



Universidade Federal da Paraíba

Centro de Tecnologia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Mestrado – Doutorado

**INFLUÊNCIA DO RESFRIAMENTO DA TURBINA NO
DESEMPENHO DE UM MOTOR DIESEL TURBOALIMENTADO
OTTOLIZADO PARA GÁS NATURAL**

Por

André Filipe Mendes Alves

*Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal da Paraíba para a
obtenção do grau de Mestre.*

ANDRÉ FILIPE MENDES ALVES

**INFLUÊNCIA DO RESFRIAMENTO DA TURBINA NO
DESEMPENHO DE UM MOTOR DIESEL TURBOALIMENTADO
OTTOLIZADO PARA GÁS NATURAL**

Dissertação de Mestrado apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba em cumprimento às exigências para a obtenção do Grau de Mestre.

Orientador: Prof. Dr. Emerson Freitas Jaguaribe

A474i Alves, André Filipe Mendes.
Influência do resfriamento da turbina no desempenho de um motor diesel turboalimentado ottolizado para gás natural / André Filipe Mendes Alves.- João Pessoa, 2016.
78f. : il.
Orientador: Emerson Freitas Jaguaribe
Dissertação (Mestrado) - UFPB/CT
1. Engenharia mecânica. 2. Motor Perkins ottolizado.
3. Potência. 4. Trocador de calor. 5. Turbina. 6. Gás.

UFPB/BC


CDU: 621(043)

**INFLUÊNCIA DO RESFRIAMENTO DA TURBINA NO
DESEMPENHO DE UM MOTOR DIESEL
TURBOALIMENTADO OTTOLIZADO
PARA GÁS NATURAL**

por

André Filipe Mendes Alves

Dissertação aprovada em 17 de fevereiro de 2016


Prof. Dr. EMERSON FREITAS JAGUARIBE
Orientador – UFPB


Prof. Dr. ADRIANO SITÔNIO RUMÃO
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. FÁBIO BARBOSA FERRAZ
Examinador Externo – IFPB

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho, com muito amor, aos meus pais, Deusimar Alves Sarmiento e Rejane Vale Mendes Sarmiento, e meus irmãos, Sílvia Mendes Alves e Rodrigo Mendes Alves, que sempre estão ao meu lado me dando forças, alegrias e amor incondicional. Também dedico ao meu cunhado, Eng. Alysson Luiz Gouveia, a minha sobrinha, Laura Alves Gouveia e minha namorada, Thais Ionara dos Santos Rodrigues, pelo companherismo, compreensão e amor.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Deusimar e Rejane, e aos meus irmãos Sílvia e Rodrigo pelas preciosas orientações.

Ao meu cunhado, Alysson, pelos conselhos técnicos e força.

À minha namorada, Thais, pelo amor e carinho.

Ao professor Dr. Emerson Freitas Jaguaribe, por orientar e compartilhar seu extraordinário conhecimento, a todo momento, tornando possível a realização desse trabalho.

Ao técnico em mecânica do Laboratório de Inovação – LI, Carlos Antônio Guimarães Lima Filho, pelo suporte e por dividir sua incrível experiência técnica.

Ao professor Dr. Adriano Sitônio Rumão, pela ajuda e pelos conselhos dados nas minhas atividades acadêmicas.

Aos amigos do Laboratório de Inovação, que me ajudaram e guiaram nas atividades desempenhadas.

Ao Laboratório de Inovação por ter me oferecido condições para desenvolvimento deste trabalho.

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES pelo fornecimento da bolsa de pós-graduação, possibilitando uma dedicação exclusiva.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelos serviços prestados e oportunidade de desenvolver este trabalho.

INFLUÊNCIA DO RESFRIAMENTO DA TURBINA NO DESEMPENHO DE UM MOTOR DIESEL TURBOALIMENTADO OTTOLIZADO PARA GÁS NATURAL

RESUMO

Buscando suprir a demanda de energia elétrica no Brasil, as termelétricas, indústrias e estabelecimentos comerciais apresentaram um aumento no consumo de gás natural de 17,5% entre 2013 e 2014 (RESENHA ENERGÉTICA BRASILEIRA, 2015). A maioria dessas instalações utilizam grupos geradores para obter energia elétrica. Tais grupos são formados, geralmente, por um motor Diesel acoplado a um gerador elétrico. Os motores desses grupos, podem ser classificados como aspirados ou turboalimentados. Sabe-se, por outro lado, que os níveis de emissões gasosas geradas pela combustão do diesel, torna sua substituição por combustíveis não poluentes, como o gás natural, uma alternativa atrativa. A conversão dos motores Diesel para o ciclo Otto (Ottolização), pode ser uma opção para a geração de energia elétrica a partir do gás natural, sobretudo, por ser uma tecnologia de baixo custo frente aos preços dos grupos geradores a gás. No entanto, nos motores turboalimentados convertidos para gás natural, são identificadas, durante suas operações, temperaturas superiores àquelas permitidas na turbina, limitando, desta forma, a possibilidade de se chegar às potências nominais desses motores. O uso, todavia, de um trocador de calor dá margem para que um motor Diesel ottolizado funcione, sem restrições, em todo seu domínio de potência. Este trabalho examina os aspectos relacionados à escolha de um trocador de calor, sua construção, instalação e os resultados de seu funcionamento em um motor Perkins turboalimentado Ottolizado para gás natural. Nos testes de desempenho, utilizou-se um dinamômetro hidráulico, com capacidade máxima de 500 cv. Todos os ensaios foram feitos com a rotação fixada em 1800 RPM, para todas as potências de trabalho, inclusive a potência máxima original que se tinha com diesel, em stand-by, de 153 cv (112,4 kW). O máximo rendimento térmico do motor foi de 39,1 % para a potência de 153 cv. Os níveis de NO_x e de CO, ficaram, respectivamente, em 348 ppm e 3,48 % quando o motor operava na potência de 153 cv. A efetividade do trocador de calor introduzido variou de 33 a 33,7 %.

Palavras-chave: Motor Perkins Ottolizado. Potência. Trocador de Calor. Turbina. Gás Natural.

TURBINE COOLING INFLUENCE ON THE PERFORMANCE OF A DIESEL ENGINE TURBOCHARGED CONVERTED TO OTTO CYCLE

ABSTRACT

Seeking to meet the electricity demand in Brazil, power plants, industries and businesses showed an increase in consumption of natural gas by 17.5% between 2013 and 2014 (RESENHA ENERGÉTICA BRASILEIRA, 2015). Most of these facilities use generators for electricity through natural gas. Such groups are formed generally by a Diesel engine coupled to an electric generator. The engines of these groups may be classified as aspirated or turbocharged. It is known, moreover, that the gaseous emissions generated by the Diesel engine, make replaced by clean fuels such as natural gas, an attractive alternative. Conversion of Diesel engines for the Otto cycle, may be an option for generating electricity from natural gas, mainly because it is a low cost compared to the price of gas gensets technology. However, in turbocharged engines converted to natural gas, are identified during operations, temperatures higher than those allowed in the turbine, limiting thus the possibility of reaching the rated power of these motors. The use, however, a heat exchanger gives rise to a Diesel engine converted to Otto cycle work without restriction in all its power domain. This paper examines the issues related to the choice of a heat exchanger, construction, installation and the results of its operation in a motor Perkins turbocharged converted to Otto cycle for natural gas. In performance tests, we used a hydraulic dynamometer, with a maximum of 500 hp capacity. All tests were performed with the rotation set at 1800 RPM, for all powers of labor, including the original maximum power that had diesel, stand-by time of 153 cv (112.4 kW). The maximum thermal efficiency of the engine was 39.1 % for 153 cv power. The NO_x and CO levels, were, respectively, 348 ppm and 3.48 % when the engine is operated at power of 153 cv. The effectiveness of the introduced heat exchanger ranged between 33 and 33.7 %.

