura de *wastegate* para cada rotação

Na otimização foi utilizado o algoritmo genético NSGA-III (ANEXO I), que é considerado o mais sofisticado e robusto, em relação aos disponíveis na versão e é recomendado para problemas de alta complexidade, com presença de uma ou mais restrições e características não lineares (Deb and Jain, 2014). O algoritmo requer a definição do número de populações e gerações, e a multiplicação desses dois fatores define o número máximo de iterações e o critério de parada da otimização. O número de gerações inicial sugerido pela Gamma (2016) é de 10, porém, por experiência do autor deste trabalho, notou-se um resultado final mais refinado utilizando no mínimo 5 gerações a mais que populações. Essa abordagem foi adotada para o número de gerações.

O *Advanced Direct Optimizer* encontra uma ótima variável de saída variando uma ou mais variáveis independentes de entrada escolhidas dentro do *software*. Além do mais, a ferramenta oferece a opção de *sweep* de variável. Esse processo acontece por meio de um algoritmo, responsável por realizar várias iterações até que o valor ideal seja encontrado sob certos critérios de convergência ou até que atinja o número máximo de iterações especificado pelo usuário (Gamma, 2016). Para a otimização, os valores definidos no *Case Setup* são utilizados como valores iniciais para a primeira iteração do processo.

O número de populações é definido segundo Tabela 3. Os valores de  $n$  são o número de variáveis independentes. Demais parâmetros do algoritmo genético foram mantidos padrão do *software*.

Tabela 3 - Tabela fornecida pelo *software* para definição do número de populações no algoritmo genético

$n$	População
3	10
4	16
5	20
6	26
7	30
8	40
9+	50

Fonte: Adaptado de *Help* GT-Power (2016)

Inicialmente, otimizou-se o modelo original (TC) buscando máxima potência de eixo, variando o diâmetro da sua turbina (*case sweep*), a abertura da *wastegate* e o ângulo de 50% de massa queimada (CA50). Como restrição, utilizou-se o IT menor que 1.

A otimização no TCBT foi realizada buscando alcançar a máxima potência de eixo. As variáveis varridas na otimização do sistema TCBT foram:

- Diâmetro da Turbina Quente (*case sweep*);
- Diâmetro da Turbina de Retorno (*case sweep*);
- Diâmetro da Turbina Fria (*case sweep*);
- Diâmetro de abertura da Wastegate (independente);
- Diâmetro de abertura da Válvula (independente);
- CA50 (independente).

As restrições segundo a Gamma (2016) definem um intervalo de limitação para as variáveis independentes. Nesse trabalho, utilizou-se 3 principais restrições e limites:

- Integral de tempo de indução de detonação – Original e TCBT - (0,80 à 0,99);
- Eficiência de eixo – apenas no TCBT - (intervalo definido pelo resultado da variável na mesma rotação no modelo original);
- Potência de eixo – apenas no TCBT - (intervalo definido pelo resultado da variável na mesma rotação no modelo original);

Foi definido um limite inferior para o tempo de indução para que fosse acelerado o tempo de convergência, uma vez que o algoritmo irá sempre buscar se manter dentro dos valores limites das restrições definidas. Com isso, o algoritmo evita trabalhar com variações dentro das variáveis independentes que não favoreçam a busca pela máxima potência. A eficiência de eixo e a potência de eixo foram inseridas como valores “mínimos” para o TCBT. A potência de eixo foi definida como restrição mínima aquela encontrada com o TC na otimização, facilitando a convergência do modelo. A eficiência de eixo foi utilizado o valor mínimo encontrado com o TC na otimização. Isso foi feito para que o algoritmo não prejudique a eficiência do MCI na otimização para alcançar potências maiores fazendo com que, por exemplo, aumente expressivamente a pressão de admissão enquanto atrasa de maneira exagerada o CA50, prejudicando a estabilidade de operação do motor, um parâmetro que é de difícil análise em simulação computacional.

A otimização do TCBT e do modelo Original foi realizada em 3 rotações (2000 rpm, 4000 rpm e 6000 rpm). Os diâmetros das turbinas, em ambos os modelos, foram definidos através de um *case sweep*, sendo encontrado um valor único ótimo para as 3 rotações, para cada modelo e, no caso do TCBT, para cada turbina. Essa abordagem foi adotada pelo fato de não serem comumente utilizadas turbinas de geometria variável devido ao alto custo agregado. O fator de excesso de ar  $\lambda$  (*lambda*) foi fixado em 1, pois trabalhando de maneira estequiométrica, possibilita a utilização de um catalisador de 3 vias (TWC).

#### **4.2.4 Determinação das emissões específicas de NO<sub>x</sub>**

A concentração de gases emitidos em MCIs usualmente são medidas em partes por milhão (ppm) ou percentual de volume. Para efeito comparativo de MCIs em diferentes condições de carga, é usual a normalização dos níveis de emissões em

função da potência. Emissões específicas de  $\text{NO}_x$ ,  $s\text{NO}_x$  (do inglês *Specific Nitrogen Oxides*) podem ser definidas como a vazão mássica do poluente, por unidade de volume (Heywood, 2018) conforme a Equação (17).

$$s\text{NO}_x = \frac{\dot{m}_{\text{NO}_x}}{P} \quad (17)$$

onde  $\dot{m}_{\text{NO}_x}$  é a vazão mássica de  $\text{NO}_x$  e  $P$  a potência. Comumente,  $s\text{NO}_x$  tem unidade de g/kW-h. Ainda, ao dividir pela potência de eixo, tem-se as emissões específicas de eixo de  $\text{NO}_x$ , chamada  $\text{BSNO}_x$ .

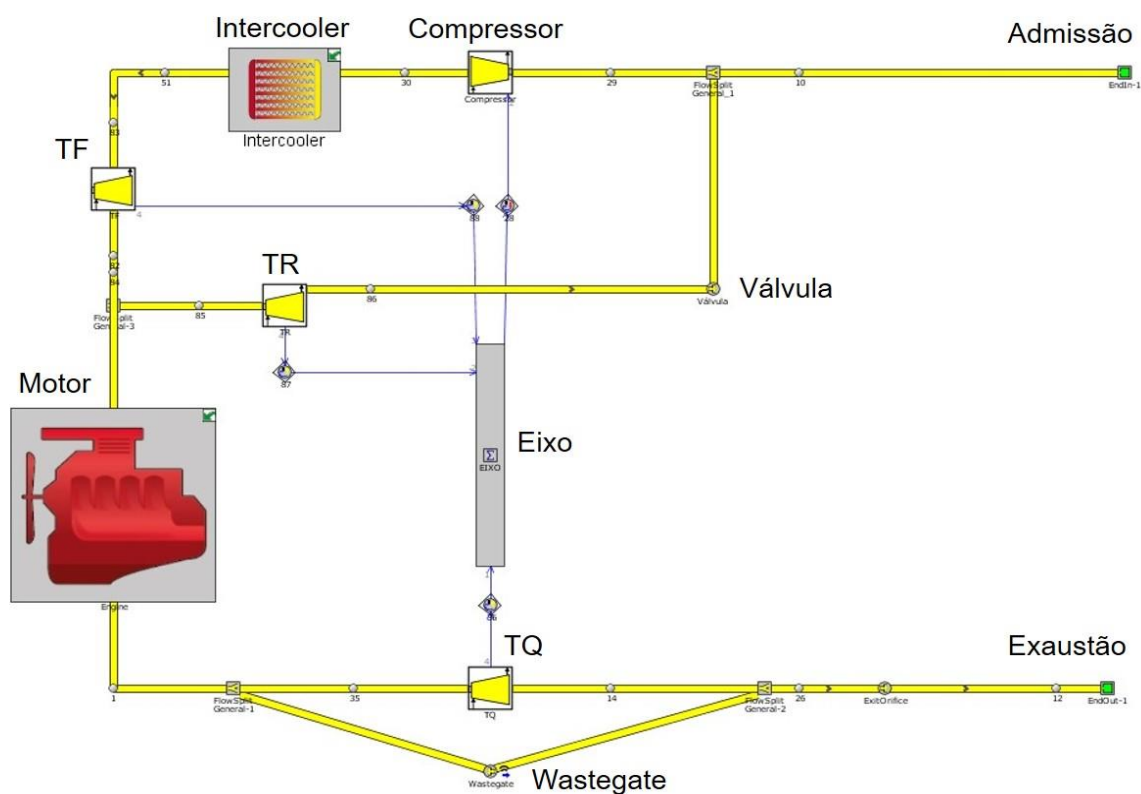
Um modelo de predição de formação de  $\text{NO}_x$  foi calibrado dentro do template da função de Wiebe no GT-Power. Esse modelo prediz somente a formação de NO, e é calibrado a partir de dados experimentais dentro de um objeto de referência (EngCylNOx). Esse modelo calcula emissões de NO usando o mecanismo de *Extended Zeldovich* (Gamma, 2017), que é extremamente sensível ao excesso de oxigênio e a máxima temperatura no cilindro, justificando o uso de um modelo de duas temperaturas.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1 RESULTADOS DA MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO COMPUTACIONAL

O modelo adaptado para operar com o TCBT alcançou a convergência em todos os casos simulados, sendo necessário um número de ciclos para a convergência inferior ao máximo setado. A Figura 8 apresenta o modelo TCBT adaptado.

