

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE TURBOCOMPRESSÃO PARA REDUÇÃO DE
TEMPERATURA DE ADMISSÃO EM MOTORES CICLO OTTO

por

Bruno Hartmann da Silva

Monografia apresentada ao
Departamento de Engenharia Mecânica da
Escola de Engenharia da Universidade
Federal do Rio Grande do Sul, como parte
dos requisitos para obtenção do diploma de
Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro de 2016

SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE TURBOCOMPRESSÃO PARA REDUÇÃO DE
TEMPERATURA DE ADMISSÃO EM MOTORES CICLO OTTO

por

Bruno Hartmann da Silva

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Paulo Smith Schneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Prof. Pedro Barbosa Mello

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 18 de novembro de 2016.

AGRADECIMENTOS

A meus pais, Edgar e Claudia, que sempre me incentivaram à curiosidade, ao estudo, à cultura e à ciência.

Ao Sr. Joseph Elbling, por me oferecer a inestimável oportunidade de iniciar minha trajetória na engenharia.

A Natal Antonini, André Casagrande e Eduardo Basso pela autorização do uso do TCBT e pela orientação técnica ao longo desse trabalho.

A meu orientador, prof. Paulo Schneider, por confiar no meu trabalho durante o desenvolvimento deste texto e por me guiar em outras decisões acadêmicas ao longo do ano.

Ao prof. Mario Martins e toda à equipe do GPMOT da Universidade Federal de Santa Maria – UFSM, que me ofereceram as ferramentas necessárias para as simulações.

A meus tios e primos que ofereceram abrigo durante minhas visitas a Santa Maria.

A Rodrigo Buske e Elias Santos por me acolherem no Apartamento Diagonal neste atribulado final de curso.

A Rafael Furtado por todos os desabafos (tanto dele quanto meus) sobre engenharia regados a café e/ou cerveja.

A todos os amigos e colegas que contribuíram e me aturaram de alguma forma durante o curso inteiro (menção honrosa aos amigos do Mofinhos pelo ano ininterrupto de convivência diária longe de casa).

SILVA, B. H. **Simulação de sistema de turbocompressão para redução de temperatura de admissão em motores ciclo Otto**. 2016. 21 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

RESUMO

Este trabalho analisa a viabilidade técnica do emprego de um sistema de turbocompressão que tem como função reduzir a temperatura do ar de admissão em motores que operam segundo o ciclo Otto e com isso aumentar sua eficiência volumétrica. O *software* GT-POWER é usado para simular o motor *SI_4cyl_GDI_Turbo-WOT* e nele acoplar o turbocompressor de baixa temperatura (TCBT) e compará-lo com o emprego de um turbocompressor convencional. Os dois casos são simulados para rotações entre 2000 e 6000 RPM e a pressão absoluta de operação na borboleta de 2 bar e são avaliadas as curvas de pressão e de temperatura do ar na borboleta, de torque e de eficiência do motor. O sistema com o TCBT apresenta um intervalo inicial com falta de pressurização entre 2000 e 3000 RPM. A partir de 3000 RPM a massa específica do ar oferecido é maior em todo o intervalo em comparação com o sistema convencional. É encontrada uma melhoria máxima de 7% no torque, com um valor de 321,5 Nm em 4600 RPM, e uma temperatura mínima de 39°C (16°C a menos que o turbo convencional). Não há melhora significativa quanto à eficiência do motor. Conclui-se que o sistema é funcional, entretanto devem ser avaliadas outras tecnologias disponíveis para expandir o intervalo com funcionamento aprimorado. Trabalhos experimentais são sugeridos para avaliar a ocorrência de autodetonação durante o uso do TCBT e de outros possíveis efeitos não previstos na simulação.

PALAVRAS-CHAVE: Motor turboalimentado, Turbocompressor, Sobrealimentação.

SILVA, B. H. **Simulation of a turbocharging system for intake temperature reduction in Otto engines**. 2016. 21 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

ABSTRACT

This work analyses the technical viability of the use of a turbocharging system with the objective to decrease charge air temperature in Otto engines, consequently increasing its volumetric efficiency. The GT-POWER *software* is used to simulate the engine *SI_4cyl_GDI_Turbo-WOT* coupled to the low temperature turbocharger (TCBT) and to compare it to the use of a conventional turbocharging system. Both cases are run in engine speeds between 2000 and 6000 RPM and for an operation absolute pressure of 2 bar at the throttle. Air temperature and pressure at the throttle, torque and system efficiency curves are analyzed. The setting with TCBT shows an interval at low speeds with lack of pressurization between 2000 and 3000 RPM. From 3000 RPM, the delivered air is denser in the whole interval in comparison to the conventional system. A maximum improvement of 7% on torque is found, with a value of 321,5 Nm at 4600 RPM, and a minimum temperature of 39°C (16°C less than with the conventional turbocharger). There is no significant improvement on engine efficiency. It is concluded that the system is functional, however other available technologies must be considered applying in order to expand the interval with enhanced operation. Also experimental work is suggested to evaluate the occurring fuel detonation while using the TCBT and other possible effects not predicted on simulation.

KEYWORDS: Turbocharged engine, Turbocharger, Boosting.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

ρ	Massa específica	kg/m ³
\dot{W}	Potência	W
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
c_p	Calor específico	J/kg.K
T	Temperatura	K, °C
p	Pressão	bar
η	Eficiência isentrópica	
γ	Índice politrópico	
ε	Efetividade	
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
h	Entalpia	J
ω	Velocidade Angular	RPM
$\dot{\mu}$	Vazão mássica corrigida	kg/s
r_p	Razão de compressão / expansão	
κ	Fator multiplicador	
C	Poder calorífico superior do combustível	J/kg
RAC	Razão ar / combustível	kg _{ar} /kg _{comb}

Subíndices

C	Compressor
TQ	Turbina quente
TF	Turbina Fria
TR	Turbina de Retorno
M	Motor
IC	<i>Intercooler</i>
comb	Combustível
i	Arbitrário
r	Refrigerante
ref	Referência
ω	Velocidade Angular
$\dot{\mu}$	Vazão mássica corrigida
r_p	Razão de compressão / expansão
η	Eficiência

ÍNDICE

	Pág.
LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS.....	vi
1. INTRODUÇÃO	1
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
2.1 Turbocompressão em Motores de Combustão Interna.....	2
2.2 Turbocompressor de Baixa Temperatura.....	3
3 METODOLOGIA	5
3.1 GT-SUITE.....	5
3.2 Resolução dos escoamentos.....	5
3.3 Mapas de turbomáquinas.....	5
3.4 Modelo de motor no GT-Power.....	6
3.5 Dimensionamento dos componentes.....	10
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	12
5. CONCLUSÕES	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16
Apêndice A.....	17
Apêndice B.....	20

1. INTRODUÇÃO

Motores de combustão interna alternativos - MCIA têm estado presentes há mais de um século como solução tecnológica para a obtenção de potência mecânica e elétrica. Entretanto, a eficiência dos sistemas a combustão são comprometidos por seus altos índices de irreversibilidade no processo. O uso de combustíveis fósseis tem como principal vantagem a liberação de grandes quantidades de energia por unidade de massa quando queimados, seguido pela desvantagem da liberação de poluentes na atmosfera, que em grandes concentrações provocam problemas ambientais, como dióxido e monóxido de carbono, nitróxidos, aldeídos e hidrocarbonetos.

Uma alternativa utilizada em MCIA para alcançar economia de combustível e redução de emissões é a sobrealimentação por meio de compressores mecânicos e turbocompressores. Sua utilização em motores ciclo Otto é limitada pela detonação espontânea de combustível, além da redução da eficiência do sistema devido ao aumento de temperatura do ar, que reduz sua massa específica,.

Impulsionadas pela tendência de racionalização (*downsizing*) do mercado automotivo e por legislações mais restritivas quanto aos níveis de emissões, várias tecnologias são utilizadas para aumentar a eficiência dos turbocompressores: turbinas de geometria variável, duplo ou triplo estágios, entre outros. Uma das alternativas que surge como melhoria é o chamado turbocompressor de baixa temperatura, ou TCBT. O sistema patenteado no início do ano (BR2020160040464) busca reduzir a temperatura do ar na entrada, possibilitando a produção de maior potência no motor, maior economia de combustível e redução na emissão de poluentes.

Nesse sentido, Turner *et al*, 2006, apresentaram a técnica de turboexpansão para resfriamento do ar na admissão para avaliar o comportamento do limite de detonação da gasolina. Foi concluído que o método pode ser usado tanto para aumentar a vazão de ar no motor, favorecendo a redução dimensional, quanto para modificar a razão de compressão, o que aumenta a eficiência do sistema.

Kadunic *et al*, 2014, simularam um motor turboalimentado variando a temperatura do ar na admissão entre 0 e 60°C. Foi mostrado que a redução da temperatura do ar de admissão em baixos carregamentos não provocou uma mudança significativa tanto na emissão de poluentes quanto na eficiência do motor. A menor temperatura do ar permite o avanço do tempo de ignição, que quando ajustado no limite da detonação permitiu um aumento de 13% na eficiência indicada do motor. A redução da temperatura do ar na admissão também provocou uma redução na temperatura do gás na exaustão de até 120K. O controle simultâneo da razão ar-combustível e do centro de emissão de calor na combustão provocou um aumento de 18% na eficiência indicada do motor em menores temperaturas.