Keywords: Motor Perkins converted to Otto cycle. Power. Heat Exchanger. Turbine. Natural Gas.

SUMÁRIO

CAPÍTULO I	16
1.1 INTRODUÇÃO	16
CAPÍTULO II	18
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	18
2.1 INTRODUÇÃO	18
2.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	18
2.3 PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO E CONCEITOS BÁSICOS PERTINENTES AOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	20
2.3.1 A taxa de compressão	20
2.3.2 O ângulo de ignição	21
2.3.3 A relação ar/combustível e fator lambda	22
2.3.4 O rendimento térmico	23
2.4 OS SISTEMAS AUXILIARES DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	23
2.4.1 O sistema de alimentação	24
2.4.2 O sistema de exaustão	28
CAPÍTULO III	30
OTTOLIZAÇÃO	30
3.1 INTRODUÇÃO	30
3.2 CONSIDERAÇÕES SOBRE A OTTOLIZAÇÃO DE MOTORES DIESEL NO LI	30
3.2.1 Vantagens e desvantagens do uso do gás natural em motores de combustão interna	30
3.3 PARTICULARIDADES DA OTTOLIZAÇÃO DO MOTOR TURBOALIMENTADO PERKINS 1104C-44TAG2 PARA UTILIZAR APENAS GÁS NATURAL	31
CAPÍTULO IV	33
TROCADORES DE CALOR	33
4.1 INTRODUÇÃO	33
4.2 TROCADORES DE CALOR: FUNDAMENTOS BÁSICOS, CÁLCULO DA TROCA DE CALOR ENTRE FLUIDOS E EFETIVIDADE	33
4.2.1 Cálculo da taxa de calor transferida entre fluidos no trocador de calor	34
4.2.2 A efetividade do trocador de calor	37
4.3 ASPECTOS DA FABRICAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR PARA O	

MOTOR PERKINS	37
CAPÍTULO V	40
DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL	40
5.1 INTRODUÇÃO	40
5.2 APARATOS EXPERIMENTAIS	40
5.2.1 O Motor	40
5.2.2 O dinamômetro	42
5.2.3 O sistema de resfriamento da turbina do motor Perkins	45
5.2.4 O sistema de fornecimento e controle do gás natural no motor	47
5.2.5 Sistema de medição de volume do gás natural	48
5.2.6 Medição de temperatura dos gases de escape, da contrapressão no coletor de exaustão e da pressão no coletor de admissão	49
5.2.7 O analisador de gases	51
5.2.8 Decibelímetro eletrônico digital	52
5.2.9 Balança eletrônica digital	53
5.2.10 Medição da temperatura da água do sistema de resfriamento dos gases de escape	53
5.3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL	54
5.3.1 A calibração do dinamômetro	54
5.3.2 A calibração do analisador de gases	55
5.4 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	55
5.5 OS TESTES PRELIMINARES	56
CAPÍTULO VI	58
RESULTADOS E ANÁLISES	58
6.1 INTRODUÇÃO	58
6.2 OS TESTES REALIZADOS COM O MOTOR PERKINS OTTOLIZADO	58
6.2.1 Influência da contrapressão e pressão de admissão na potência do motor Perkins	58
6.2.2 Temperatura dos gases de exaustão em relação à potência do motor Perkins	60
6.2.3 O fator lambda em função da potência do motor Perkins	61
6.2.4 A eficiência térmica em função da potência do motor Perkins	61
6.2.5 Nível de ruído emitido em função da potência do motor Perkins	62
6.2.6 Níveis de emissões gasosas em função da potência do motor Perkins	63
6.2.7 O fluxo mássico de água evaporada em função da potência do motor Perkins ...	64
6.2.8 Calor evacuado dos gases queimados à saída do coletor de escape pelo trocador de calor de fluxo cruzado	64
6.2.9 A efetividade (ϵ) do trocador de calor de fluxo cruzado	65

CAPÍTULO VII.....	66
CONCLUSÃO.....	66
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	67
REFERÊNCIAS	68
ANEXO I – Massas molares dos componentes dos gases de escape	72
ANEXO II – Calores específicos dos gases em função da temperatura	73
APÊNDICE A – Cálculo das taxas de calor retiradas pelo trocador de calor de fluxo cruzado, com auxílio do MATHCAD®.....	74
APÊNDICE B – Cálculo da efetividade (ϵ) do trocador de calor de fluxo cruzado instalado no sistema de exaustão do motor Perkins Ottolizado.....	75

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Representação dos processos de (A) Admissão, (B) Compressão, (C) Explosão/Expansão e (D) Exaustão, dos motores ICE. Fonte: Adaptada de http://www.ebah.com.br/content/ABAAABbGcAD/ciclos	19
Figura 2.2 - Representação dos processos de (A) Admissão, (B) Compressão, (C) Explosão/Expansão e (D) Exaustão, dos motores ICO. Fonte: Adaptada de http://mecanicomaniacos.blogspot.com.br/p/mecanica-basica.html	20
Figura 2.3 - Ilustração do ângulo de ignição do MCI. Fonte: Adaptada de Queiroga (2012).	21
Figura 2.4 - Influência do fator lambda na potência e consumo específico (A), e na temperatura da chama de alguns combustíveis (B). Fonte: (A) Adaptada de Queiroga (2012) e (B) fonte: http://www.antonioguilherme.web.br.com/Arquivos/combustiveis.php	23
Figura 2.5 - Turbocompressor. Fonte: Adaptada de http://carros.hsw.uol.com.br/turbocompressores.htm	24
Figura 2.6 - Turbocompressor com a válvula wastegate. Fonte: Adaptada de http://dicasdemanutencaobr.blogspot.com.br/	25
Figura 2.7 - Ciclo Indicado representando a variação de pressão em função do volume do cilindro em motores aspirados e turboalimentados. Fonte: Adaptada de Queiroga (2012). ..	26
Figura 2.8 - Motor aspirado (A) e turboalimentado (B). Fonte: (A) Adaptada de http://pt.slideshare.net/Fakiry/motor-de-exploso e (B) adaptada de http://carros.hsw.uol.com.br/turbocompressores.htm	27
Figura 2.9 - Coletor Original do motor. Fonte: Barros (2015).....	29
Figura 2.10 - Coletor fabricado com diferente formato. Fonte: Barros (2015).....	29
Figura 4.1 - Ilustração de um trocador de calor. Fonte: Adaptada de http://pt.depositphotos.com/61916173/stock-illustration-shell-and-tube-heat-exchanger.html	34
Figura 4.2 - Volume de controle em torno de um trocador de calor. Fonte: Adaptada de http://pt.depositphotos.com/61916173/stock-illustration-shell-and-tube-heat-exchanger.html	35
Figura 4.3 - Trocadores de calor fabricados no LI. Casco e tubo (A) e de fluxos cruzados (B).	38
Figura 5.1 - Motor Perkins Ottolizado.	40
Figura 5.2 - Sistema de controle eletrônico. Fonte: Queiroga (2012).....	41
Figura 5.3 - Componentes do governador eletrônico: sensor de rotação (A), unidade de controle eletrônica (B) e o corpo borboleta (C). Fonte: Queiroga (2012).....	41