Figura 8 - Modelo TCBT adaptado



A Tabela 4 apresenta os resultados das variáveis independentes otimizadas, os resultados dos limites definidos (restrições) e os resultados de potência máxima alcançados para o TC e TCBT.



Tabela 4 - Resultados de Otimização do Modelo

MODELO	TIPO DA VARIÁVEL	VARIÁVEL	CASO		
			2000 RPM	4000 RPM	6000 RPM
TC	Variável Dependente	Potência Máxima de eixo (kW)	39	119	204
	Variável Independente	Diâmetro da TQ (mm)	29.5		
		Abertura da Wastegate (mm)	16	20	20
		CA50 (° APMS)	12	16	29
	Restrições	IT	0.998	0.94	0.995
TCBT	Variável Dependente	Potência de eixo Máxima (kW)	41	124	222
	Variável Independente	Diâmetro da TQ (mm)	30		
		Diâmetro da TF (mm)	19		
		Diâmetro da TR (mm)	4		
		Abertura da Válvula (mm)	10	12	7
		Abertura da Wastegate (mm)	7	14	14
		CA50 (° APMS)	14	17	30
	Restrições	IT	0.952	0.984	0.999
		Eficiência de eixo mínima (%)	35.67	34.67	27.49
		Potência de eixo mínima (kW)	39	119	204

Pode-se notar a eficiência da metodologia de otimização proposta, uma vez que a potência mínima encontrada com o TCBT é superior aquela encontrada com o modelo TC, o que mostra que houve um bom funcionamento da metodologia aplicada. A IT apresentou um resultado dentro dos limites estipulados, o que mostra a possibilidade de operação com ambos os modelos sem detonação. Os diâmetros de TQ de ambos os modelos ficaram parecidos, diferenciando as turbinas pela

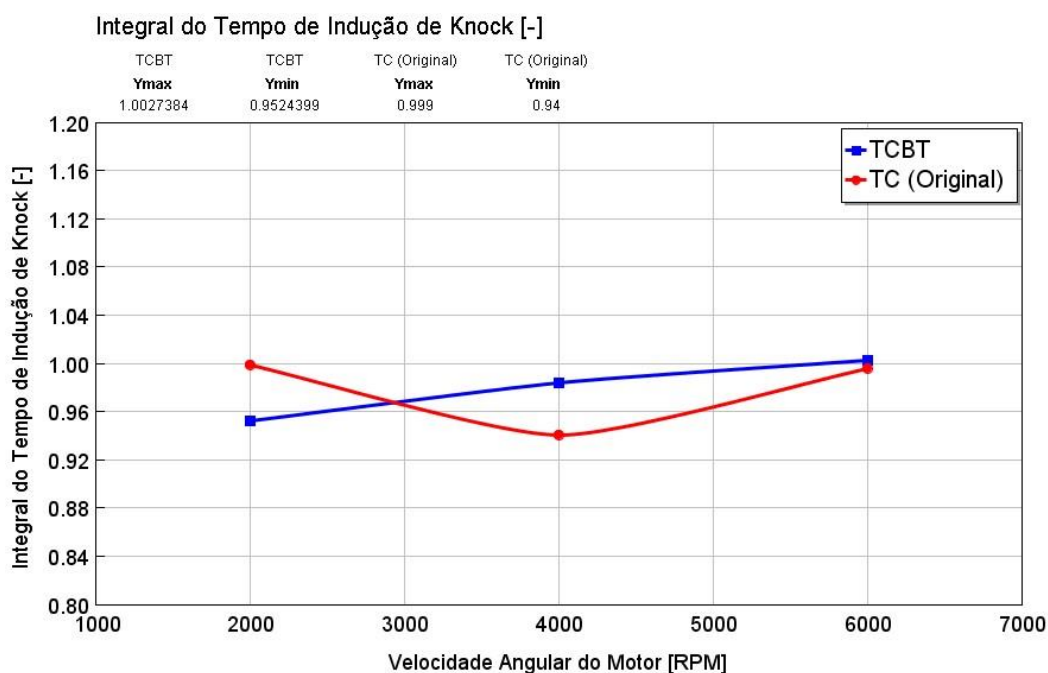
*wastegate*, que esteve muito mais fechada com o modelo TCBT, o de configura uma maior pressão de admissão com esse conceito. Além disso, uma análise da eficiência de eixo é realizada na sequência do trabalho.

## 5.2 RESULTADOS DE SIMULAÇÃO E ESTUDO PARAMÉTRICO

A Figura 9 apresenta a Integral do Tempo de Indução de detonação (IT) em função da velocidade angular do motor. Para o TCBT, é justificável um valor menor que 0,98 (como acontece em 2000 rpm). Isso por que a eficiência de eixo encontrada com o modelo TC foi utilizada como restrição, fazendo com que mesmo não sendo limitado por detonação (*knock*) ( $IT \geq 1$ ), o algoritmo de otimização não continue a aumentar a potência se encontrada uma eficiência de eixo menor que aquela encontrada com o modelo TC e utilizada como restrição.

Com o modelo TC, encontrou-se um IT de 0,94 em 4000 rpm. Esse resultado acontece devido aos critérios de convergência do modelo, uma vez que a variável RLT IT, conforme apresentado na tabela 4, utilizada como critério de convergência (restrição), não atendeu aos critérios para valores de IT acima de 0,94 dentro da máxima duração de simulação definida na metodologia (150 ciclos).

Figura 9 - Integral do tempo de indução de Knock, TCBT vs TC



A pressão no cilindro por ângulo de virabrequim é um bom indicativo para análise do ciclo, especialmente da combustão. As Figuras 10 e 11 apresentam os resultados comparativos de pressão no cilindro.

Figura 10 - Pressão de cilindro por ângulo de virabrequim, 2000 rpm e 4000 rpm – TC vs TCBT

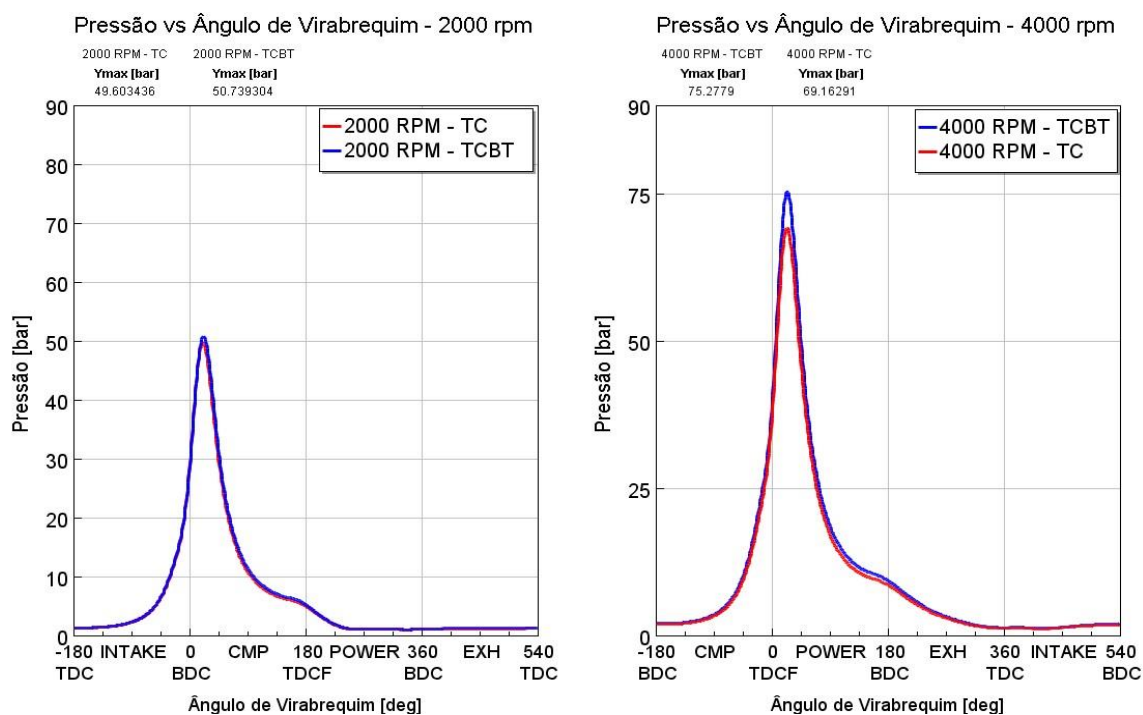
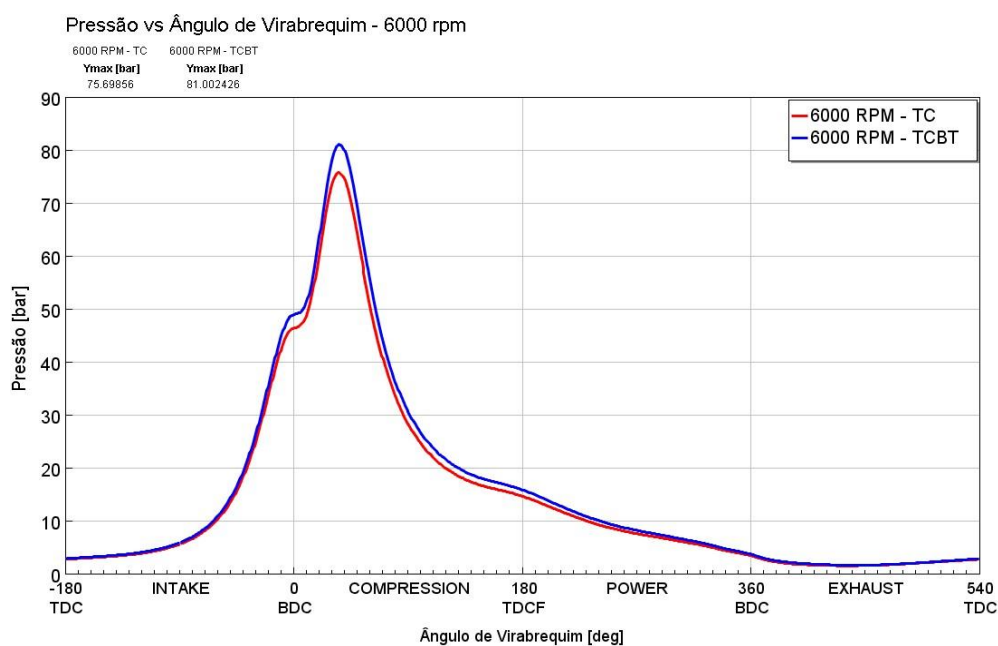