Romagnoli *et al*, 2014, avaliaram computacionalmente o uso de um compressor mecânico como expensor do ar de admissão. Foi concluído que o sistema é viável já que é possível reduzir a temperatura pelo fechamento da válvula *wastegate* da turbina e assim obtendo mais potência no rotor, apesar de ser necessária uma maior pressão fornecida pelo turbocompressor.

Com base nessas observações, o objetivo do presente trabalho é prever os efeitos de um turbocompressor de baixa temperatura (TCBT) no torque e na eficiência de um motor de combustão interna ciclo Otto utilizando o *software* GT-POWER®. Serão analisadas as curvas resultantes de torque e de eficiência do sistema, de pressão e de temperatura do ar na borboleta, sendo comparados os resultados do motor com turbocompressão convencional e do motor acoplado ao TCBT.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Turbocompressão em motores de combustão interna

O fornecimento de ar pressurizado para motores de combustão interna busca aumentar a potência disponível do motor por meio de um aumento na massa específica ρ do ar e, conseqüentemente, da vazão mássica \dot{m} admitida pelo motor. A pressurização do ar pode ser obtida com o uso de um compressor mecânico, quando é acionado por uma ligação mecânica com o virabrequim do motor, ou por um turbocompressor, quando o compressor é acionado por uma turbina, mostrado esquematicamente na Figura 2.1.

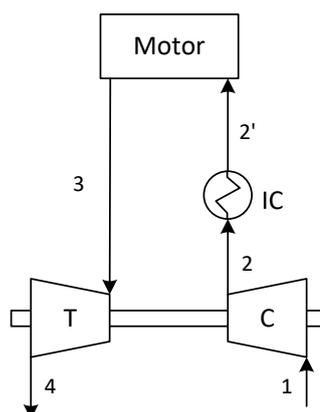


Figura 2.1 – Desenho esquemático de um turbocompressor ligado a um motor com *intercooler*.

O esquema mostra um compressor C e uma turbina T ligados por um eixo mecânico. O gás resultante da combustão no motor é expulso do motor em 3 e admitido na turbina T, que expande o gás para um nível inferior de pressão em 4. Segundo Stone, 1992, os processos de expansão e compressão podem ser descritos como adiabáticos e considerando os gases como semiperfeitos e com calores específicos aproximadamente constantes. Assim, a potência obtida pela turbina \dot{W}_T é dada por:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_3 c_{p,3} T_3 \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_3-1}{\gamma_3}} - 1 \right] \eta_T \quad (2.1)$$

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, γ é a razão de calores específicos do gás c_p/c_v , e η é a eficiência isentrópica do processo. A potência é transmitida através do eixo ao compressor, que succiona ar fresco em 1 e o comprime a um nível de pressão superior em 2. A potência \dot{W}_C aplicada pelo compressor ao gás é dada por:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_1 c_{p,1} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_c} \quad (2.2)$$

A turbocompressão favorece a limpeza dos cilindros, provocando um maior rendimento volumétrico do motor e uma combustão mais eficiente, além de reduzir o consumo específico de combustível [Stone, 1992].

Turbocompressores podem ser compostos por turbinas e compressores radiais (ou centrífugos) ou axiais. Segundo Stone, 1992, turbinas e compressores de dimensões menores têm, em geral, menor eficiência isentrópica η_i . Esse efeito não é tão severo em turbinas radiais

ponto 7, sendo a vazão resultante do ponto 2 comprimida pelo compressor C. O ar passa então pelo *intercooler* IC, sendo resfriado entre os pontos 3 e 4 a pressão aproximadamente constante. O papel da turbina fria TF é expandir o ar para a pressão de operação em 5, resfriando-o no processo e fornecendo a energia extraída adicionalmente ao compressor C. Caso o escoamento se encontre no ponto 5 em uma pressão igual ou menor que a pressão de operação desejada, a válvula V se encontrará completamente fechada e o ar prosseguirá ao ponto 8 onde será admitido pelo motor M. 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, que expande o escoamento à pressão de sucção do compressor no ponto 7, reduzindo ainda mais a temperatura do ar e também fornecendo a potência extraída para o compressor C. Os escoamentos provenientes dos pontos 1 e 7 então são unidos e prosseguem ao compressor C, onde reiniciam o ciclo.

A análise dos oito volumes de controle aplicados a cada componente resulta no equacionamento no Apêndice A. A análise do volume de controle aplicado ao sistema completo pode ser vista na figura a seguir:

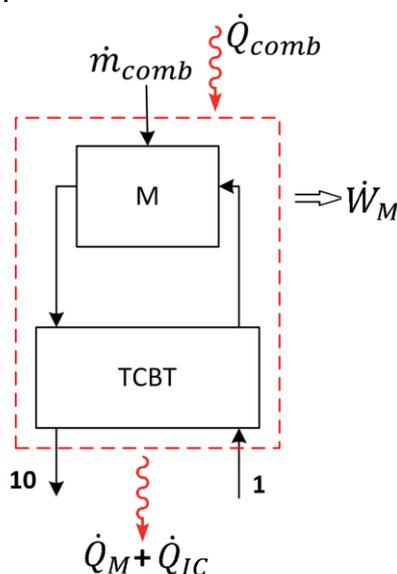


Figura 2.3 - Volume de controle aplicado ao sistema por inteiro.

O ar fresco entra no sistema em 1, combustível é injetado no motor, e gás de combustão sai do sistema em 10. O calor injetado \dot{Q}_{comb} é o calor de combustão do combustível. O calor total rejeitado é a soma do calor emitido pelo motor \dot{Q}_M e o calor perdido no *intercooler* \dot{Q}_{IC} . A potência no eixo do motor é representada por \dot{W}_M . Fazendo o balanço de massa, obtem-se:

$$\dot{m}_{comb} + \dot{m}_1 = \dot{m}_{10} \quad (2.4)$$

E o balanço de energia:

$$\dot{m}_{comb}h_{comb} + \dot{m}_1h_1 + \dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{Q}_M + \dot{Q}_{IC} + \dot{W}_M \quad (2.5)$$

O objetivo do TCBT, para um determinado ponto de operação do motor, é aumentar \dot{Q}_{IC} de forma que seja seguro aumentar \dot{m}_{comb} , e conseqüentemente \dot{Q}_{comb} , resultando em uma maior \dot{W}_M .

3. METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia utilizada no desenvolvimento do presente trabalho.

3.1 GT-SUITE

O GT-POWER®, desenvolvido pela Gamma Technologies, é um *software* de simulação 0D (apenas no domínio de tempo), 1D (no tempo e em uma dimensão espacial) e 3D (tridimensional e temporal) de sistemas mecânicos e elétricos direcionado principalmente para a área veicular. A partir do seu uso é possível prever o comportamento de sistemas eletromecânicos em regime permanente ou transiente,. O *software* conta com uma biblioteca de propriedades físicoquímicas de diversas substâncias, equações e correlações que descrevem fenômenos físicos para aplicação em projetos de engenharia automotiva.

3.2 Resolução dos escoamentos

Para a resolução das equações regentes dos escoamentos, o GT-POWER® faz uma discretização das partes inseridas na montagem de acordo com valores impostos pelo usuário e aplica, para cada volume, equações de equilíbrio de energia (solução explícita) ou entalpia (solução implícita) e momentum. Nas fronteiras dos volumes são calculadas as quantidades vetoriais, como vazões e velocidades, enquanto que no centro dos volumes são calculadas as quantidades escalares, como densidade, pressão e temperatura. Perdas de carga são calculadas a partir da rugosidade do material (imposta), utilizando modelos escolhidos pelo usuário ou automaticamente selecionados pelo programa de acordo com as características do escoamento. O coeficiente de transferência de calor é calculado para cada volume discretizado em função das propriedades termofísicas do fluido, da rugosidade do tubo e da velocidade do escoamento.

No cilindro, a combustão é modelada a partir dos dados de mistura inicial (estado e composição). Esses dados são aplicados ao modelo de combustão escolhido (no caso do presente trabalho, o modelo de emissão de calor de Wiebe) e a composição e o estado dos gases na exaustão é encontrado.

3.3 Mapas de turbomáquinas

Os componentes de turbomáquinas são representados por uma entrada de dados de mapa de funcionamento. Os dados são uma matriz $[i \times j]$ onde cada linha i representa um ponto e cada coluna j o dado respectivo, representada por:

$$\begin{bmatrix} \omega_i & \dot{\mu}_i & r_{p,i} & \eta_i \\ \omega_{i+1} & \dot{\mu}_{i+1} & r_{p,i+1} & \eta_{i+1} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \omega_n & \dot{\mu}_n & r_{p,n} & \eta_n \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

onde ω é a rotação do eixo, $\dot{\mu}$ é a vazão mássica corrigida, r_p é a razão de pressão e η é a eficiência isentrópica da turbomáquina. A vazão mássica corrigida $\dot{\mu}$ é definida como:

$$\dot{\mu} = \dot{m} \frac{p_{ref}}{p} \sqrt{\frac{T}{T_{ref}}} \quad (3.2)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica real, p a pressão no qual o fluido se encontra, T a sua temperatura, p_{ref} a pressão tomada como referência e T_{ref} a temperatura tomada como referência. Os dados de referência também são impostos pelo usuário.