Figura 5.4 – Imagem do dinamômetro hidráulico.....	42
Figura 5.5 - Bancada eletrônica de controle e aquisição de dados. Fonte: Ferraz (2014).....	43
Figura 5.8 - Aftercooler atual no motor Perkins Ottolizado.	45
Figura 5.9 - Sistema de resfriamento dos gases queimados à saída do coletor de escape.	46
Figura 5.10 - Eletroventiladores do sistema de resfriamento dos gases de escape.	47
Figura 5.11 - Corpo borboleta (A) e computador (B). Fonte: Adaptada de Ferraz (2014). ...	48
Figura 5.12 - Medidor de volume do gás natural instalado pela PBGÁS.	49
Figura 5.13 - Posição do termopar (A) e leitor digital (B).....	50
Figura 5.14 - Manômetro (A) e ponto de medição da contrapressão no coletor de escape (B).	50
Figura 5.15 - Instalação do manômetro na tubulação de admissão.....	51
Figura 5.16 - Analisador de gases utilizado.	52
Figura 5.17 - Decibelímetro utilizado.	52
Figura 5.18 - Balança eletrônica digital usada.	53
Figura 5.19 - Termopar conectado ao leitor digital.....	54
Figura 5.20 - Calibração do dinamômetro. Fonte: Ferraz (2015).	55
Figura 5.21 – O mangote rompido pela ocorrência de back-fire.	57
Figura 6.1 - Curva da potência versus a contrapressão, levantada a partir de ensaios no motor Perkins ottolizado.....	58
Figura 6.2 - Curvas da potência versus pressão de admissão obtidas a partir do funcionamento do motor Perkins.	59
Figura 6.3 - Relação entre potência e temperatura dos gases queimados à saída do coletor de escapamento.	60
Figura 6.4 - Relação entre a potência e fator lambda.....	61
Figura 6.5 - Relação entre potência e rendimento térmico.	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Vantagens e desvantagens dos turboalimentados em relação aos aspirados.	27
Tabela 3.1 - Vantagens e desvantagens do uso do gás natural em motores, em relação ao diesel.	31
Tabela 6.1 - Níveis de ruídos emitidos pelo motor Perkins.....	63
Tabela 6.2 - Níveis de emissões gasosas do motor Perkins Ottolizado obtidos neste trabalho.	63
Tabela 6.3 - Níveis de emissões gasosas do motor Perkins Ottolizado obtidos por Ferraz (2014).	63
Tabela 6.4 – Fluxos mássicos de água evaporada no trocador de calor de fluxo cruzado em função da potência do motor Perkins.	64
Tabela 6.5 - Quantidades de energia em forma de calor extraídas quando o motor operou nas potências 130, 145 e 153 cv.	65
Tabela 6.6 - Efetividades do trocador de calor de fluxo cruzado em função da potência do motor Perkins Ottolizado.	65

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIACÕES

MCI – Motor de combustão interna

ICE – Ignição por Centelha

ICO – Ignição por Compressão

PMI – Ponto Morto Inferior

PMS – Ponto Morto Superior

TC – Taxa de compressão

$V_{C_{PMI}}$ – Volume da câmara de combustão quando o pistão se encontra no PMI

$V_{C_{PMS}}$ – Volume da câmara de combustão quando o pistão se encontra no PMS

Θ – Ângulo de ignição

λ – Fator lambda

η – Rendimento térmico

E_{comb} – Energia liberada durante a combustão

W_{eixo} – Energia fornecida pelo motor em seu eixo

UFPB – Universidade Federal da Paraíba

LI – Laboratório de Inovação

ar/GN – Mistura ar/gás natural

$\frac{dE_{VC}}{dt}$ – Taxa de variação de energia no tempo, do volume de controle

$\frac{dm_{vc}}{dt}$ – Taxa de variação mássica no tempo, no volume de controle

\dot{Q}_{VC} – Taxa líquida de transferência de calor que cruza o volume de controle

\dot{W}_{VC} – Taxa líquida de trabalho que cruza o volume de controle

\dot{m}_1 – Vazão mássica do fluido 1, no volume de controle

\dot{m}_2 – Vazão mássica do fluido 2, no volume de controle

Q_{tro} – Taxa de transferência de calor entre os fluidos

c_{p1} e c_{p2} – Calores específicos a pressão constante dos fluidos 1 e 2, respectivamente

Q_{LAT1} e Q_{LAT2} – Calores latentes do fluidos 1 e 2, respectivamente

ε – Efetividade do trocador de calor

Q_{real} – Taxa de transferência de calor real no processo

$Q_{m\acute{a}x}$ – Taxa de transferência máxima de calor no processo

$T_{Q,e}$ – Temperatura de entrada do fluido de temperatura mais elevada no trocador de calor

$T_{F,e}$ – Temperatura de entrada do fluido de temperatura mais baixa no trocador de calor

O_2 – Oxigênio

NO_x – Oxidos nitrogenados

CO – Monóxido de carbono

$CO_{corrigido}$ – Monóxido de carbono corrigido

CO_2 – Dióxido de carbono

HC – Hidrocarbonetos

CH_4 – Metano

GNV – Gás Natural Veicular

CAPÍTULO I

1.1 INTRODUÇÃO

O gás natural, por apresentar em sua combustão, baixos índices de emissões gasosas, é considerado fonte nobre de energia, e se não fossem as restrições impostas pelo Governo Brasileiro para garantir o funcionamento de termelétricas, seu emprego em veículos e nas indústrias seria muito mais significativo. A matriz energética brasileira apontou um crescimento de 17,5% na geração de energia elétrica através do gás natural, entre 2013 e 2014 (RESENHA ENERGÉTICA BRASILEIRA, 2015).

Grupos geradores, formados por motores de combustão interna acoplados a geradores elétricos, são usados para gerar eletricidade através de diferentes combustíveis. Esses motores, em sua maioria, são a diesel, com ignição por compressão (ICO), (ESTADO DE MINAS ONLINE, 2014), mas, os de menor capacidade de geração, podem ser do ciclo Otto, conhecidos como de ignição por centelha (ICE) aspirados ou turboalimentados. Os turboalimentados são os mais empregados por apresentarem algumas vantagens, tais como, menor tamanho, maior potência, maior eficiência volumétrica, menor emissão de poluentes e uma menor relação entre custo e potência do motor.

A maior aplicação dos grupos geradores Diesel deve-se, acima de tudo, por ser uma tecnologia de baixo custo de investimento (GENERAC, 2010). Entretanto, os níveis de emissões gasosas geradas pela combustão do diesel, torna sua substituição por combustíveis não poluentes, como o gás natural, uma alternativa atrativa.