Figura 11 - Pressão do cilindro por ângulo de virabrequim, 6000 rpm – TC vs TCBT

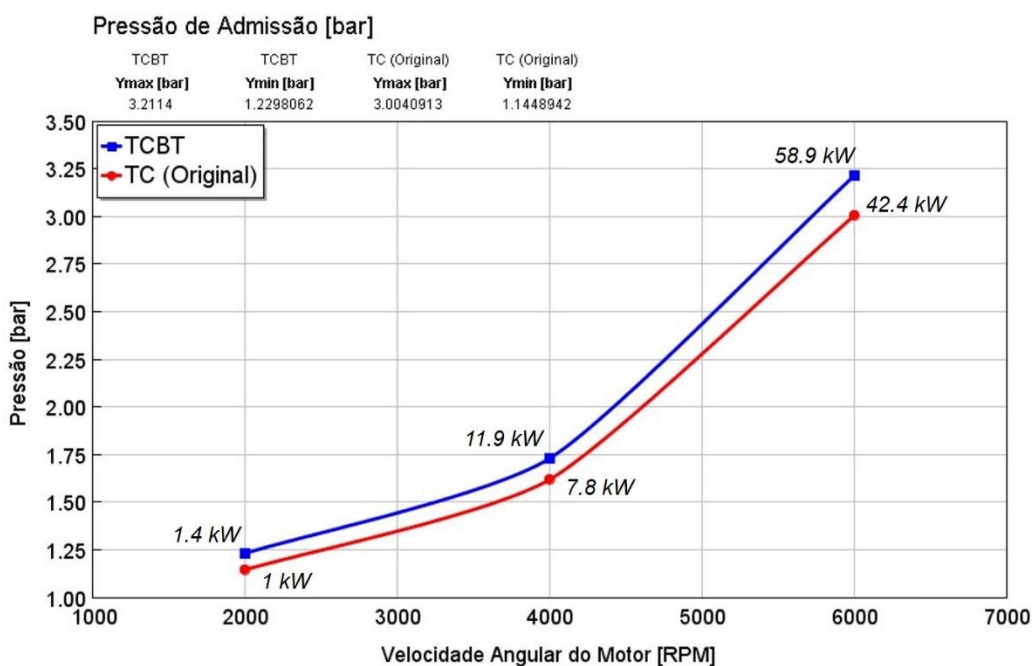


O TCBT apresenta uma pressão máxima superior à pressão máxima encontrada com o TC em todas as rotações. O modelo TCBT chega a alcançar 81 bar de pressão máxima no cilindro em 6000 rpm. O alcance de uma maior pressão máxima no cilindro com o modelo TCBT, sem detonação, se dá pelo fato de uma menor temperatura na admissão, diminuindo a reatividade da mistura admitida e possibilitando uma maior pressão de máxima. A maior pressão de admissão também influencia de forma positiva para o alcance de uma maior pressão máxima.

Outro fator que influenciou para a maior pressão máxima de cilindro é o ângulo de 50% de massa queimada (CA50), que foi uma variável independente da otimização (Tabela 4). O CA50 também influencia na quantidade de energia do combustível que é expulsa junto aos gases na exaustão.

A Figura 12 apresenta a pressão na admissão, influenciada principalmente pela potência gerada na TQ. A potência gerada na TQ é um parâmetro que depende de variáveis independentes da otimização realizada nesse trabalho, como CA50 e abertura de *Wastegate*. Ao lado de cada marcador apresenta-se, em kW, o resultado da potência gerada na TQ.

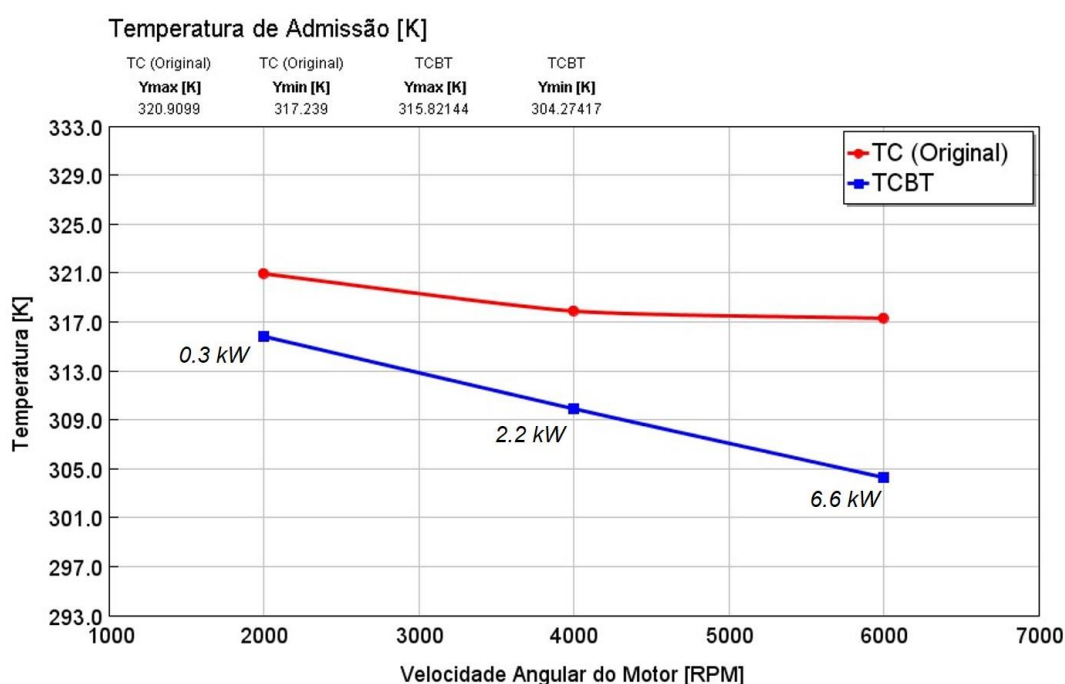
Figura 12 - Pressão de admissão, TC vs TCBT (após a TF)



A pressão na admissão deixa explícito o porquê de uma maior pressão máxima no cilindro com o TCBT: maiores pressões na admissão com menores temperaturas de admissão implicam em condições físico químicas para a combustão em maiores pressões no cilindro, além de que, a compressão de um gás em um ambiente hermético ocorre idealmente de forma politrópica, implicando em maiores pressões de cilindro sem ocorrência de detonação. Foi alcançada uma pressão máxima de admissão de 3,21 bar com o modelo TCBT, em 6000 rpm.

A Figura 13 apresenta a temperatura no duto de admissão, evidenciando o efeito de arrefecimento da carga causado pelo sistema TCBT. Junto de cada marcador apresenta-se, em kW, a potência gerada pela turbina fria, responsável por produzir trabalho e provocar a redução de temperatura pela expansão do gás (previamente comprimido pela TQ).