Correções podem ser feitas por meio de constantes multiplicadoras nos mapas. Um multiplicador individual pode ser aplicado a cada coluna, sendo usados quatro multiplicadores diferentes: para rotação κ_{ω} , para vazão mássica corrigida $\kappa_{\dot{m}}$, para razão de pressão κ_{r_p} e para eficiência κ_{η} . Portanto, os dados finais de operação do componente são representados pela matriz:

$$\begin{bmatrix} \kappa_{\omega}\omega_i & \kappa_{\dot{m}}\dot{m}_i & \kappa_{r_p}r_{p,i} & \kappa_{\eta}\eta_i \\ \kappa_{\omega}\omega_{i+1} & \kappa_{\dot{m}}\dot{m}_{i+1} & \kappa_{r_p}r_{p,i+1} & \kappa_{\eta}\eta_{i+1} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \kappa_{\omega}\omega_n & \kappa_{\dot{m}}\dot{m}_n & \kappa_{r_p}r_{p,n} & \kappa_{\eta}\eta_n \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

3.4 Modelo de motor no GT-Power

Foi selecionado um motor validado utilizado no exemplo *SI_4cyl_GDI_Turbo-WOT* do software GT-Power, transferindo integralmente suas características geométricas e de funcionamento com seus valores de condições de contorno e estado inicial.

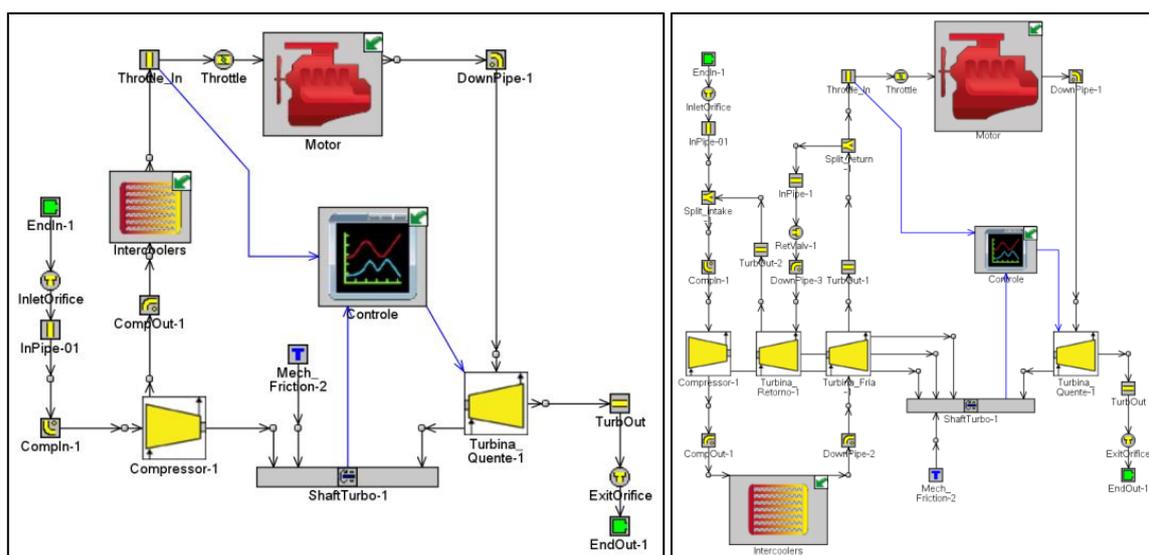


Figura 3.1 – Modelos montados no GT-POWER. a) Motor acoplado a turbocompressor convencional. b) Motor acoplado ao TCBT.

Foi escolhido este motor por já estar acoplado a um turbocompressor no próprio arquivo de origem. Foram aproveitados o bloco do motor, os coletores de admissão e escape, o modelo de intercooler e os dutos de entrada e saída dos compressores e turbinas. Os gases foram tratados como gases ideais exceto dentro do cilindro, onde ocorrem altas pressões e altas temperaturas, não podendo ser utilizada a mesma abordagem. Os modelos têm suas características descritas a seguir:

a) Motor

O motor utilizado é de 4 tempos com 4 cilindros, volume de 2000 cm³. O diâmetro dos cilindros mede 86 mm e o curso do pistão é de 86,07 mm. Sua razão de compressão é de 9,5:1. Obedece ao ciclo Otto, alimentado a gasolina, a qual foi estipulada com as propriedades

de indolina combustível da biblioteca do GT-POWER. O motor possui injeção direta com um bico de injeção por cilindro.

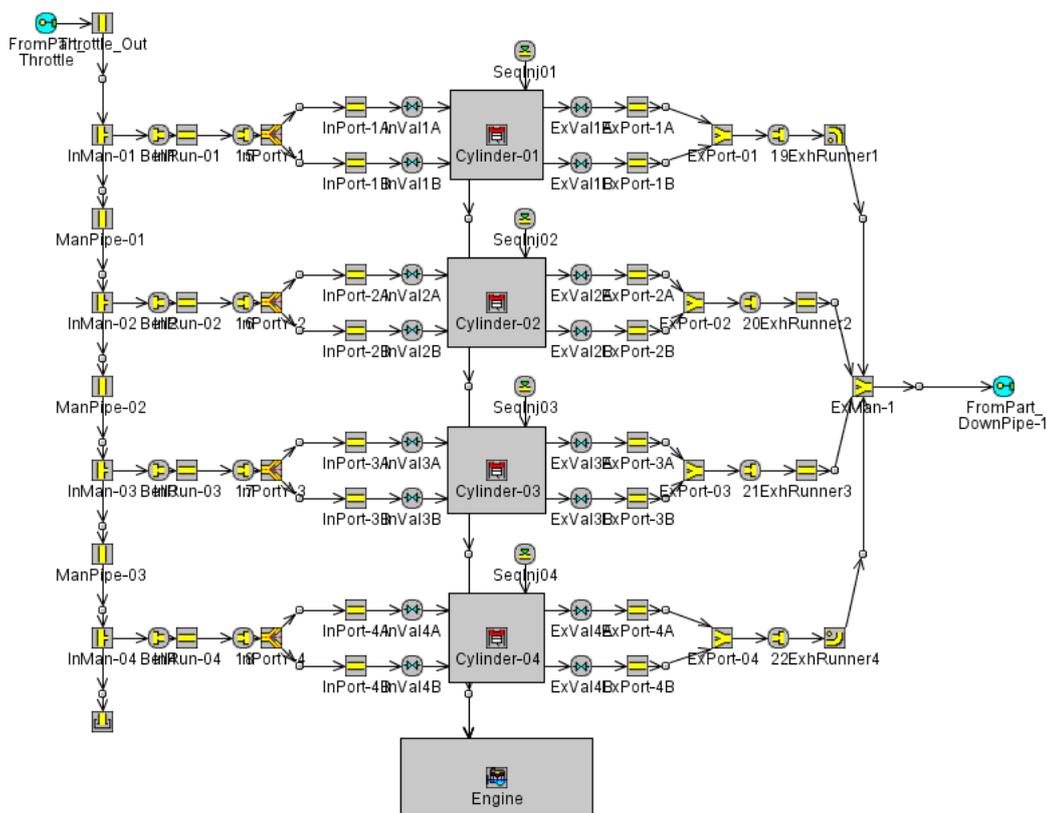


Figura 3.2 – Modelo de motor utilizado no GT-POWER, com coletores de admissão e escape.

b) Intercoolers

No primeiro *intercooler*, o ar troca calor com água que posteriormente resfriará o motor. No segundo, a troca de calor é com o ar ambiente. A efetividade do trocador é função da vazão mássica, sendo a temperatura da parede do duto controlada para que a efetividade obedeça essa função.