Por sua vez, o valor de aquisição de grupos geradores a gás natural é, aproximadamente, três vezes maior do que o custo dos grupos geradores Diesel de mesma potência, tornando mais onerosa a geração de energia elétrica por esses grupos. Assim, a conversão dos motores do ciclo Diesel turboalimentados para o ciclo Otto (Ottolização) surge como uma alternativa economicamente atrativa e confiável, quando o motor passa a utilizar gás natural, ou outros combustíveis alternativos, garantindo-se ao grupo gerador mesmas potências elétricas geradas com o novo combustível, quando comparada com o diesel. Aliás, o processo de conversão desenvolvido no Laboratório de Inovação (LI) tem a particularidade de não alterar os componentes do sistema de força no motor, evitando seu desbalanceamento, proporcionando minimização da poluição ambiental e, em certos casos, a redução de gastos com combustível (Oliveira, 2009; Ferraz, 2014 e Barros, 2015). RUMÃO (2008) detalha em seu trabalho os

princípios da tecnologia de conversão de motores Diesel desenvolvido pelo LI. Como foi observado por Oliveira, 2009, Ferraz, 2014 e Barros, 2015, no caso dos motores turboalimentados a substituição do diesel por gás (LP, ou GN), produz elevação da temperatura dos gases queimados que deixam o coletor de escape, fazendo com que a turbina que se encontra a jusante, possa atingir temperaturas mais elevadas do que podem suportar. Desta forma, a potência de trabalho é limitada com vistas a se proteger a turbina. Este trabalho teve por meta solucionar essa limitação propondo a intercalação de um trocador de calor, entre o coletor de escape e a turbina de um motor turboalimentado Perkins modelo 1104C-44TAG2, otolizado para gás natural, de maneira a se eliminar a inconveniência trazida pelo uso de combustíveis gasosos. O detalhamento desse estudo é exposto em mais seis capítulos, além, deste, aonde se descreve, no Capítulo II os fundamentos básicos pertinentes aos motores de combustão interna; no Capítulo III as particularidades da Ottolização dos motores ICO; no Capítulo IV os fundamentos básicos dos trocadores de calor e análise energética; no Capítulo V o desenvolvimento experimental; no Capítulo VI os resultados dos testes e no Capítulo VII as conclusões. Para complemento dessa dissertação ainda são apresentados: sugestões para próximos trabalhos, referências, Anexos e Apêndices.

CAPÍTULO II

MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

2.1 INTRODUÇÃO

Nesse capítulo é apresentado todo o cabedal de conhecimento teórico necessário ao entendimento básico dos motores de combustão interna e dos seus sistemas auxiliares de alimentação e exaustão.

2.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Os motores de combustão interna, MCI, são máquinas térmicas que produzem energia mecânica de eixo a partir da energia química contida no combustível (HEYWOOD, 1988). Tal conversão é realizada na câmara de combustão dessas máquinas, onde o combustível ao inflamar-se, gera pressão sobre um conjunto cilindro pistão proporcionando trabalho de eixo ao MCI.

O funcionamento desse motor é constituído, basicamente, de um ciclo mecânico composto de quatro processos, sequenciados da seguinte forma: admissão, compressão, explosão/expansão e escape (WYLEN, 2003). Os motores podem realizar esses processos de duas formas diferentes, dividindo-se, assim, em motores ICE e motores ICO (OBERT, 1971).

Algumas das principais características dos motores ICEs são: um dispositivo capaz de gerar um centelhamento elétrico (vela de ignição) e uma mistura ar-combustível na sua admissão (MARTINS, 2006). O princípio de funcionamento do motor ICE pode ser visto na Fig. 2.1.

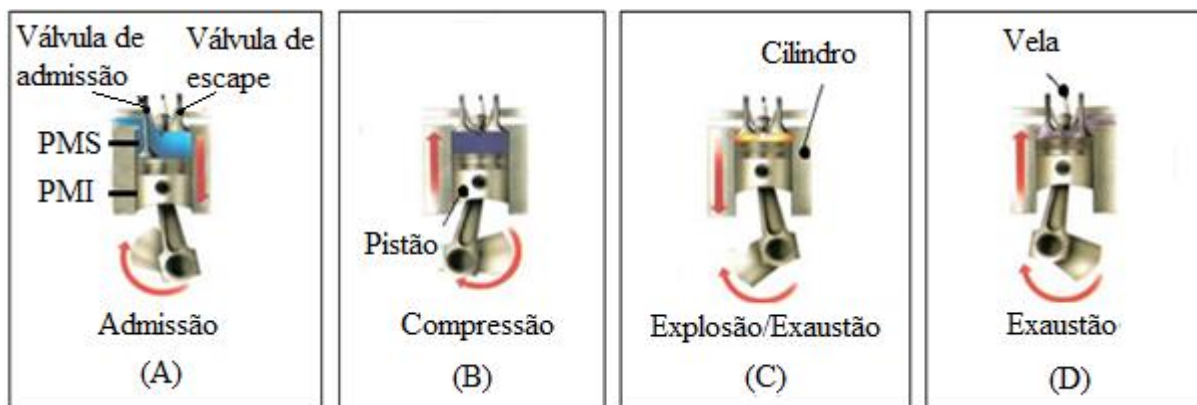


Figura 2.1 - Representação dos processos de (A) Admissão, (B) Compressão, (C) Explosão/Expansão e (D) Exaustão, dos motores ICE. Fonte: Adaptada de <http://www.ebah.com.br/content/ABAAABbGcAD/ciclos>.

Na admissão dos motores ICE, uma mistura ar-combustível é admitida no cilindro, através da válvula de admissão, durante o movimento descendente do pistão até o Ponto Morto Inferior (PMI), ver Fig. 2.1 (A). Tal mistura, será comprimida no interior do cilindro pelo movimento ascendente do pistão até o Ponto Morto Superior (PMS), enquanto as válvulas de admissão e escape estão fechadas, ver Fig. 2.1 (B). Ao fim do processo de compressão, as válvulas estando fechadas, tem início o processo de explosão/expansão por meio da centelha elétrica gerada pela vela, com conseqüente combustão da mistura e aumento de pressão sobre o pistão, empurrando-o para o PMI, ver Fig. 2.1 (C). Por último, o processo de exaustão, ocorre quando o pistão, em movimento ascendente até o PMS, retira de dentro do cilindro, os gases queimados no processo anterior, através da válvula de escape, ver Fig. 2.1 (D).

O princípio de funcionamento dos motores ICO é semelhante ao do motor ICE, diferenciando-se, apenas, nos processos de admissão e explosão/expansão (MARTINS, 2006), ver Fig. 2.2.

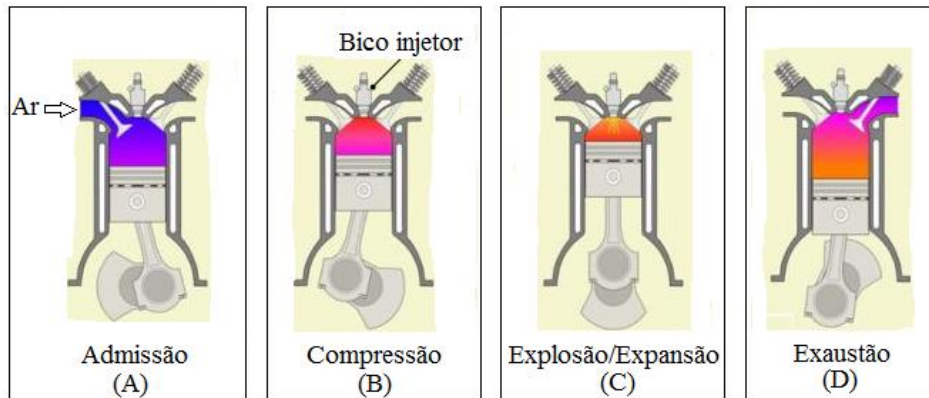


Figura 2.2 - Representação dos processos de (A) Admissão, (B) Compressão, (C) Explosão/Expansão e (D) Exaustão, dos motores ICO. Fonte: Adaptada de <http://mecanicomaniacos.blogspot.com.br/p/mecanica-basica.html>.