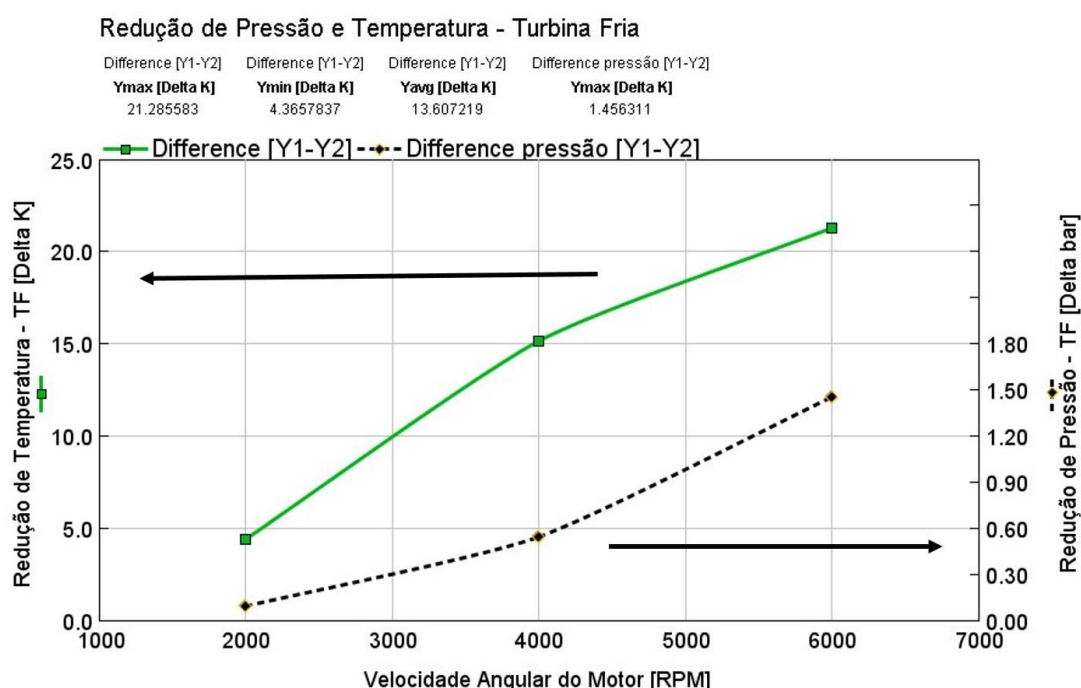
Figura 13 - Temperatura na admissão, TC vs TCBT



Com o TCBT foi possível uma redução máxima de aproximadamente 13 K em relação ao TC, em 6000 rpm, mesmo com pressão na admissão superior no TCBT (aproximadamente 0,21 bar a mais em 6000 rpm).

Para melhor visualizar essa redução de temperatura, a Figura 14 apresenta a diferença de temperatura entre os dutos ligeiramente a montante e a jusante da TF no modelo TCBT. Além disso, em um segundo eixo y a direita, é apresentada a redução de pressão devido ao trabalho gerado na turbina fria.

Figura 14 - Redução de temperatura e pressão devido ao trabalho gerado na TF



É possível comprovar o funcionamento da turbina fria de realizar a expansão dos gases com a redução de temperatura. Visivelmente, a TF é mais eficiente em maior velocidade angular do motor. Em 6000 rpm, a TF chega a reduzir aproximadamente 21 K de temperatura. Essa maior redução de temperatura em alta rotação é justificada pelo maior trabalho gerado pela TF, ocorrência de uma maior diferença de entalpia antes e depois da TF nesse regime.

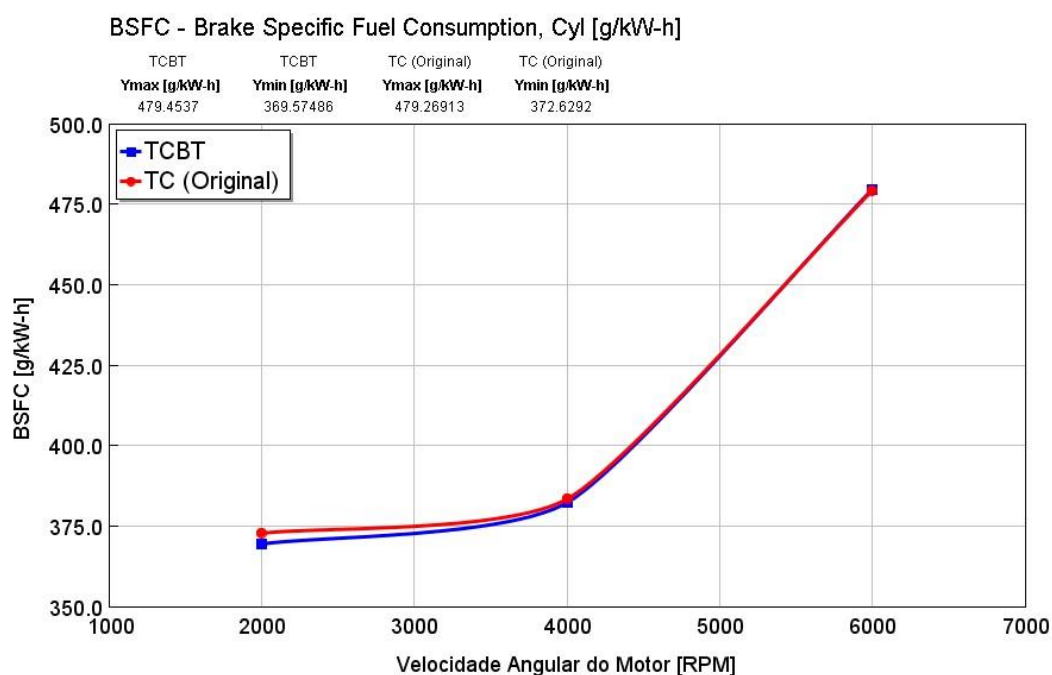
Essa redução de temperatura tem diversos impactos na operação do motor. Entre eles, uma potencial redução no consumo específico de combustível e consequente aumento de eficiência, como mostra a Figura 15, que apresenta o consumo específico de combustível de eixo, BSFC (do inglês *Brake Specific Fuel Consumption*) em g/kW-h.

As discussão sobre essa figura tem de levar em consideração 2 principais fatores:

- Redução de temperatura na admissão: impacta positivamente na redução do BSFC;
- Aumento da restrição na exaustão, causada pelo fechamento da válvula *wastegate* (Tabela 4) e pela própria turbina: impacta negativamente na redução do BSFC.

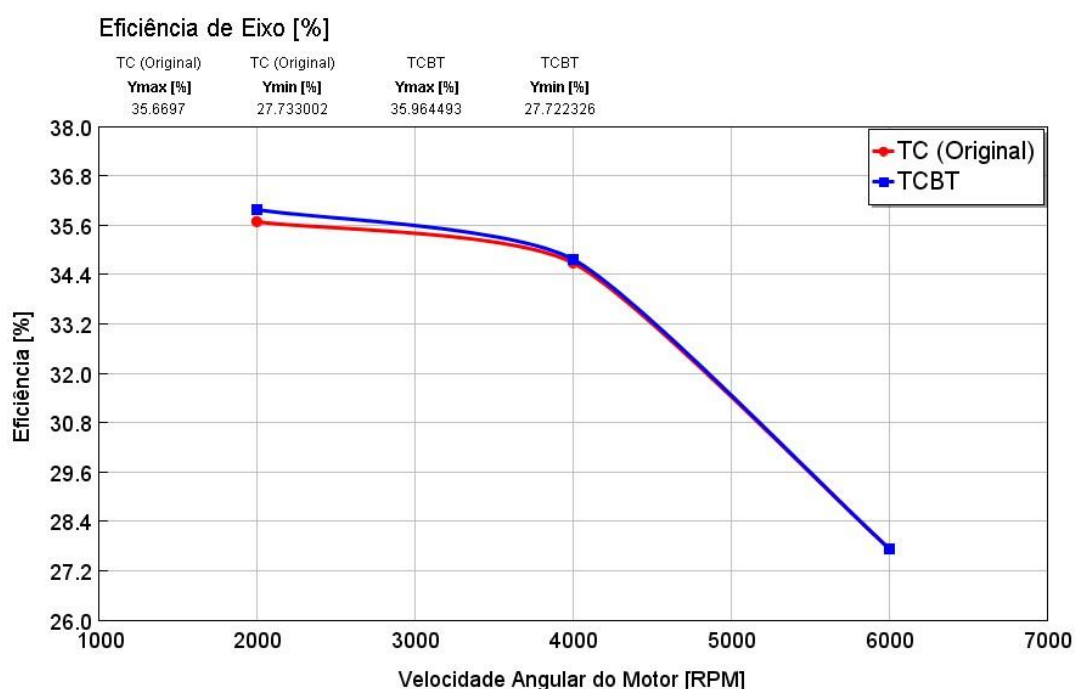
Esses 2 fatores impactam de maneiras diferentes no BSFC. A redução de temperatura de admissão trabalha de maneira a reduzir o consumo de combustível, permitindo que o ar admitido pelo cilindro esteja a uma maior pressão e maior densidade, enquanto que a restrição causada pela *wastegate* na exaustão trabalha de maneira a aumentar o BSFC, pois causa um aumento no trabalho perdido para bombear os gases queimados para fora do cilindro. Isso fez com que houvesse a necessidade de um maior consumo de combustível, produzindo assim mais trabalho, que será parcialmente perdido para bombeamento. Contudo como a metodologia de otimização buscou uma eficiência maior ou igual à do modelo TC, no modelo TCBT, houve um compromisso entre os dois fatores que impactaram nos resultados de consumo de combustível e conseqüentemente na eficiência de eixo (Figura 16).