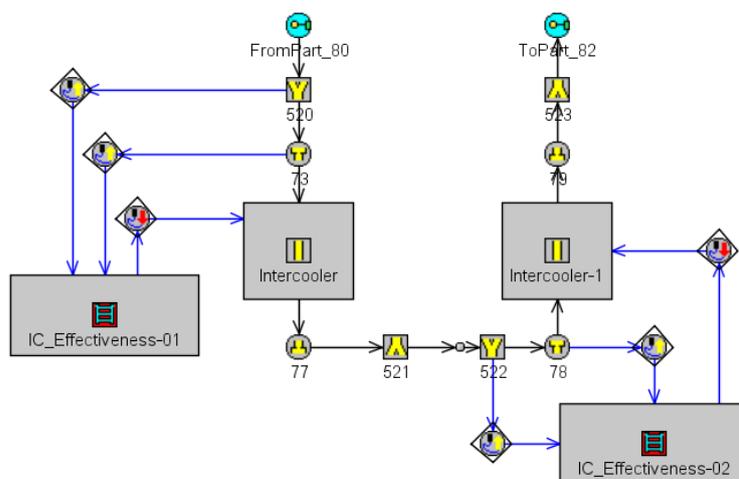


Figura 3.3 – Modelo de duplo intercooler utilizado na simulação.

c) Turbomáquinas

Foi utilizado um compressor radial da Garrett, modelo GT2056, 56 mm, 0,53 A/R, 55 trim, cujo mapa é apresentado na Figura 3.4:

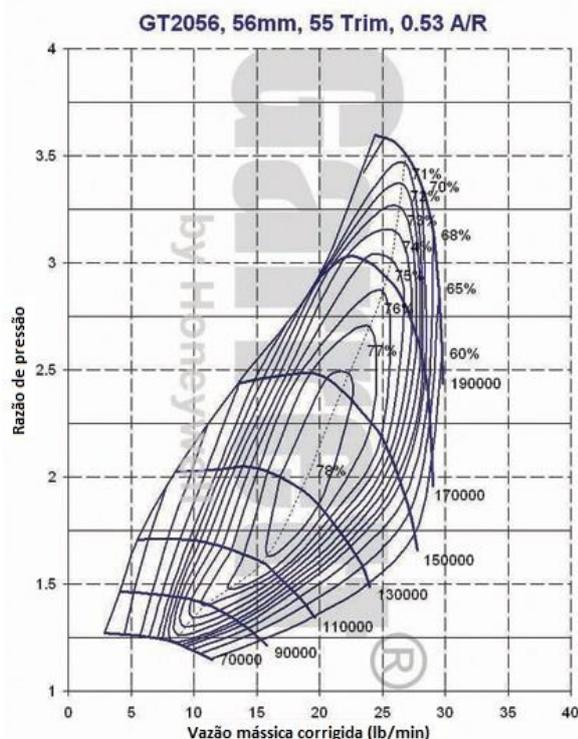


Figura 3.4 – Mapa do compressor GT2056 da Garrett (adaptado de Garrett, 2015).

As curvas foram então implementadas no *software* para o cálculo dos pontos de operação em cada regime testado. A razão de compressão é calculada baseada nas pressões de estagnação na entrada e na saída. Os dutos de entrada e saída são modelados por tubos curvos para simular a curvatura da galeria por onde o escoamento corre.

Da mesma forma, as turbinas são modeladas fornecendo os dados do mapa especificado. Foram utilizados os dados do mapa da turbina GT2056, 0,46 A/R, fornecidos pelo fabricante. Por motivos de confidencialidade, os dados neste trabalho foram normalizados em relação ao ponto máximo da curva. O mapa se comporta com a forma a seguir:

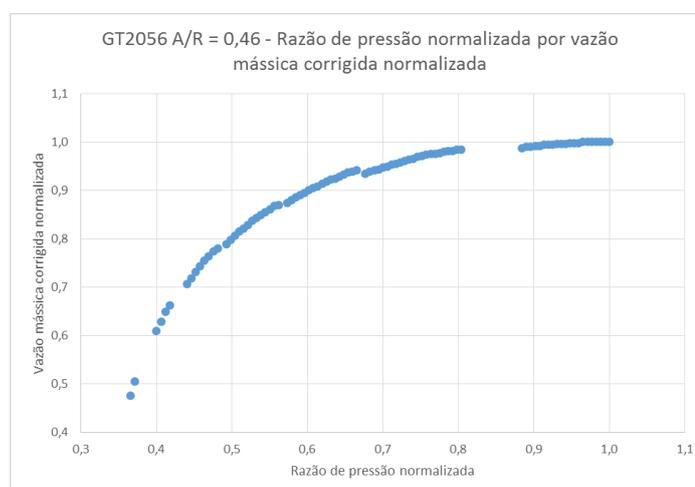


Figura 3.5 – Dados de razão de pressão e vazão mássica corrigida para a turbina GT2056 A/R 0,46 da Garrett.

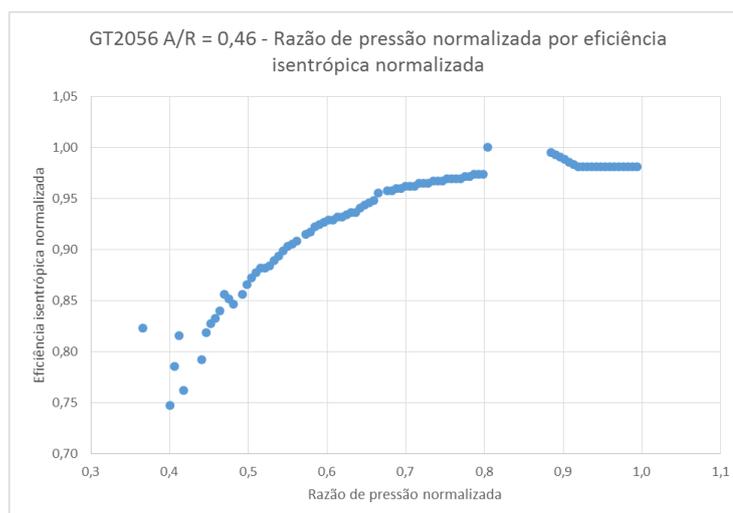


Figura 3.6 – Dados de razão de pressão e eficiência isentrópica para a turbina GT2056 A/R 0,46 da Garrett.

A partir destes dados, foram aplicados fatores multiplicadores para encontrar configurações nas quais os mapas se comportassem de maneira adequada ao sistema. A entrada da turbina também foi modelada curva para se aproximar do comportamento do ar ao escoar na voluta.

As turbinas e os compressores são ligados a um elemento de eixo, que sincroniza a rotação de todos os componentes e transfere potência entre eles. O eixo apresenta um momento de inércia de $3 \times 10^{-5} \text{ kg m}^2$. Para representar as perdas por atrito, foi adicionado um elemento de torque resistente conectado ao elemento de eixo, que tem um valor mínimo de $1 \times 10^{-5} \text{ Nm}$ em 50000 RPM e cresce linearmente até $4 \times 10^{-5} \text{ Nm}$ em 200000 RPM.

d) Controle

Foram postos dois controles PID para controle da sobrepressão na admissão e de rotação dos rotores.

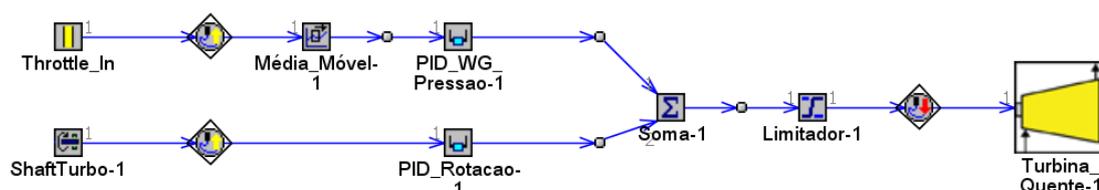


Figura 3.7 – Construção dos controles de rotação e sobrepressão no modelo.

Um dos controladores lê a pressão estática em Throttle_In, imediatamente antes da borboleta. O sinal é submetido ao cálculo de média móvel, que faz a média dos dados lidos nos últimos 2 ciclos, com o objetivo de atenuar oscilações de pressão devido à natureza pulsante do escoamento. O sinal de entrada então é lido pelo controlador PID_WG_Pressao-1, que calcula os ganhos e dá um valor de saída para o atuador. O ganho proporcional foi definido como -30 mm/bar e o integral como $-150 \text{ mm}/(\text{bar s})$. O ganho diferencial foi ignorado.

O outro controlador, PID_Rotacao-1, lê a rotação média do eixo do turbocompressor em um ciclo e calcula os ganhos diretamente. O ganho proporcional foi definido como $-1 \times 10^{-3} \text{ mm/RPM}$ e o ganho integral como $-1 \times 10^{-3} \text{ mm}/(\text{RPM s})$.

Os dois sinais de saída dos controladores são somados no componente Soma-1, e passam por um limitador Limitador-1 que satura o sinal para o atuador em valores máximo e

mínimo para evitar erro fatal na simulação. O sinal por fim é enviado ao componente da turbina variando o diâmetro da *wastegate* para a obtenção dos valores desejados.

e) Condições iniciais

Como condição inicial no lado frio do sistema (admissão) foi considerado ar puro (76,7% N_2 (*n2-vap*) e 23,3% O_2 (*o2-vap*), ambas substâncias da biblioteca do GT-Power) a 330K e 1,9 bar. No lado quente (exaustão), foi considerada como condição inicial gás de combustão a 1000K e 2,8 bar de pressão. Dentro do cilindro, foi considerada uma mistura de ar combustível (8% em massa de indolina (*indolene_comb*)) a temperatura e pressão ambientes.

Após o primeiro caso rodado, o caso seguinte a ser simulado inicia-se das condições finais do caso anterior, sendo assim acelerada a convergência da simulação.

f) Critérios de convergência

Como critérios de convergência, foram estabelecidos valores máximos de variação para alguns componentes que podem influenciar na resposta do sistema.

O circuito de escoamento tem por padrão uma tolerância de variação na vazão mássica de 0,2% a cada período de cálculo. Na temperatura, foi definida uma tolerância de variação de 1°C em 5 períodos consecutivos.

O controle das equações diferenciais do sistema foi setado como *default* do *software*, utilizando o método “*Explicit-Runge-Kutta*” para integração. Foi definido como critério para convergência de regime permanente 10 ciclos consecutivos dentro dos critérios estabelecidos.