No motor ICO, somente ar é carregado para o cilindro durante o processo de admissão, através da válvula de admissão, ver Fig. 2.2 (A). Em seguida, o ar é comprimido, da mesma forma que ocorre a compressão no ICE, ver Fig. 2.2 (B). No fim do processo de compressão, o ar contido no interior do cilindro, estará à temperatura acima do ponto de ignição do combustível (OBERT, 1971). O processo de explosão/expansão nesses motores, acontece quando se injeta combustível, através do bico injetor, no interior do cilindro, e este, ao entrar em contato com o ar quente, inflama-se, instantaneamente, por meio da autoignição, empurrando o pistão para o PMI, ver Fig. 2.2 (C). Finalizando o ciclo mecânico, os gases de escape serão expelidos para fora do cilindro, por meio da válvula de escape, concluindo o processo de exaustão, Fig. 2.2 (D).

2.3 PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO E CONCEITOS BÁSICOS PERTINENTES AOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

A performance do motor de combustão interna depende, especialmente, de parâmetros, como: taxa de compressão, ângulo de ignição, relação ar/combustível e rendimento térmico.

2.3.1 A taxa de compressão

A Taxa de compressão que depende de parâmetros geométricos do motor, representa o quanto a mistura ar-combustível, ou somente ar, será comprimida(o) durante o processo de

compressão (QUEIROGA, 2012). Esse parâmetro é definido pela relação entre o volume da câmara de combustão quando o pistão se encontra no PMI ($V_{C_{PMI}}$) e o volume quando o pistão está no PMS ($V_{C_{PMS}}$).

A taxa de compressão (TC) pode ser calculada pela Eq. (2.1).

$$TC = \frac{V_{C_{PMI}}}{V_{C_{PMS}}} \quad (2.1)$$

Essa razão é diretamente proporcional ao rendimento térmico do motor (WYLEN, 2003). No entanto, nos motores ICE, o valor da TC é limitado, pois, nesses motores, pode ocorrer a autoignição da mistura (forma de combustão indesejada nesses motores) no processo de compressão com TC elevadas. Já nos motores ICO, a ocorrência da autoignição do combustível não limita o valor da TC, uma vez que, esses motores comprimem apenas ar, como explicado.

2.3.2 O ângulo de ignição

Ângulo de ignição (Θ) do motor é o ângulo de rotação do virabrequim, no momento em que inicia a combustão no interior do cilindro, ver Fig. 2.3 (PULKRABEK, 2004).

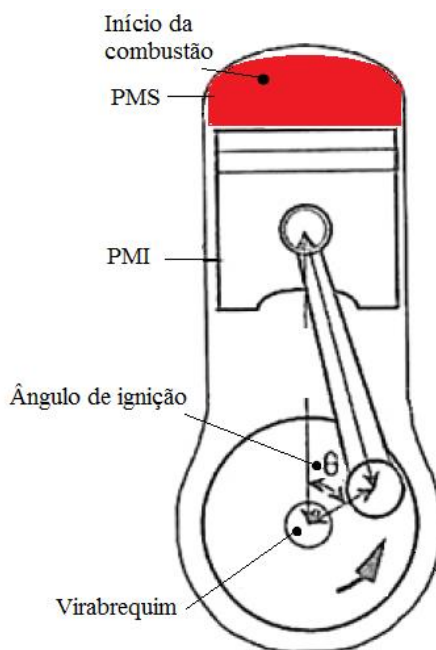


Figura 2.3 - Ilustração do ângulo de ignição do MCI. Fonte: Adaptada de QUEIROGA (2012).

O início da combustão nos motores, ver Fig. 2.3, ocorre antes do pistão alcançar o PMS. Isto se deve, ao tempo necessário para acontecer a combustão completa dentro do cilindro e maximizar o trabalho útil da combustão (MARTINS, 2006).

O ajuste desse parâmetro interfere, principalmente, no consumo de combustível, na potência e na ocorrência da autoignição.

2.3.3 A relação ar/combustível e fator lambda

Os motores necessitam de uma quantidade de ar e combustível em seu interior para gerar trabalho. A proporção apropriada entre as quantidades de ar e de combustível resulta em uma combustão completa, denominada de estequiométrica (QUEIROGA, 2012).

A avaliação da eficiência da combustão é feita através do fator lambda (λ), que é definido como a relação entre a razão ar/combustível real e a estequiométrica, ver Eq. (2.2) (OBERT, 1971).

$$\lambda = \frac{\left(\frac{ar}{combustível}\right)_{real}}{\left(\frac{ar}{combustível}\right)_{esteq}} \quad (2.2)$$

Os possíveis valores e condições associadas ao fator lambda para os motores são:

- $\lambda = 1$, a mistura é estequiométrica, não havendo, portanto, excesso de ar ou de combustível.
- $\lambda > 1$, a mistura tem excesso de ar, conhecida como mistura pobre.
- $\lambda < 1$, a mistura tem excesso de combustível, conhecida como mistura rica.

Como pode ser inferido, valores advindos da Eq. (2.2) espelham condições de consumo de combustível, da potência do motor e da temperatura da combustão, ver Fig. 2.4.

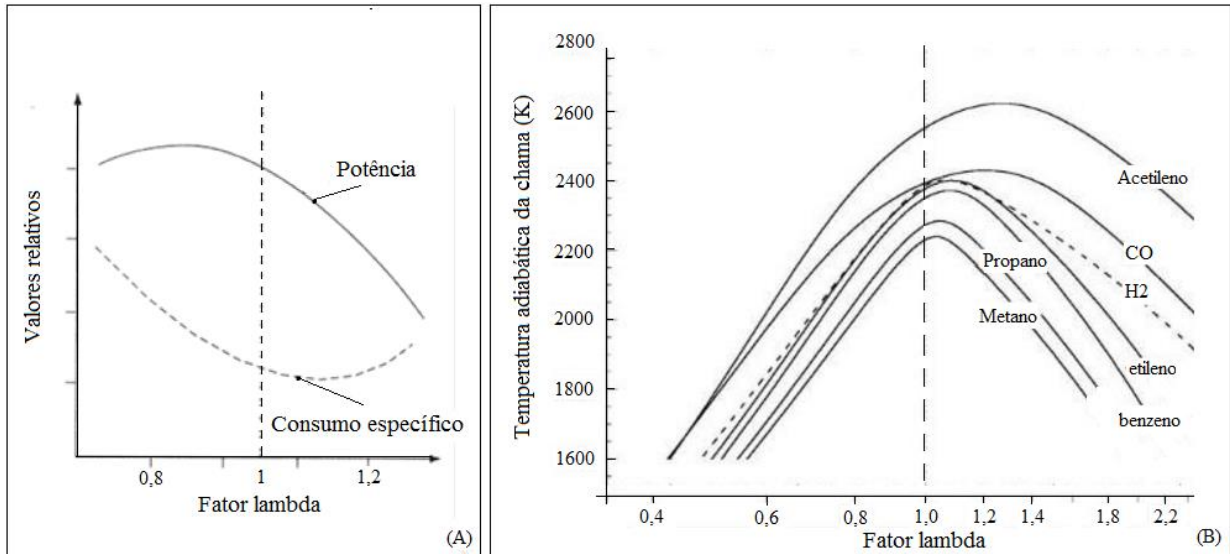


Figura 2.4 - Influência do fator lambda na potência e consumo específico (A), e na temperatura da chama de alguns combustíveis (B). Fonte: (A) Adaptada de QUEIROGA (2012) e (B) fonte: <http://www.antonioguilherme.web.br.com/Arquivos/combustiveis.php>.