Figura 15 - Consumo específico de combustível de eixo, TC vs TCBT



A eficiência de eixo, é um importante parâmetro para análise do quão eficiente o motor é em transformar a energia do combustível em energia útil no eixo. Seria possível alcançar maiores eficiências nesse motor se a metodologia utilizada fosse em busca de maior eficiência de eixo ao invés de priorizar uma maior potência. Contudo, na abordagem adotada nesse trabalho, a eficiência inicialmente alcançada com o modelo TC foi utilizada como eficiência mínima no TCBT. Vale ressaltar que se essa variável não fosse utilizada como restrição no TCBT, seria possível alcançar maiores potências, sobretudo em baixas rotações.

Figura 16 - Eficiência de eixo, TC vs TCBT



Foi possível alcançar um ganho de eficiência de aproximadamente 0,84% com o TCBT em 2000 rpm.

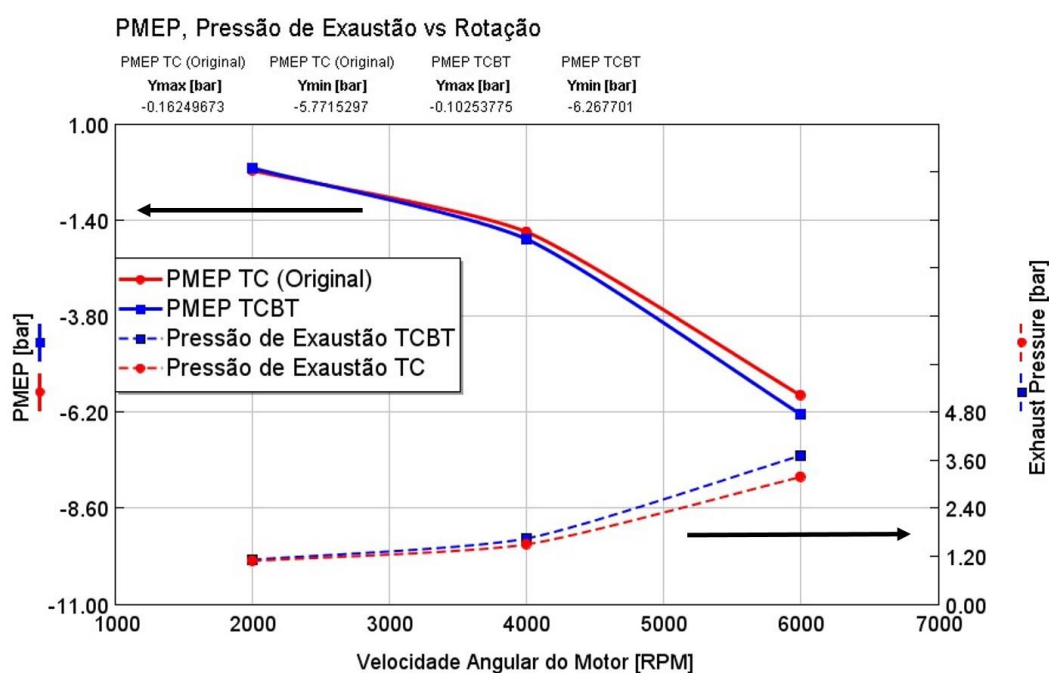
O PMEP, é apresentado na Figura 17 no eixo y da esquerda, junto da pressão na porta de exaustão, em um segundo eixo y a direita, e ambos tem influência na eficiência de eixo do motor. O PMEP, nesse comparativo, pode ser visto como uma medida do impacto, na carga total (pressão média efetiva, em bar), da restrição na exaustão, causada principalmente pela TQ e a válvula *wastegate*.

Na figura, quanto mais negativo o valor de PMEP, maior o trabalho de bombeamento do motor. Como bombeamento, configura-se o bombeamento dos



gases para fora do cilindro e a admissão dos gases para dentro do cilindro. Nesse caso, onde tem-se uma sobrealimentação, o bombeamento dos gases para dentro do cilindro trabalha de forma a diminuir o PMEP, quando considerado somente o ambiente de admissão, facilitando o bombeamento.

Figura 17 - PMEP e Pressão de Exaustão, TC vs TCBT



O aumento do PMEP segue a mesma tendência do aumento da pressão na exaustão, evidenciando a influência da restrição causada pela turbina e a *wastegate* no escape e demonstrando o porquê o TCBT, mesmo com menor temperatura e maior pressão na admissão, não tem uma eficiência largamente maior.

Complementarmente, a Figura 18 apresenta um gráfico de barras demonstrando o aproveitamento da energia total fornecida pelo combustível. Através dela pode-se concluir que, da energia total do combustível, o TCBT teve uma menor perda para transferência de calor, justificada pela menor temperatura na admissão. Contudo, tem uma maior perda de energia para o escape, potencialmente devido a uma maior massa de combustível injetada, que é possível devido ao arrefecimento da massa de ar e uma maior pressão na admissão. Essa energia perdida para o coletor de exaustão é reaproveitada pela turbina quente. No TCBT, há um maior

aproveitamento dessa energia, com o maior fechamento da *wastegate*, que propicia um maior trabalho gerado na turbina.

A Figura 19 apresenta, em kW, um gráfico comparativo da potência de eixo do TC e do TCBT.

Figura 18 – Gráfico de barras do aproveitamento da energia total do combustível

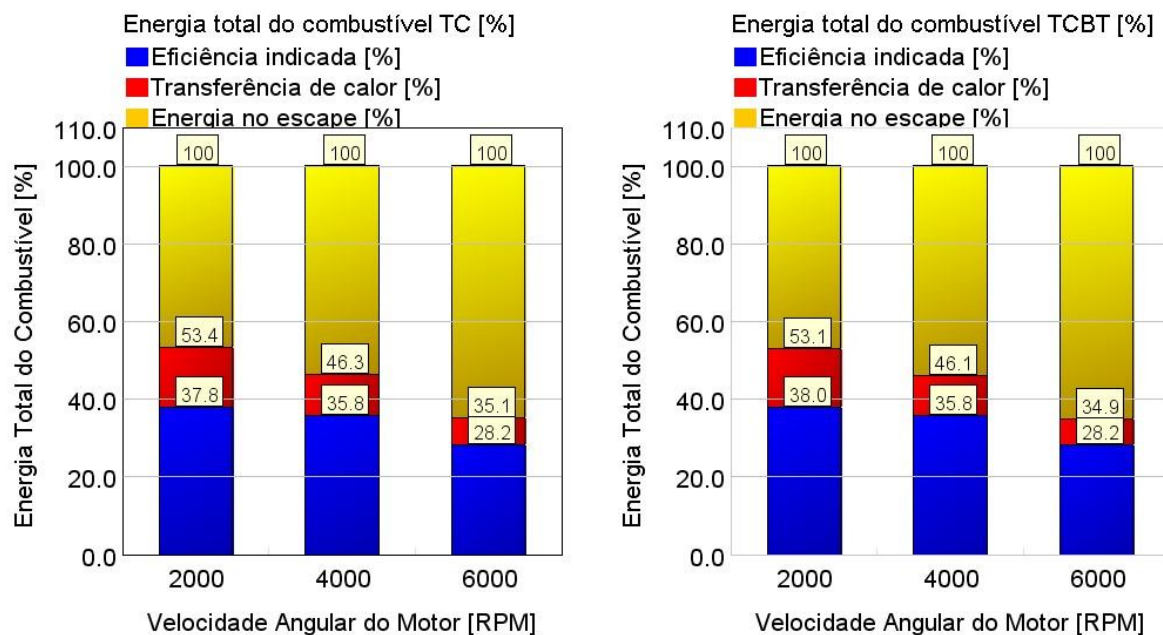
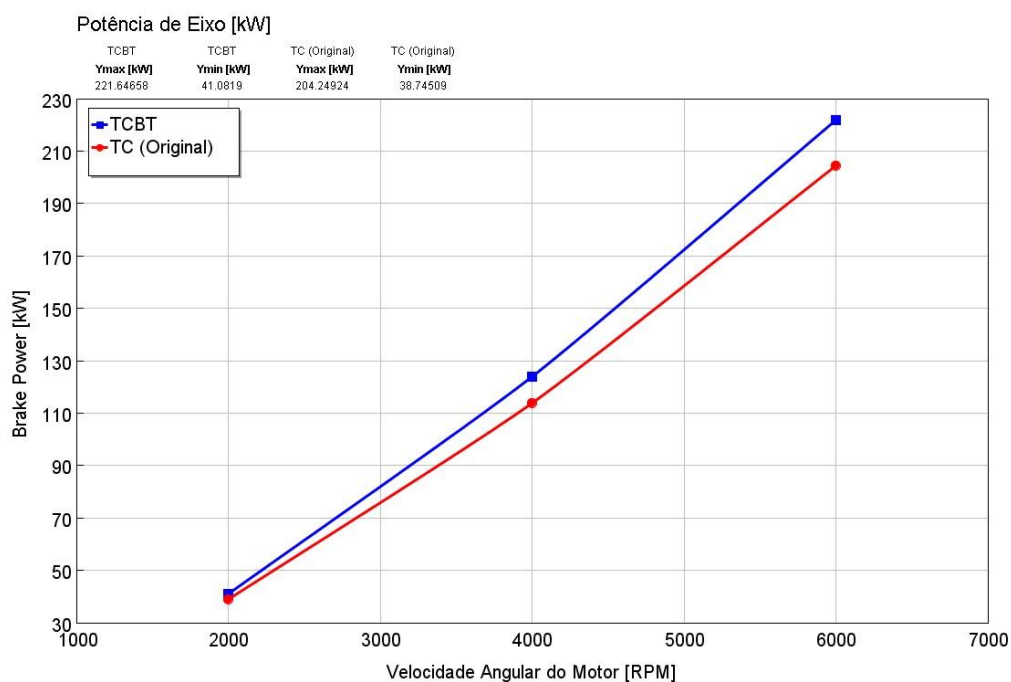