A resolução da temperatura de parede foi definida como “*steady*”. O intervalo de cálculo, como periódico. As temperaturas de parede iniciais foram mantidas por 2 períodos (padrão do *software*).

Os critérios de convergência adicionados além dos padrões descritos anteriormente se referem a componentes do sistema que devem se encontrar estáveis para que se tenha um resultado confiável de convergência. Assim, foram estabelecidos os limites máximos de variação do sinal de saída dos controladores como 0,005 mm. Também foi limitada a variação da rotação do turbocompressor como 0,01%. Além disso foi posta uma variação máxima de 0,1% na pressão média do tubo central do coletor de entrada, para garantir a estabilidade das ondas de pressão na admissão.

A mínima duração da simulação foi definida como 100 ciclos para evitar falsos pontos de convergência.

3.5 Dimensionamento dos componentes

Para encontrar curvas de operação satisfatórias nas turbinas, foram variadas as constantes multiplicadoras dos mapas κ_ω e κ_μ . As outras duas constantes (κ_{r_p} e κ_η) não foram variadas pois poderiam deformar o mapa consideravelmente, levando a estimativas errôneas de resultados. Tentativas iniciais demonstraram que as turbinas adicionais (TF e TR) deveriam ter κ_ω maiores que 1 para que funcionassem apropriadamente. Um valor de $\kappa_{\omega,TF} = \kappa_{\omega,TR} = 2,25$ foi definido como valor inicial para as simulações. Quanto ao compressor, foi constatado que ele precisaria alcançar pressões maiores que o mapa original para que o escoamento pudesse ser posteriormente expandido na turbina fria e ainda assim alcançar a pressão de operação na admissão. Assim $\kappa_{r_p,C}$ foi definida como 1,5. A constante $\kappa_{\mu,C}$ foi mantida igual a 1 para evitar que o compressor atingisse a zona de instabilidade em baixas rotações de motor.

Foi então executada uma busca exaustiva, variando $\kappa_{\mu,TF}$, $\kappa_{\mu,TR}$ e $\kappa_{\mu,TQ}$ e fixando a rotação do motor em 4500 RPM para avaliar os efeitos no funcionamento do sistema. Os valores testados se encontram na tabela 3.1:

Tabela 3.1: Valores utilizados nas varreduras de κ_{μ} .

Valores máximos, mínimos e de intervalo utilizados para as varreduras de κ_{μ}			
Varredura 1			
	Mínimo	Máximo	Intervalo
$\kappa_{\mu,TF}$	0,1	1	0,1
$\kappa_{\mu,TR}$	0,1	0,4	0,1
$\kappa_{\mu,TQ}$	0,1	1	0,1
Varredura 2			
	Mínimo	Máximo	Intervalo
$\kappa_{\mu,TF}$	0,8	1,1	0,1
$\kappa_{\mu,TR}$	0,1	0,4	0,1
$\kappa_{\mu,TQ}$	1	1,5	0,1

Foram definidos então os valores das constantes que ofereceram maiores valores de torque para a rotação escolhida, sendo eles $\kappa_{\mu,TF} = 0,9$, $\kappa_{\mu,TR} = 0,1$ e $\kappa_{\mu,TQ} = 1,5$.

Com esses valores fixados, foi feita uma terceira varredura para definir os valores de $\kappa_{\omega,TF}$ e $\kappa_{\omega,TR}$. Ambas constantes foram variadas entre 1 e 2,5, resultando na imagem abaixo.

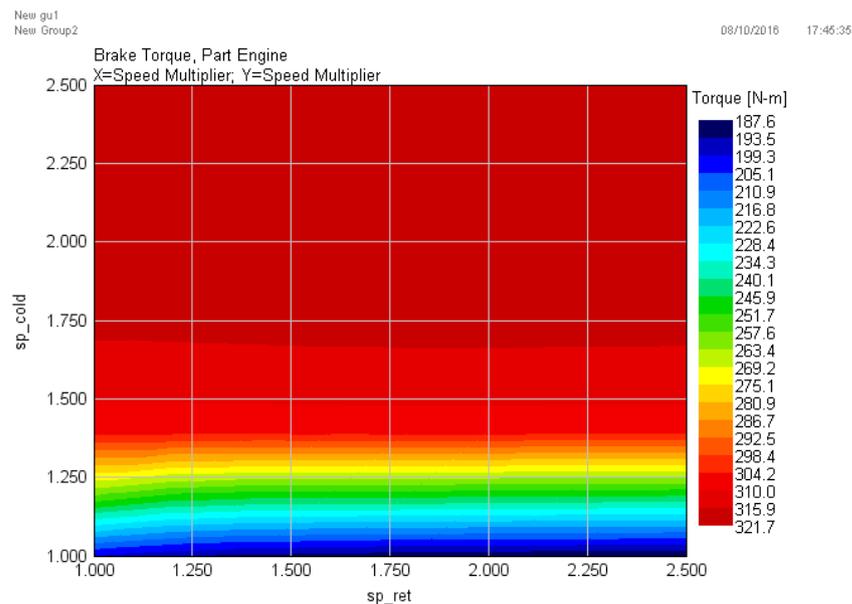


Figura 3.8: Comportamento do torque resultante (Nm) em função de $\kappa_{\omega,TF}$ (eixo y) e $\kappa_{\omega,TR}$ (eixo x).

A maior influência é dada pela rotação da turbina fria, que praticamente estabiliza após um valor de aproximadamente 1,7. Foram então definidos os mesmos valores utilizados para as varreduras anteriores para manter a proximidade nos resultados já encontrados.

A Tabela 3.2 mostra os valores finais de κ fixados para todas as turbinas e compressores:

Tabela 3.2 – Valores finais de κ definidos para os dois casos estudados.

	TCBT				Turbo Comum	
	C	TF	TR	TQ	C	TQ
κ_{ω}	1,00	2,25	2,25	1,00	1,00	1,00
κ_{r_p}	1,50	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
κ_{μ}	1,00	0,90	0,10	1,50	1,00	1,00
κ_{η}	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Aplicando-se esses valores, os dois sistemas foram simulados para rotações no motor entre 2000 e 6000 RPM em regime permanente. Os valores de abertura da válvula de retorno foram aplicados manualmente para cada caso, de forma que a pressão na borboleta sempre fosse mantida em 2 bar.

4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

Na Figura 4.1 são comparados os resultados de pressão estática na borboleta para os dois sistemas.

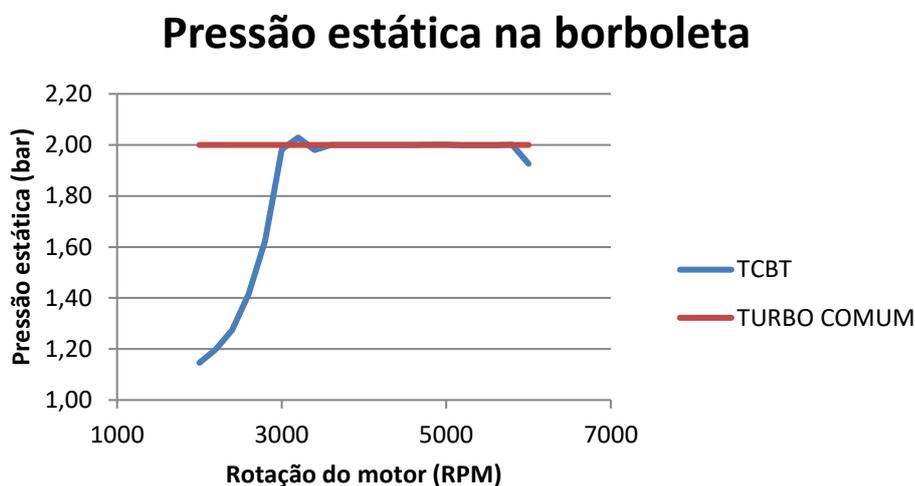


Figura 4.1 – Comparação entre os comportamentos da pressão estática na borboleta do TCBT e do sistema convencional no intervalo de rotação simulado.

O turbocompressor comum é capaz de manter a pressão fixa em 2 bar para todo o intervalo de rotação. Já o TCBT não consegue alcançar a pressão de operação alvo entre 2000 e 3000 RPM. A partir de 3000 RPM a pressão sofre uma pequena oscilação em torno de 2 bar devido à progressiva abertura da válvula de retorno, até 3400 RPM, quando a válvula é aberta completamente e é mantida assim até os 6000 RPM.

Na Figura 4.2 são comparados os resultados de massa específica do ar para os dois sistemas:

Massa específica do ar na borboleta

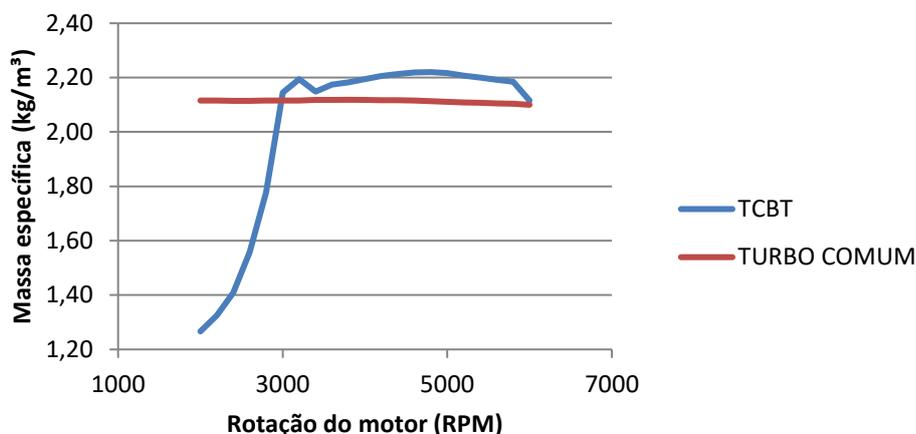


Figura 4.2 – Comparação entre os comportamentos da massa específica do ar na borboleta do TCBT e do sistema convencional no intervalo de rotação simulado.