2.3.4 O rendimento térmico

Principal parâmetro na avaliação do desempenho dos motores, o rendimento térmico (η) é definido como a razão entre a quantidade de energia produzida durante a combustão da mistura ar-combustível e quantidade de energia fornecida pelo motor, no seu eixo, ver Eq. (2.3) (WYLEN, 2003).

$$\eta = \frac{W_{eixo}}{E_{comb}} \quad (2.3)$$

Os termos que compõem a Eq. (2.3), E_{comb} e W_{eixo} representam, respectivamente, a energia liberada durante a combustão e a energia fornecida pelo motor em seu eixo.

2.4 OS SISTEMAS AUXILIARES DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Os sistemas auxiliares são responsáveis por proporcionar as condições necessárias para que o motor possa converter parte da energia química contida no combustível, em energia mecânica de eixo, de forma contínua e eficiente (TILLMANN, 2013). Tais sistemas são:

- Sistema de alimentação;

- Sistema de arrefecimento;
- Sistema de lubrificação;
- Sistema de ignição e
- Sistema de exaustão.

Neste trabalho, destaca-se os sistemas de alimentação e de exaustão.

2.4.1 O sistema de alimentação

O sistema de alimentação é responsável por fornecer e controlar quantidades de ar e combustível necessárias para a operação dos motores. Inicialmente, os motores aspiravam (conhecidos como motores aspirados) uma mistura ar-combustível, ou somente ar, para o cilindro, ocasionando uma deficiência volumétrica (FILHO, 1983). Para aumentar a quantidade de massa dentro do cilindro, desenvolveu-se a turboalimentação ou sobrealimentação, que tem o papel de colocar mais massa de ar ou da mistura, dentro do cilindro, por meio de um turbocompressor. Um esquema de turbocompressor pode ser visto na Fig. 2.5.

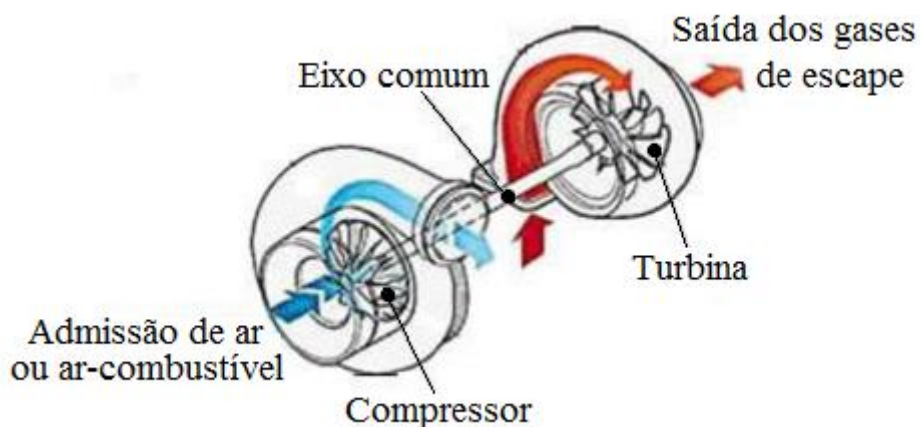


Figura 2.5 - Turbocompressor. Fonte: Adaptada de <http://carros.hsw.uol.com.br/turbocompressores.htm>.

O turbocompressor é formado por uma turbina, ligada por um eixo comum, a um compressor, ver Fig. 2.5. A turbina aproveita parte da energia contida no fluxo mássico dos gases de escape para girar o compressor, que impulsiona o ar ou uma mistura ar-combustível

para o cilindro, aumentando a eficiência volumétrica¹ do motor. Os motores que utilizam este componente são chamados de turboalimentados, ou sobrealimentados.

Por questões de segurança, as pressões na entrada da turbina e saída do compressor são controladas por uma válvula, que permite a passagem dos gases de escape diretamente para a tubulação de escapamento, sem passar pela turbina, quando lhe é imposta uma pressão superior a regulada. Essa válvula é comumente chamada de válvula de alívio, ou *wastegate*, ver Fig. 2.6.

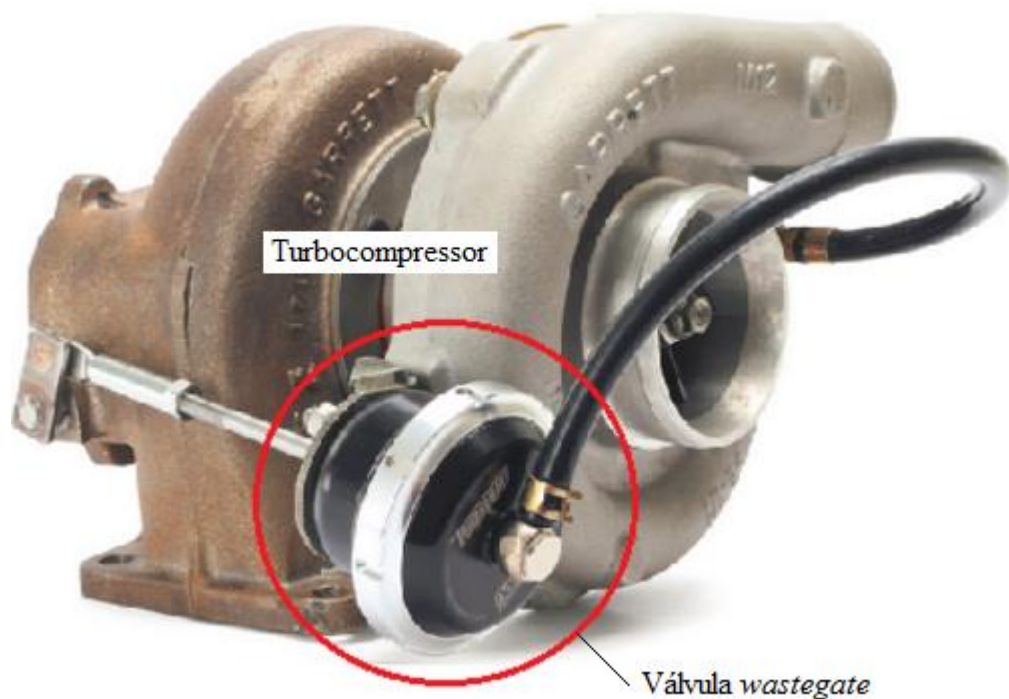


Figura 2.6 - Turbocompressor com a válvula wastegate. Fonte: Adaptada de <http://dicasdemanutencaobr.blogspot.com.br/>.

A realização dos processos de admissão, compressão, explosão/expansão e exaustão pelos motores aspirados e turboalimentados é bastante semelhante, diferenciando-se, apenas, nas pressões envolvidas nos processos. Tais pressões relacionadas aos ciclos dos motores aspirados e turboalimentados, podem ser representadas em função do volume do cilindro, através do Ciclo Indicado, ver Fig 2.7 (QUEIROGA, 2012).

¹ Eficiência volumétrica é definida como a razão entre massa do fluido de trabalho que entra no cilindro e a massa que entraria no cilindro considerando a densidade do fluido, durante a admissão (CARVALHO, 2011).