Figura 19 - Potência de eixo, TC vs TCBT



Maximizar a potência em motores SI, sem perder eficiência de eixo, é um verdadeiro desafio na pesquisa em MCIs, e também o principal objetivo desse trabalho. Um ganho de potência de eixo de aproximadamente 17 kW em 6000 rpm foi alcançado com o modelo TCBT, mostrando o potencial do sistema para atender certos desafios do mercado, como maior aproveitamento da energia do combustível, o que possibilita a utilização de estratégias como *downsizing*. A maior potência de eixo alcançada com o TCBT justifica-se pela redução da temperatura na admissão. Essa redução proporciona o alcance de maior pressão na admissão e maior pressão máxima no cilindro sem detonação. Além disso, a quantidade de carga admitida é maior com o aumento da pressão e da densidade da mistura ar-combustível. Isso quer dizer que é possível admitir mais ar e combustível para um mesmo volume do cilindro, aumentando o fluido de trabalho e a por fim a potência gerada pelo motor.

O modelo TCBT permite que o motor produza mais trabalho, uma vez que, para uma mesma duração de combustão, o TCBT alcança maiores pressões durante o ciclo de potência. A Equação 2 apresenta o cálculo do trabalho indicado por ciclo, onde a integral cíclica da pressão no cilindro é realizada. Enquanto que a Equação 3, mostra que, para o cálculo da potência indicada, necessita-se do trabalho, validando a influência da pressão durante o curso de potência (expansão) e justificando a maior potência de eixo alcançada com o modelo TCBT.

Em se tratando de emissões, a Figura 20 apresenta as emissões específicas de eixo de óxidos de nitrogênio, BSNO<sub>x</sub> (do inglês *Brake Specific Nitrogen Oxides*), em g/kW-h. Para analisar esse resultado, é preciso levar em consideração a Equação 18. Nota-se que para o cálculo de sNO<sub>x</sub>, a potência e as vazões mássicas fazem parte do cálculo. Logo, o TCBT tem como saída menores índices de NO<sub>x</sub> devido a sua maior potência de eixo.

A formação de NO<sub>x</sub> está ligada principalmente a temperatura dentro do cilindro (mecanismo de Zeldovich (Heywood, 2018)). A Figura 21 apresenta a temperatura de massa queimada dentro do cilindro, para todas as rotações e ambos os modelos. Pode-se notar que as temperaturas são muito parecidas em um comparativo entre os modelos, evidenciando que a redução de 6,14% de emissões específicas com o TCBT está principalmente ligada ao alcance de maiores potências, com o mesmo BSFC e temperatura de massa queimada no cilindro.

Figura 20 – Emissões específicas de eixo de óxidos de nitrogênio, TC vs TCBT

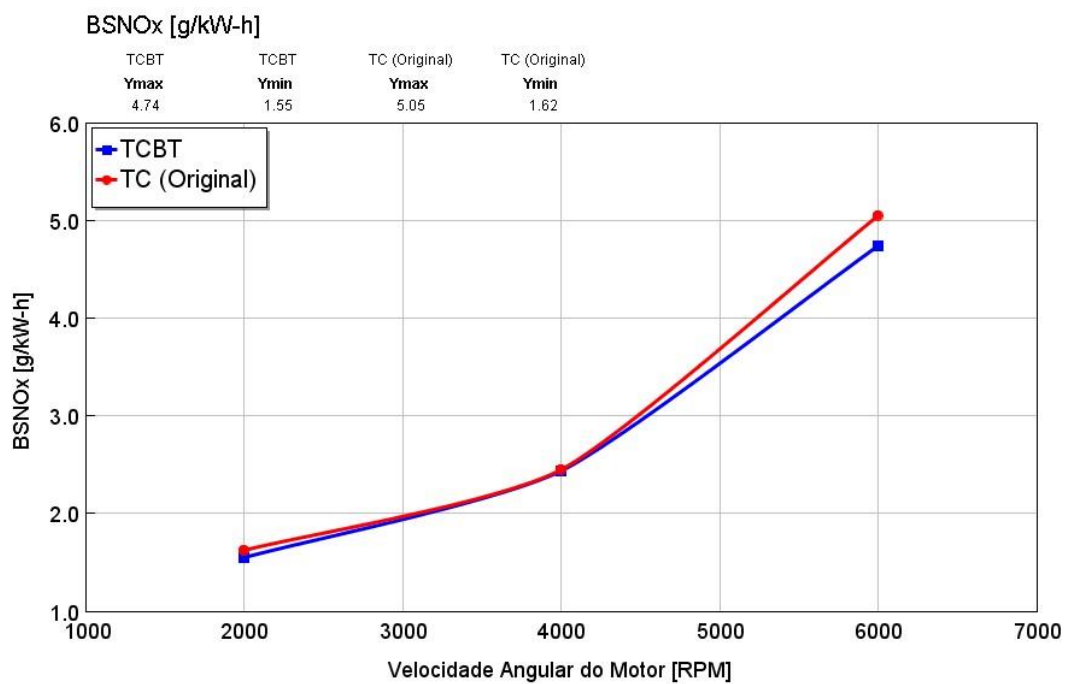
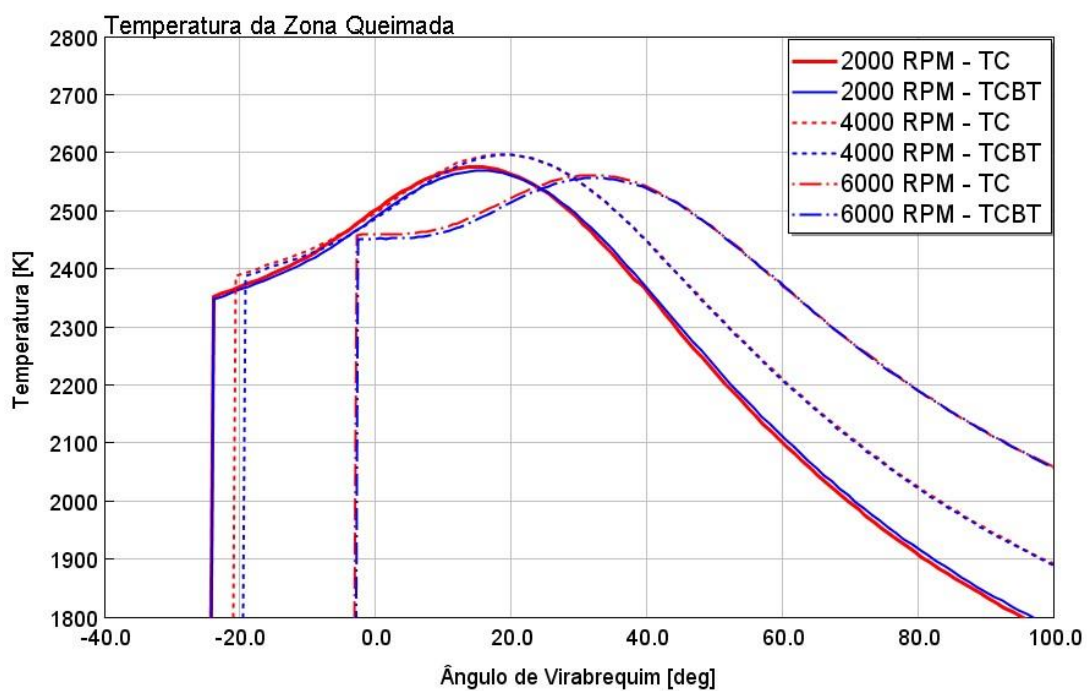


Figura 21 - Temperatura de zona queimada em função do ângulo de virabrequim, TC vs TCBT