Devido à menor pressão dada pelo TCBT, até 3000 RPM a massa específica do ar no sistema novo é menor que aquela no sistema convencional. Entretanto, assim que o TCBT se torna capaz de alcançar a pressão de operação, o ar fornecido é mais denso que o convencional, o que é efeito da mais baixa temperatura no qual ele se encontra, como mostra a Figura 4.3:

Temperatura do ar na borboleta

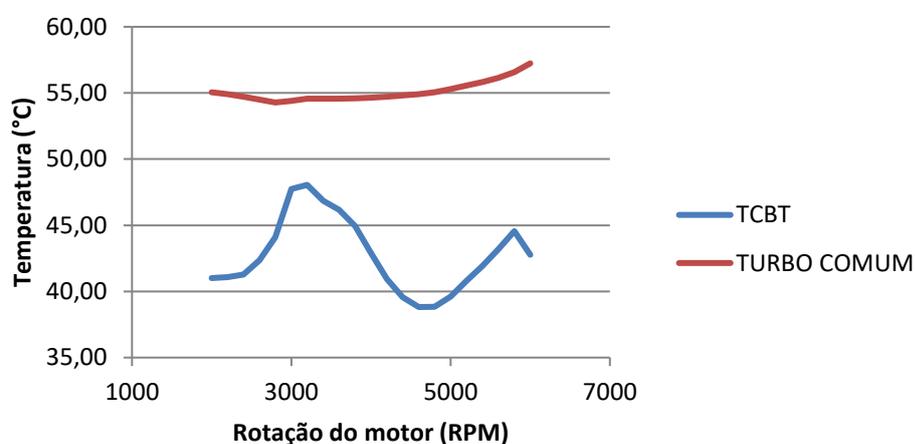


Figura 4.3 – Comparação entre os comportamentos da temperatura do ar na borboleta do TCBT e do sistema convencional no intervalo de rotação simulado.

O turbocompressor comum mantém a temperatura do ar inicialmente em torno de 55°C até 5000 RPM, ponto a partir do qual a temperatura é elevada devido à queda de eficiência do compressor. O TCBT, por sua vez, fornece inicialmente o ar na pressão de operação a 48°C (3000 RPM), resfriando o ar gradualmente para um mínimo de 39°C a 4600 RPM, representando uma diferença de 16°C em comparação com o turbo comum. Após esse ponto as temperaturas voltam a subir devido à queda de eficiência do compressor e dos *intercoolers*.

As Figuras 4.4 e 4.5 mostram as curvas de torque e de eficiência do sistema.

Curvas de torque do motor

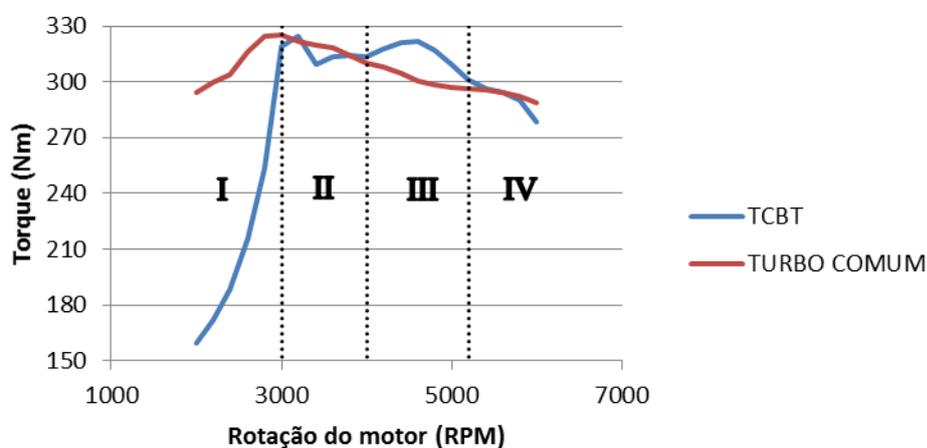


Figura 4.4 – Comparação entre as curvas de torque do motor acoplado ao TCBT e ao sistema convencional no intervalo de rotação simulado.

Eficiência do sistema

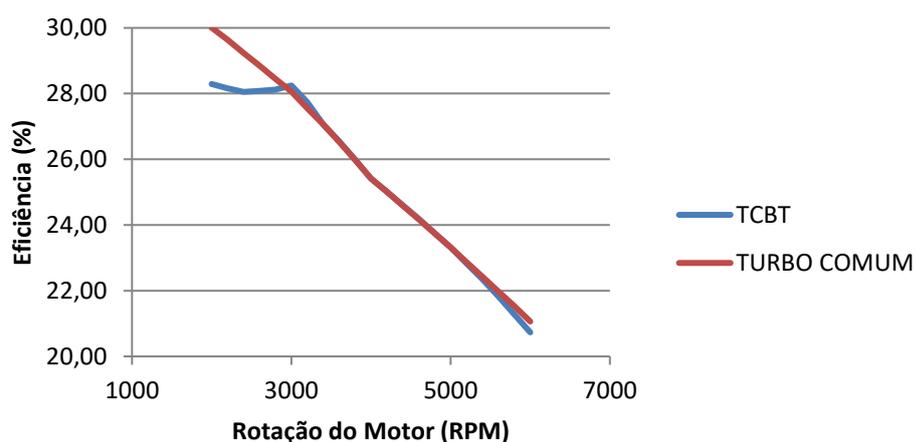


Figura 4.5 – Comparação entre as curvas de eficiência dos motores acoplados ao TCBT e ao sistema convencional no intervalo de rotação simulado.

Na Figura 4.4, nota-se que a curva de torque do motor com turbocompressão convencional apresenta um pico em 3000 RPM e decai gradualmente até as 6000 RPM. Utilizando a comparação direta entre as curvas, a curva de torque do motor com TCBT pode ser dividida em quatro regiões:

- Na primeira, até 3000 RPM, o sistema não consegue atingir a pressão de operação estabelecida.
- Entre 3000 e 4000 RPM o motor com TCBT se comporta praticamente semelhante ao sistema convencional, com oscilações devido às oscilações na pressão mostradas na Figura 4.1.
- Entre 4000 e 5200 RPM, o torque aumenta devido à menor temperatura do ar e, conseqüentemente, à elevação de sua massa específica. O pico de torque é atingido com 321,5 Nm em 4600 RPM, na mesma rotação na qual a temperatura do ar atinge seu mínimo. O valor representa um aumento de 7% em comparação com os 300,6 Nm obtidos com o sistema convencional na mesma rotação.

- d) Entre 5200 e 6000 RPM, o motor volta a se comportar como o sistema convencional.

Na Figura 4.5, nota-se que não houve uma diferença significativa na eficiência, se mantendo aproximadamente semelhante por todo o intervalo no qual o TCBT respeitou a pressão de operação. Tais valores mostram que o sistema não tem um efeito direto no consumo específico de combustível.

Tomando-se em consideração os valores apresentados, o sistema de TCBT é capaz de fornecer um torque maior que o sistema de turbocompressão convencional para um determinado ponto de operação. Entretanto, quando se trata de um mais largo intervalo de rotação do motor, o sistema, tal como foi modelado, não apresenta resultados tão satisfatórios. Isso se deve ao fato de que as turbomáquinas utilizadas têm geometria fixa, o que determina sua operação para um ponto ótimo e reduz sua eficiência em pontos de operação diferentes. Quanto à eficiência no sistema, outros fatores que afetam a combustão, como limpeza do cilindro e homogeneidade da mistura ar-combustível devem ser levados em consideração. Ainda assim, os resultados não demonstraram grande variação em comparação com o sistema convencional.

5 – CONCLUSÕES

Foi simulado no GT-POWER® um modelo de motor a combustão ciclo Otto acoplado a dois sistemas de turbocompressão diferentes: um turbocompressor convencional e um turbocompressor de baixa temperatura (TCBT), ambos dotados de turbomáquinas de geometria fixa com mapas baseados nos de turbomáquinas reais. O comportamento do sistema foi avaliado em regime permanente em rotações de operação do motor entre 2000 e 6000 RPM, com uma pressão alvo de 2 bar na borboleta do motor. O TCBT foi capaz de atingir a pressão de operação a partir de 3000 RPM mantendo a temperatura do ar mais baixa que o sistema convencional em todo o intervalo simulado. Entretanto, um aumento efetivo do torque foi obtido apenas nas rotações entre 4000 e 5200 RPM, com um pico de 321 Nm em 4600 RPM, representando um aumento de 7%. Não houve mudança significativa na eficiência do sistema. É recomendado que se faça uma análise com outras tecnologias de turbomáquinas (VGT, duplo estágio, etc) para avaliar se é possível ampliar o intervalo de operação do TCBT. Também é recomendado um estudo experimental para explorar o efeito no ponto de detonação espontânea do combustível em motores ciclo Otto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Garrett, **GT2056 Compressor Map**, <http://www.turbobygarrett.com>. Acessado em 23/12/2015.