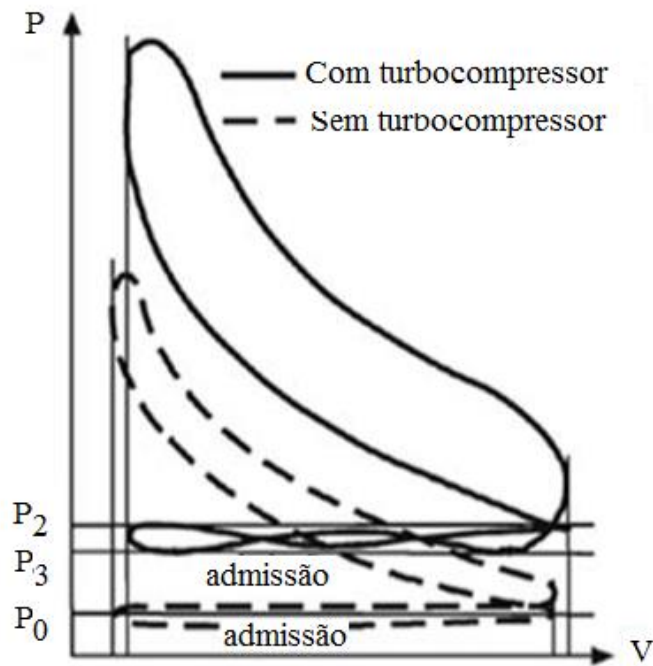


Figura 2.7 - Ciclo Indicado representando a variação de pressão em função do volume do cilindro em motores aspirados e turboalimentados. Fonte: Adaptada de QUEIROGA (2012).

As pressões durante o processo de admissão para os motores turboalimentados (P_2 e P_3) são maiores do que as pressões envolvidas na admissão dos motores aspirados (P_0), como pode-se ver na Fig. 2.7. Ainda de acordo com essa figura, percebe-se que o efeito do aumento de pressão no processo de admissão resulta em pressões maiores durante todo o ciclo.

O esquema de funcionamento dos sistemas de alimentação aspirados e turboalimentados podem ser vistos na Fig. 2.8.

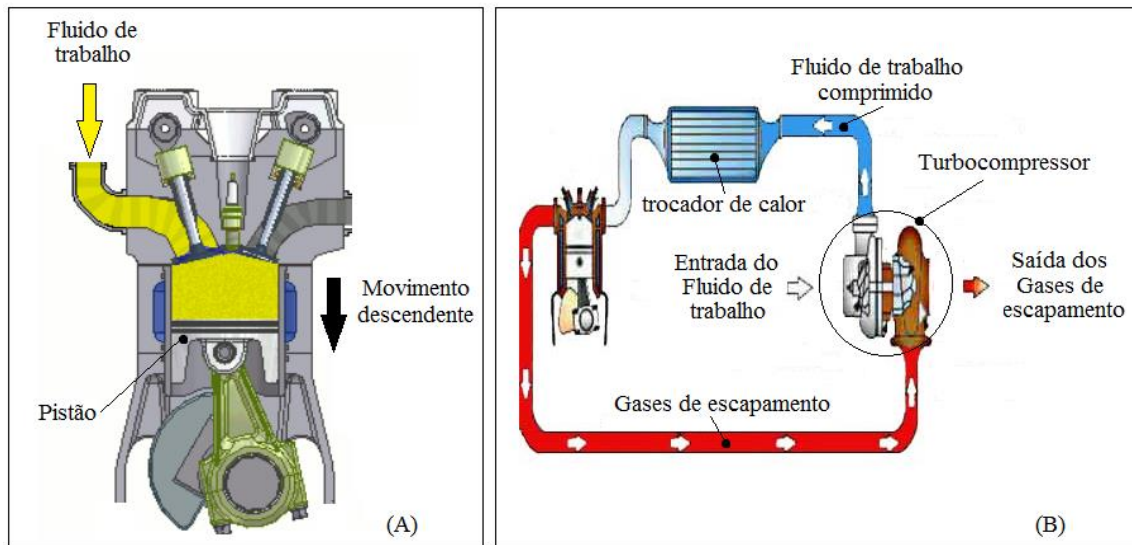


Figura 2.8 - Motor aspirado (A) e turboalimentado (B). Fonte: (A) Adaptada de <http://pt.slideshare.net/Fakiry/motor-de-exploso> e (B) adaptada de <http://carros.hsw.uol.com.br/turbocompressores.htm>.

Nos motores aspirados, ver Fig. 2.8 (A), a alimentação do fluido de trabalho (ar ou de uma mistura ar-combustível) ao motor se dá, apenas, pelo movimento descendente do pistão, criando um vácuo no interior do cilindro. Nesse caso, o fluxo de massa que entra no motor depende apenas da pressão atmosférica (VARELLA, 2012). Já nos turboalimentados, como já comentado, o fluido de trabalho é comprimido no cilindro, com o auxílio do turbocompressor, ver Fig. 2.8 (B). Vê-se, ainda na mesma Figura, que os turboalimentados necessitam de um trocador de calor para resfriar o fluido de trabalho antes de entrar no cilindro, pois, ao passar pelo turbocompressor sua temperatura se eleva.

Segundo Emir (1981) e Ganesan (2006), os turboalimentados apresentam vantagens e desvantagens em relação aos aspirados de mesma capacidade volumétrica, ver Tab. 2.1.

Tabela 2.1 - Vantagens e desvantagens dos turboalimentados em relação aos aspirados.

VANTAGENS	DESVANTAGENS
Maior eficiência volumétrica	Menor tempo de resposta a cargas
Maior potência	Maior tendência a autognição nos motores ICE
Menor poluição	
Menor relação $\frac{\text{custo do motor}}{\text{potência do motor}}$	
Redução no consumo de combustível	

Devido as vantagens dos turbinados superarem, em quantidade, as desvantagens sobre os aspirados, bem como em nível de benefícios, tem-se, atualmente, grande aplicação da turboalimentação em motores ICO (Ganesan, 2006). Já nos motores ICE, o uso da turboalimentação é restrita, pois, propicia uma maior tendência a autoignição, ver Tab. 2.1.

2.4.2 O sistema de exaustão

O sistema de exaustão tem a finalidade de liberar para a atmosfera os gases queimados. Ao longo do tempo, vários coletores de escapamento foram fabricados a partir de diferentes tipos de materiais e de formas, visando aportar melhorias nas condições de escoamento dos gases de escapamento e, conseqüentemente, interferindo no funcionamento do motor. Kanazaki et al (2002) mostraram a importância do desenvolvimento dos coletores de escapamento para obter maiores potências nos motores e menores impactos ambientais.

Barros (2015), listou as características que um sistema de exaustão deve ter para ser capaz de receber os gases de escape do motor e conduzi-los para o meio de forma eficiente:

- Diminuir a resistência ao escoamento dos gases, visando uma menor pressão de retorno (contrapressão) e mantê-lo dentro das especificações do motor;
- Reduzir a emissão de ruídos e
- Facilitar a rejeição de calor. Em turboalimentados, tal característica é crítica, pois, os gases na entrada da turbina podem atingir 1000 °C, comprometendo o funcionamento da turbina.

Altas contrapressões no sistema de exaustão do motor provocam maiores retenções dos gases de escape nos dutos de exaustão, dificultando, assim, o escoamento dos gases e reduzindo a potência do motor. Roy et al. (2011) evidenciaram a interferência dos efeitos da contrapressão no funcionamento de um motor ICO em várias rotações e diferentes níveis de cargas. Concluíram que em rotações em torno de 1200 rpm o rendimento reduziu e as temperaturas dos gases de escape aumentaram com a elevação da contrapressão.