## 6 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

### 6.1 CONCLUSÃO

A criação de novas tecnologias para aumentar a eficiência energética e reduzir os níveis de emissões enquanto melhoram o desempenho em motores de combustão interna são um desafio diário para a engenharia de motores. Diferentes ferramentas que proporcionam adaptação de motores em modelos computacionais e a exploração de regimes de difícil alcance experimentalmente trazem uma larga redução nos custos no desenvolvimento de MCIs e de tecnologias agregáveis à motores. Frente a isso, esse trabalho investigou um ganho em desempenho através do aumento de potência mantendo a mesma eficiência de eixo alcançada no modelo do motor original em um ambiente de simulação 1-D em um MCI adaptado para operação com uma tecnologia de TCBT. A análise e discussão de resultados de parâmetros de operação, desempenho e emissões foi realizada e, tendo em vista os objetivos específicos traçados, e os principais resultados que os correspondem, conclui-se que:

- Foi alcançada uma redução máxima de temperatura na admissão de 21 K em 6000 rpm com o emprego do TCBT;
- Foi possível aumentar a potência em até 17 kW em 6000 rpm com o TCBT. Isso foi possível através da redução da temperatura na admissão do motor;
- O TCBT funcionou em todos os regimes simulados, reduzindo a temperatura na admissão em todas as rotações otimizadas. Contudo, há uma tendência para a sua melhor operação em altas rotações, onde tem-se uma maior energia de exaustão disponível;
- Do ponto de vista do consumo específico de combustível e da eficiência de eixo, os resultados foram satisfatórios para a metodologia aplicada. É possível aumentar a potência de eixo utilizando o TCBT tendo eficiência de eixo maior ou igual quando comparado ao modelo original;
- Do ponto de vista de emissões específicas, há um impacto da potência no BSNO<sub>x</sub>. Há redução de emissões específicas de NO<sub>x</sub> mesmo que esse não tenha sido um critério na otimização.

Como apanhado geral, os resultados foram extremamente satisfatórios para os objetivos propostos. Foi possível alcançar a convergência na otimização em ambos os modelos construídos, além disso, resultados palpáveis foram alcançados dentro de um número de iterações conforme sugere o próprio tutorial do *software*. É visível o funcionamento do TCBT e o impacto da redução da temperatura na admissão na operação do motor, sobretudo em altas rotações de acordo com o que foi investigado.

A implementação do TCBT em MCI otimizado para aumento de potência, mostrou significativo ganho de potência sem a ocorrência de detonação, ao passo que mantém a mesma eficiência de eixo e reduz ligeiramente as emissões de BSNO<sub>x</sub>, quando comparado a um motor TC convencional. Fato que mostra que esse conceito possui um potencial promissor para aprimorar os MCIs com foco em ganho de eficiência energética, voltando para diversas aplicações, como aplicações veiculares onde é visado a utilização de estratégias como *downsizing*, e aplicações para *racing*. O TCBT é uma potencial solução para o melhor aproveitamento da energia contida no combustível, traduzindo essa energia em maior potência de eixo para um mesmo regime, enquanto mantém a mesma eficiência de eixo.

## 6.2 TRABALHOS FUTUROS

Essa subseção é de extrema importância para direcionar possíveis continuações desse trabalho.

Inicialmente, a aplicação de novas metodologias de otimização é fundamental para a extração de resultados em outras frentes. Otimizações buscando especificamente redução de emissões são uma sugestão pertinente em se tratando de motores diesel, por exemplo, uma vez que essa tecnologia pode ser adaptada a diferentes MCIs.

A otimização em um regime de operação mais estreito, proporcionando ao sistema a operação em sua melhor condição, pode aumentar ainda mais a potência de eixo e até mesmo dar um maior ganho de eficiência, uma vez que os diâmetros de turbinas foram otimizados na forma de *case sweep*, definindo um diâmetro ótimo para todas as rotações.

Em outra frente, a variação de *lambda* e até mesmo a análise de diferentes combustíveis pode ser de suma importância para mapear o TCBT visando o melhor aproveitamento dessa tecnologia.

## REFERÊNCIAS

AGHAALI, H.; ÅNGSTRÖM, H. E. A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 49, 2015.

ANTONINI, N. **TURBOCOMPRESSOR DE BAIXA TEMPERATURA PARA MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA**. Brasil, 2020. BR 102017014513-1 B1 05 Jul. 2017. 22 Abr. 2020.

DEB, K. *et al.* A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. **IEEE Transactions on Evolutionary Computation**, 2002.

DEB, K.; JAIN, H. An evolutionary many-objective optimization algorithm using reference-point-based nondominated sorting approach, Part I: Solving problems with box constraints. **IEEE Transactions on Evolutionary Computation**, 2014.

DENNIS, J. E. **Normal-boundary intersection: a new method for Generating the Pareto surface in nonlinear Multicriteria optimization problems**. 1998.

DYNE, E. VAN; GENDRON, T. A. **SUPER-TURBOCHARGER**. United States, 2009. US 7.490,594 B2 17 Fev. 2009.

E, J. *et al.* Experimental investigation on performance and economy characteristics of a diesel engine with variable nozzle turbocharger and its application in urban bus. **Energy Conversion and Management**, v. 193, n. January, 2019.

GUZZELLA, L.; WENGER, U.; MARTIN, R. IC-engine downsizing and pressure-wave supercharging for fuel economy. **SAE Technical Papers**, n. 724, 2000.

GYARMATHY, G. How Does the Complex Pressure-Wave Supercharger Work? **Society of Automotive Engineers**, 1983.

HARTMANN, B. S. **SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE TURBOCOMPRESSÃO PARA REDUÇÃO DE TEMPERATURA DE ADMISSÃO EM MOTORES CICLO OTTO**. 35 p. UFRGS, Porto Alegre, 2016.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. second ed. McGraw-Hill, 2018. 1721 p.

JOHN R. GLADDEN; PHILIP J. HOUTZ. **TURBOCHARGER WITH EXHAUST GAS RECIRCULATION**. United States, 2001. US 6,301,889 B1. 16 Out. 2001

KLINGBEIL, A. E.; LAVERTU, M. T. **TURBOCHARGED POWER UNIT AND METHOD OF OPERATING UNDER HIGH LOAD CONDITIONS**. United States, 2016. US 9,243,548 B2 26 Jan. 2016.

LANZANOVA, T. D. M. **Avaliação Numérica e Experimental do desempenho de um motor Otto Operando com etanol hidratado**. 2013. 134, p. UFRGS, Porto Alegre, 2013.



LUJÁN, J. M. *et al.* Potential of exhaust heat recovery for intake charge heating in a diesel engine transient operation at cold conditions. **Applied Thermal Engineering**, v. 105, p. 501–508, 2016.

MACLNNES, H. **TURBOCHARGERS**. 1. ed. Library of Congress, 1976. v. 1. 193 p.

GAMMA TECHNOLOGIES, GT-SUITE MANUAL. **FLOW THEORY MANUAL**, 2016.

GAMMA TECHNOLOGIES, GT-SUITE MANUAL. **OPTIMIZATION MANUAL**, 2016.

MARTINS, M. E. S.; LANZANOVA, T. D. M. Full-load Miller cycle with ethanol and EGR: Potential benefits and challenges. **Applied Thermal Engineering**, v. 90, p. 274–285, 2015.

MASAHIRO NISHIMURA, Y.; TAKESHI AYABE, F. **INTAKE AIR COOLING ARRANGEMENT FORTURBOCHARGED INTERNAL COMBUSTON ENGINE** United States, 1990. US 4,911,135. 27 Mar. 1990.

MELO, T. C. C. DE *et al.* Hydrous ethanol-gasoline blends - Combustion and emission investigations on a Flex-Fuel engine. **Fuel**, v. 97, p. 796–804, 2012.

MERA, Z. *et al.* Analysis of the high instantaneous NOx emissions from Euro 6 diesel passenger cars under real driving conditions. **Applied Energy**, v. 242, n. x, p. 1074–1089, 2019.

NGUYEN, D. *et al.* Effect of supercharger system on power enhancement of hydrogen-fueled spark-ignition engine under low-load condition. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 46, n. 9, p. 6928–6936, 2021.

NOVELLA, R. *et al.* Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system used to cool down the intake air in an Internal Combustion Engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 111, p. 257–270, 2017.

PATANKAR, S. V. Numerical heat transfer and fluid flow. **Hemisphere Publishing Corporation**. New York, 1980.

POLJAK, I. *et al.* Three approaches to low-duty turbo compressor efficiency exploitation evaluation. **Applied Sciences (Switzerland)**, v. 10, n. 10, 2020.

RUDOLF WIMMER, L. E. **EXHAUST TURBOCHARGER**. United States, 2008. US 7,343,742 B2 18 Mar. 2008.

SAWANT, P.; WARSTLER, M.; BARI, S. Exhaust tuning of an internal combustion engine by the combined effects of variable exhaust pipe diameter and an exhaust valve timing system. **Energies**, v. 11, n. 6, 2018.