Heywood, J. B., **Internal Combustion Engines Fundamentals**, Estados Unidos, McGraw-Hill, 1988.

Kadunic, S.; Scherer, F.; Baar, R.; Zegenhagen, T.; **Increased gasoline engine efficiency due to charge air cooling through an exhaust heat driven cooling system**, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, v.75, p. 58-65, 2014.

MacInnes, H., **Turbochargers**, H. P. Books, 1976.

Romagnoli, A.; Wan-Salim, W. S-I.; Gurunathan, B. A.; Martinez-Botas, R. F.; Turner, J. W. G.; Luard, N.; Jackson, R.; Matteucci, L.; Copeland, C.; Akehurst, S.; Lewis, A. G. J.; Brace, C. J.; **Assessment of supercharging boosting component for heavily downsized gasoline engines**, 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, p. 13-26, 2014.

Stone, R.; **Introduction to Internal Combustion Engine**. Uxbridge, Londres : The MacMillan Press, 2^a edição, 1992.

Turner, J. W. G.; Pearson, R. J.; Milovanovic, N.; Taitt, D. W.; **Extending the knock limit of a turbocharged gasoline engine via turboexpansion**, 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, p. 69-80, 2006.

APÊNDICE A – ANÁLISE DE VOLUMES DE CONTROLE DO TCBT

- a) Volume de Controle 1 – Encontro de Escoamentos

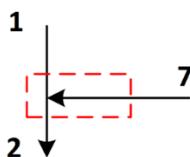


Figura A.1 – Volume de controle no encontro dos pontos 1 e 7.

A vazão mássica admitida em 2, \dot{m}_2 , é dada por:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_7 \quad (\text{A.1})$$

A temperatura do ar em 2, T_2 , é dada por:

$$T_2 = \frac{\dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_7 T_7}{\dot{m}_2} \quad (\text{A.2})$$

- b) Volume de Controle 2 – Compressor

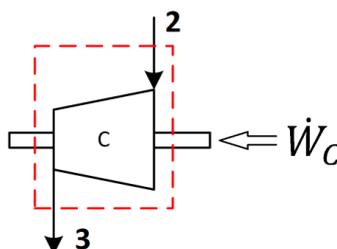
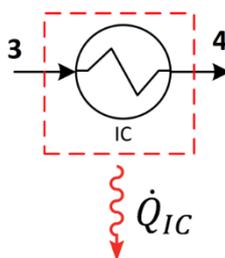


Figura A.2 – Volume de controle aplicado ao compressor.

A potência exercida pelo compressor, \dot{W}_C , é dada por:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_2 c_{p,2} T_2 \left[\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_C} \quad (\text{A.3})$$

- c) Volume de Controle 3 –
- Intercooler*

Figura A.3 – Volume de controle aplicado ao *intercooler*.

O calor perdido no *intercooler*, \dot{Q}_{IC} , é dado por:

$$\dot{Q}_{IC} = \dot{m}_3 c_{p,3} \varepsilon (T_r - T_3) \quad (\text{A.4})$$

- d) Volume de Controle 4 – Turbina Fria

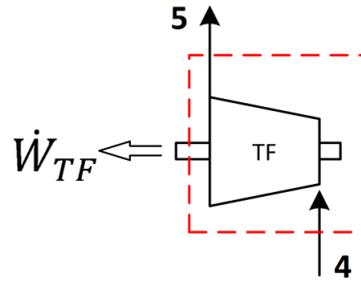


Figura A.4 – Volume de controle aplicado à turbina fria.

A potência extraída pela turbina fria, \dot{W}_{TF} , é dada por:

$$\dot{W}_{TF} = \dot{m}_4 c_{p,4} T_4 \left[\left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma_4 - 1}{\gamma_4}} - 1 \right] \eta_{TF} \quad (\text{A.5})$$

e) Volume de Controle 5 – Válvula de Retorno

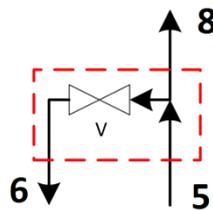


Figura A.5 – Volume de controle aplicado à válvula de controle de pressão.

A vazão em 6, \dot{m}_6 é dada por:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 - \dot{m}_8 \quad (\text{A.6})$$

f) Volume de Controle 6 – Turbina de Retorno

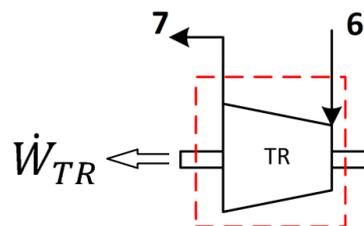


Figura A.6 – Volume de controle aplicado à turbina de retorno.

A potência extraída pela turbina de retorno, \dot{W}_{TR} , é dada por:

$$\dot{W}_{TR} = \dot{m}_6 c_{p,6} T_6 \left[\left(\frac{p_7}{p_6} \right)^{\frac{\gamma_6 - 1}{\gamma_6}} - 1 \right] \eta_{TR} \quad (\text{A.7})$$

g) Volume de Controle 7 – Motor

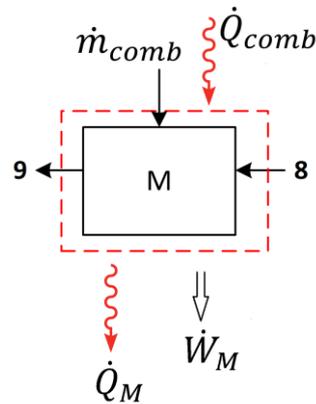


Figura A.7 – Volume de controle aplicado ao motor.

O calor proveniente da queima do combustível no motor, \dot{Q}_{comb} , pode ser expresso por:

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{\dot{m}_8}{RAC} C \quad (A.8)$$

Onde C é o poder calorífico superior do combustível e RAC a razão ar-combustível da mistura no cilindro.

A potência do motor, \dot{W}_M , é dada pelo seu aproveitamento, ou:

$$\dot{W}_M = \dot{Q}_{comb} \eta_M \quad (A.9)$$

O calor do gás de exaustão é dado pelo balanço de energia nos fluidos que entram no motor, ou:

$$\dot{Q}_{GÁS} = \dot{m}_8 \left[\left(1 + \frac{1}{RAC} \right) c_{p,9} T_9 - c_{p,8} T_8 - \frac{1}{RAC} h_{comb} \right] \quad (A.10)$$

Assim tem-se a expressão completa do balanço de energia:

$$\dot{Q}_{GÁS} = \dot{Q}_{comb} - \dot{W}_M - \dot{Q}_{SAI} \quad (A.11)$$

$$\dot{m}_8 \left[\left(1 + \frac{1}{AFR} \right) c_{p,9} T_9 - c_{p,8} T_8 - \frac{1}{AFR} h_c \right] = \frac{\dot{m}_8}{AFR} C (1 - \eta_M) + \dot{Q}_{SAI} \quad (A.12)$$

h) Volume de Controle 8 – Turbina Quente

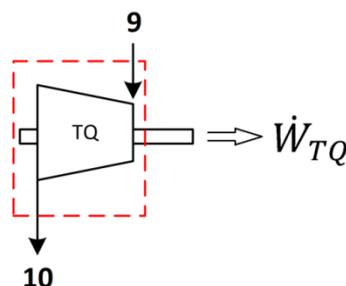


Figura A.8 – Volume de controle aplicado à turbina quente.

A potência extraída pela turbina quente do gás de combustão é dada por:

$$\dot{W}_{TQ} = \dot{m}_9 c_{p,9} T_9 \left[\left(\frac{p_{10}}{p_9} \right)^{\frac{\gamma_9 - 1}{\gamma_9}} - 1 \right] \eta_{TQ} \tag{A.13}$$

APÊNDICE B – CURVAS DE OPERAÇÃO DAS TURBINAS E DO COMPRESSOR COMPONENTES DO TCBT.

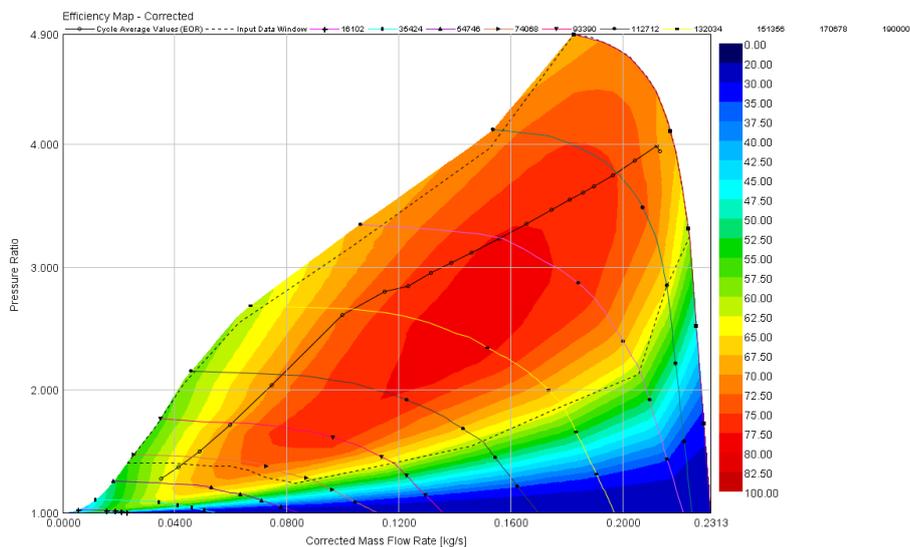


Figura B.1 – Pontos de operação do compressor do TCBT.

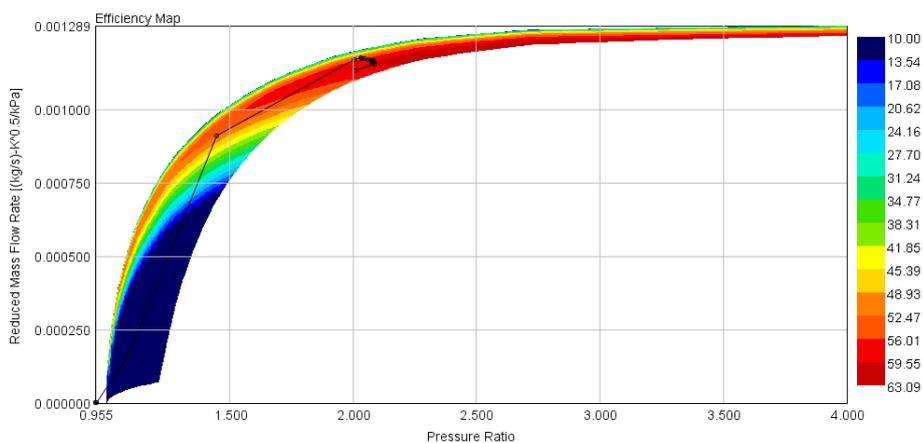


Figura B.2 – Pontos de operação da turbina de retorno do TCBT.

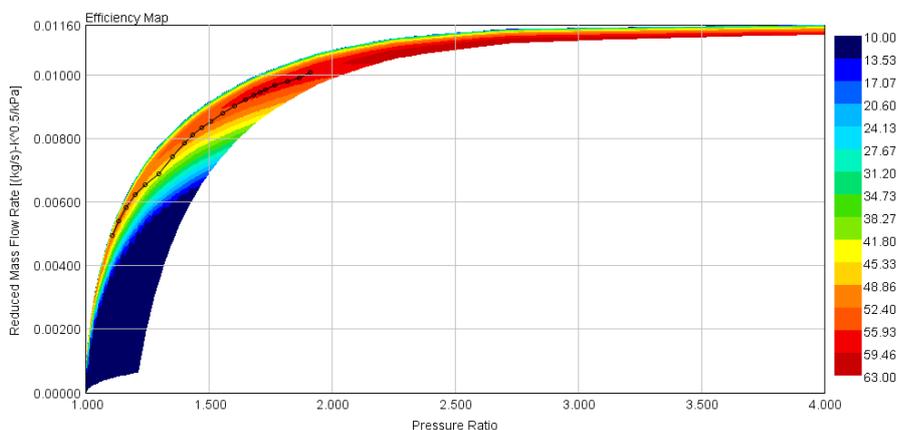


Figura B.3 – Pontos de operação da turbina fria do TCBT.

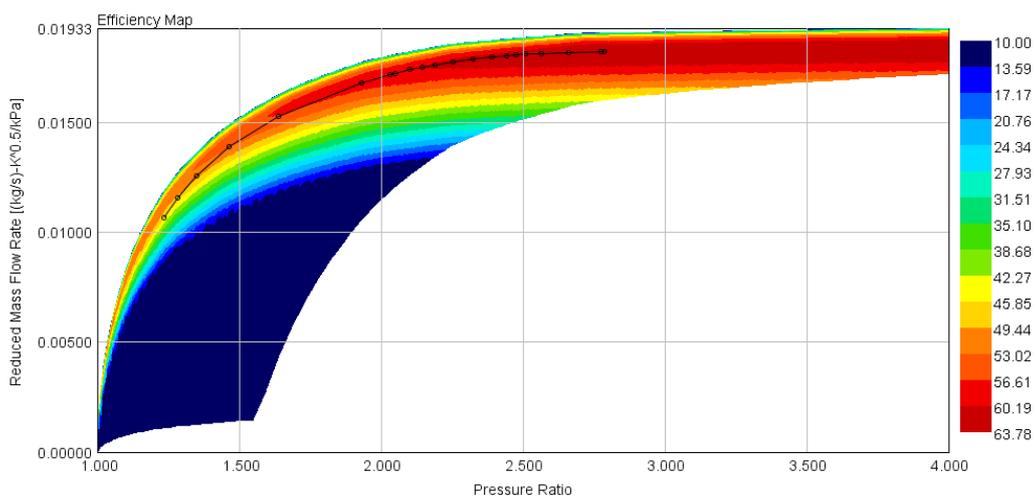


Figura B.4 – Pontos de operação da turbina quente do TCBT.

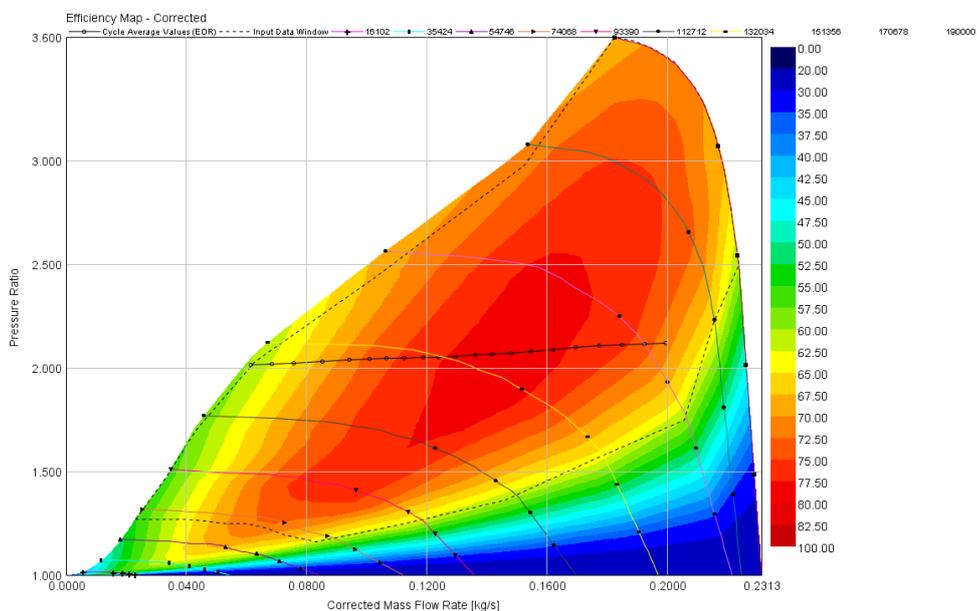


Figura B.5 – Pontos de operação do compressor do sistema convencional.

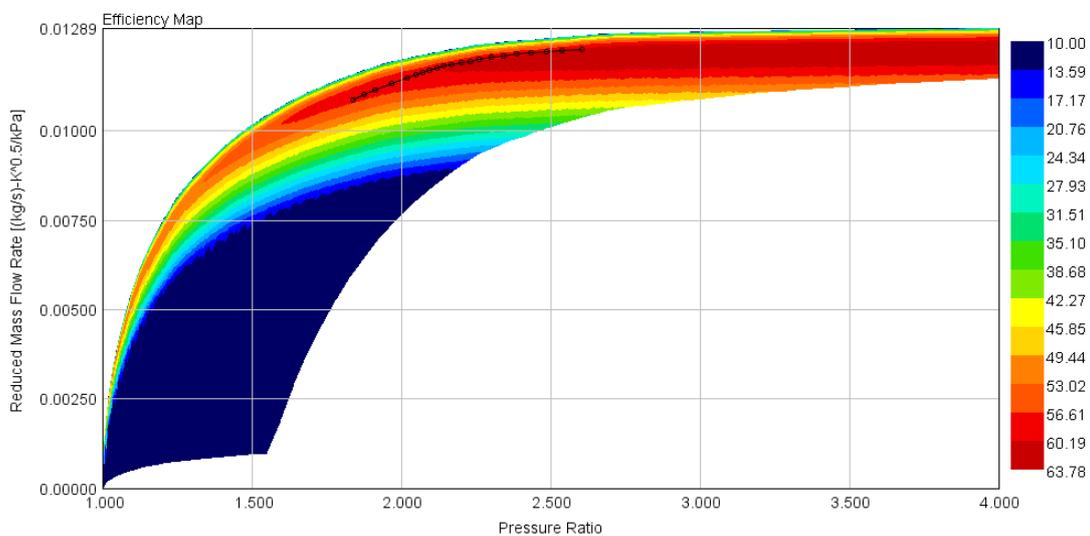


Figura B.6 – Pontos de operação da turbina do sistema convencional.