SEADA, H.; DEB, K. U-NSGA-III: A unified evolutionary optimization procedure for single, multiple, and many objectives: Proof-of-principle results. **Lecture Notes in Computer Science (including subseries Lecture Notes in Artificial Intelligence and Lecture Notes in Bioinformatics)**, v. 9019, p. 34–49, 2015.

SHAMOUSHAKI, M.; EHYAEI, M. A.; GHANATIR, F. Exergy, economic and environmental analysis and multi-objective optimization of a SOFC-GT power plant. **Energy**, v. 134, p. 515–531, 2017.

SHINOBU, H. Y.; TOSHIYUKI, I. T. M.; MAEHARA. **SEQUENTIAL TURBOCHARGER SYSTEM FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE**. United States, 1992. US 5,142,866 1 Set. 1992.

SILVA, E. A. A.; OCHOA, A. A. V.; HENRÍQUEZ, J. R. Analysis and runners length optimization of the intake manifold of a 4-cylinder spark ignition engine. **Energy Conversion and Management**, v. 188, n. January, 2019.

SILVA, R. A. C. **NSGA-III with Reference Points Adaptation**. 2011.

STONE, R. **Introduction to internal combustion engine**. second ed. MACMILLAN PRESS LTD, ISBN 0-0333-74013-0, 1999. 294 p.

GAMMA TECHNOLOGIES, GT-SUITE MANUAL. **ENGINE PERFORMANCE APPLICATION MANUAL**, 2017.

TEO, A. E. *et al.* Performance evaluation of low-pressure turbine, turbo-compounding and air-Brayton cycle as engine waste heat recovery method. **Energy**, v. 166, 2019.

TRƯỜNG, N. H.; DAO, D. N. New hybrid between NSGA-III with multi-objective particle swarm optimization to multi-objective robust optimization design for Powertrain mount system of electric vehicles. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 12, 2020.

WALTER F. ISLEY. **TEMPERATURE CONTROL SYSTEM FOR SUPERCHARGED INTERNAL COMBUSTION ENGINE**. United States, 1973. US 3,712,282. 23 Jan. 1973.

WALTER F. ISLEY, G. P. **INTAKE CONTROL SYSTEM FOR SUPERCHARGED INTERNAL COMBUSTION ENGINE**. UNITED STATES, 1973. US 3,712,282. 23 Jan. 1973.

WETZEL, P. Downsizing a light duty diesel passenger car with a combined supercharger and turbocharger boosting system to improve vehicle drive cycle fuel economy. **SAE Technical Papers**, v. 2, 2013.

YANG, M. *et al.* Matching method of electric turbo compound for two-stroke low-speed marine diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 158, n. May, 2019.

ZARE, V. Performance improvement of biomass-fueled closed cycle gas turbine via compressor inlet cooling using absorption refrigeration; thermoeconomic analysis and multi-objective optimization. **Energy Conversion and Management**, v. 215, n. May, 2020.

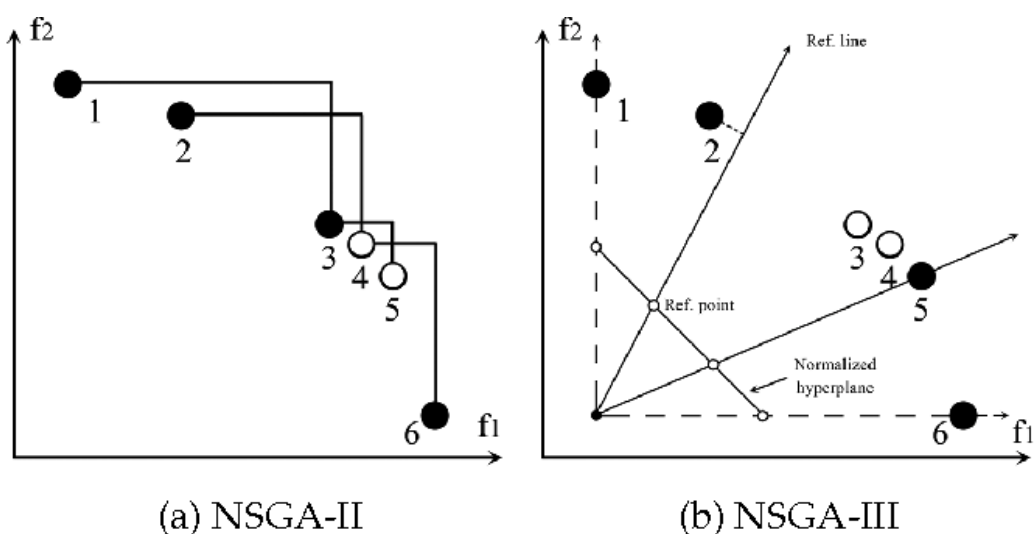
ZHENG, Z. *et al.* A theoretical and experimental study on the effects of parameters of two-stage turbocharging system on performance of a heavy-duty diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 129, 2018.

## ANEXO I

O algoritmo NSGA-III busca garantir a diversidade das soluções com o uso dos pontos de referência. Tal algoritmo tem como base o NSGA-II (Deb *et al.*, 2002), seu predecessor, diferenciando ao adicionar o uso dos pontos de referência no processo de seleção das soluções. Tais pontos de referência encontram-se dispostos em um hiperplano de dimensão  $n$ , feito de acordo com o apresentado em (Dennis, 1998). O algoritmo então, faz o processo de seleção das soluções associando cada uma ao ponto de referência com a distância perpendicular mais próxima; caso duas delas se associem ao mesmo ponto de referência, é escolhido então aquele que apresenta a menor distância, assim assegurando a diversidade das soluções (Silva, 2011).

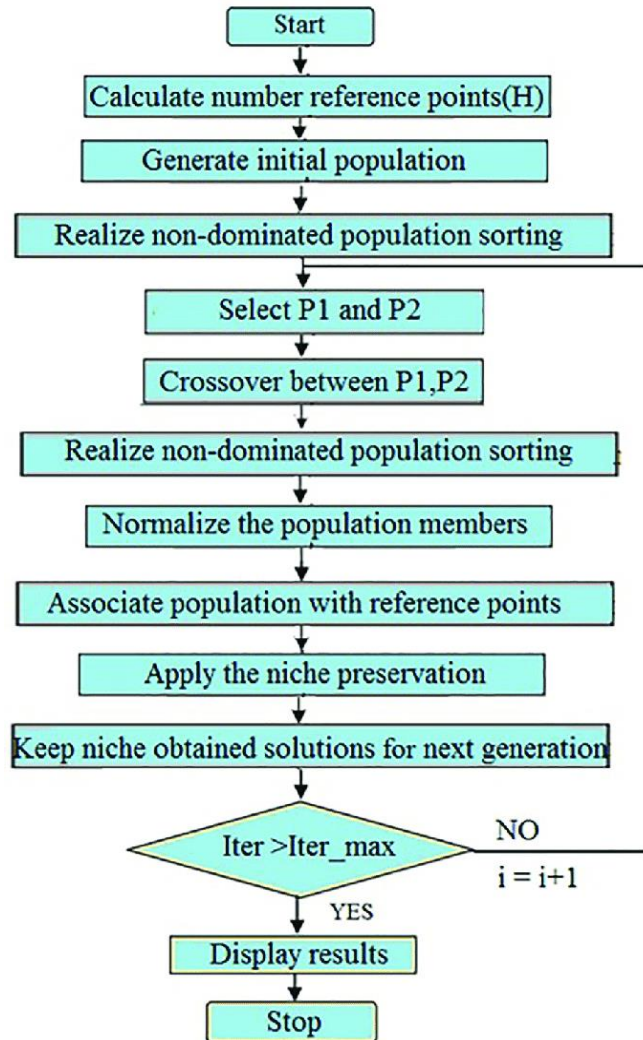
O algoritmo NSGA-III, desenvolvido por DEB e Jain (2014) é uma evolução do NSGA-II (Figura 22) e pode ser melhor descrito pelo diagrama na Figura 23.

Figura 22 - Algoritmo NSGA-II



Fonte: (Seada e Deb, 2015)

Figura 23 - Algoritmo NSGA-III



Fonte: (Truong e Dao, 2020)

NUP: 23081.009411/2022-27

Prioridade: Normal

**Homologação de ata de defesa de TCC e estágio de graduação**

125.322 - Bancas examinadoras de TCC: indicação e atuação

**COMPONENTE**

Ordem	Descrição	Nome do arquivo
10	Trabalho de conclusão de curso (TCC) (125.32)	TCC_Zulian_Final.pdf

**Assinaturas**

22/08/2022 12:18:18

THOMPSON DIÓRDINIS METZKA LANZANOVA (PROFESSOR DO MAGISTÉRIO SUPERIOR)  
07.35.00.00.0.0 - DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA - DEM



Código Verificador: 1749783

Código CRC: 8435ad4d

Consulte em: <https://portal.ufsm.br/documentos/publico/autenticacao/assinaturas.html>