Ferraz (2014) verificou a redução da potência do motor devido aos efeitos da contrapressão e dificuldades de evacuar os gases de escapamento, de forma mais rápida, em um motor otolizado para gás natural.

Barros (2015) comparou o desempenho de dois coletores de escapamento quanto a contrapressão causada no sistema de exaustão de um motor turboalimentado. Um dos coletores era o original do motor e o outro foi fabricado com diferente formato, ver Fig. 2.9 e 2.10.



Figura 2.9 - Coletor Original do motor. Fonte: Barros (2015).



Figura 2.10 - Coletor fabricado com diferente formato. Fonte: Barros (2015).

Barros (2015) concluiu que foi possível reduzir a contrapressão com a substituição do coletor de escape original pelo coletor fabricado e que, com a diminuição da contrapressão, o motor passou a consumir menos combustível e teve seu rendimento térmico aumentado. No entanto, também foi constatado que o aumento do fluxo dos gases concorreu para elevar, ainda mais, a temperatura da turbina.

CAPÍTULO III

OTTOLIZAÇÃO

3.1 INTRODUÇÃO

No presente capítulo serão descritas algumas particularidades da tecnologia da ottolização dos motores ICO, desenvolvida no Laboratório de Inovação da UFPB, LI. Serão, também, apresentadas as vantagens e desvantagens da utilização do gás natural em motores ICE. Além disso, tece-se algumas considerações sobre a conversão do motor turboalimentado Perkins, modelo 1104C-44TAG2 para gás natural, empregado neste estudo.

3.2 CONSIDERAÇÕES SOBRE A OTTOLIZAÇÃO DE MOTORES DIESEL NO LI

A ottolização consiste em converter o motor ICO em ICE. Suas principais vantagens são: aproveitar a robustez inerente aos motores ICO, substituir um combustível poluente por outro que causa menos agressão ao meio ambiente e reduzir os custos com combustível.

Segundo Jaguaribe et al (2007) e Oliveira (2009), os principais procedimentos para a Ottolização são:

- Remoção dos condutos por onde flui o diesel, inclusive a bomba de combustível e os bicos injetores;
- Adição aos cabeçotes, das velas de ignição e instalação de todos os outros componentes do sistema de ignição;
- Instalação dos dutos de admissão da mistura ar-combustível, como também, de um dosador dessa mistura (corpo borboleta);
- Ajuste da razão de compressão, a depender do combustível a ser utilizado e
- Instalação do sistema de alimentação do combustível.

A aplicação desse processo proposto pelo LI é totalmente reversível, ou seja, é possível, facilmente, retornar as configurações originais a Diesel (Jaguaribe et al, 2007).

3.2.1 Vantagens e desvantagens do uso do gás natural em motores de combustão interna

O gás natural é uma mistura de diversos gases, tendo como principal componente o

metano (CH₄) (BARBOSA, 1997). O seu uso, em veículos, tem se tornando bastante comum devido, aos benefícios que traz ao meio ambiente. Todavia, atualmente, no Brasil, a sua disponibilidade é o maior empecilho para o seu uso.

Cortez (2006) e Pavani (2012) listaram as principais vantagens e desvantagens do uso do gás natural em motores, ver Tab. 3.1.

Tabela 3.1 - Vantagens e desvantagens do uso do gás natural em motores, em relação ao diesel.

VANTAGENS	DESVANTAGENS
Menor custo de combustível	Menor disponibilidade
Menores impactos ambientais	Maior custo do motor
Menor custo de manutenção do motor	
Menores riscos de incêndio/explosões	

Pavani (2012) avaliou o custo de um veículo a gás natural em relação ao dos veículos a gasolina e etanol, e conclui que, em aproximadamente, 6 meses, os gastos de aquisição desse veículo são amortizados, desde que o mesmo percorra 200 km/dia.

Uma das vantagens do uso do gás natural é ser mais leve do que o ar, o que o torna mais seguro, dada a facilidade de sua dispersão.

3.3 PARTICULARIDADES DA OTTOLIZAÇÃO DO MOTOR TURBOALIMENTADO PERKINS 1104C-44TAG2 PARA UTILIZAR APENAS GÁS NATURAL

Uma das constatações feitas nos motores Ottolizados que utilizam uma mistura ar/gás natural (ar/GN) são as altas temperaturas no escapamento, causando problemas quanto ao funcionamento e durabilidade dos componentes do motor (SEMIN, 2008).

Nos motores turboalimentados, esse acontecimento é ainda mais crítico do que nos aspirados, devido a sua capacidade de fornecer mais ar/GN ao motor, contribuindo para a elevação da temperatura da combustão da mistura e, conseqüentemente, dos gases de escapamento. Além do mais, há uma dificuldade maior no escoamento dos gases de escape, provocando o superaquecimento da turbina e aumento da contrapressão no coletor.

Ferraz (2014) analisou o desempenho do motor Perkins 1104C-44TAG2, utilizando

apenas ar/GN, em três diferentes taxas de compressão, 7,6:1, 8,7:1 e 12,3:1 e constatou:

- um aumento substancial na temperatura dos gases de exaustão e da turbina, em virtude da ampliação do volume dos gases de escapamento com relação àquele observado no motor original Diesel, limitando, desta maneira, sua potência;
- uma melhor condição de funcionamento foi na taxa de compressão 8,7:1 dentre as analisadas e
- baixos níveis de emissões gasosas.

Barros (2015) analisou o mesmo motor, desta vez, utilizando dois diferentes tipos de coletores de escapamento, um original do motor e outro fabricado, em operações com e sem refrigeração da turbina, e concluiu:

- o motor teve sua potência limitada devido ao superaquecimento da turbina, mesmo utilizando os dois coletores;
- com o resfriamento dos coletores foi possível alcançar maiores potências do que em operações sem resfriamento e
- a modificação do coletor contribuiu para a redução do consumo de combustível pelo motor.

Em ambas as análises, percebe-se que o superaquecimento da turbina, induz à redução na potência do motor. Com vistas a se atingir a potência original que se tinha quando o motor funcionava com diesel, os supramencionados autores sugerem o resfriamento dos gases de escape antes de alcançarem a turbina.

CAPÍTULO IV

TROCADORES DE CALOR

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão descritos os fundamentos básicos dos trocadores de calor e apresentados os cálculos da taxa de troca de calor entre fluidos através da análise energética nesse equipamento. Também será discutida a determinação da efetividade dos trocadores de calor. Por fim, será considerada a possibilidade de se projetar e construir um trocador de calor a ser posicionado antes da turbina, com vistas a proteger do superaquecimento.

4.2 TROCADORES DE CALOR: FUNDAMENTOS BÁSICOS, CÁLCULO DA TROCA DE CALOR ENTRE FLUIDOS E EFETIVIDADE

Trocadores de calor são dispositivos amplamente utilizados nas indústrias, estabelecimentos comerciais, hotéis e residências, que permitem o aquecimento ou resfriamento de meios (ARAÚJO, 2002). A quantidade de troca de calor entre os fluidos nesses equipamentos depende, principalmente, da diferença de temperaturas entre eles.

Suas aplicações podem ser encontradas no aquecimento e resfriamento de ambientes, na geração de energia elétrica e potência, na recuperação de calor e no processamento químico (INCROPERA, 2008).

O funcionamento básico de um trocador de calor envolvendo dois fluidos quaisquer com temperaturas distintas, é ilustrado na Fig. 4.1.

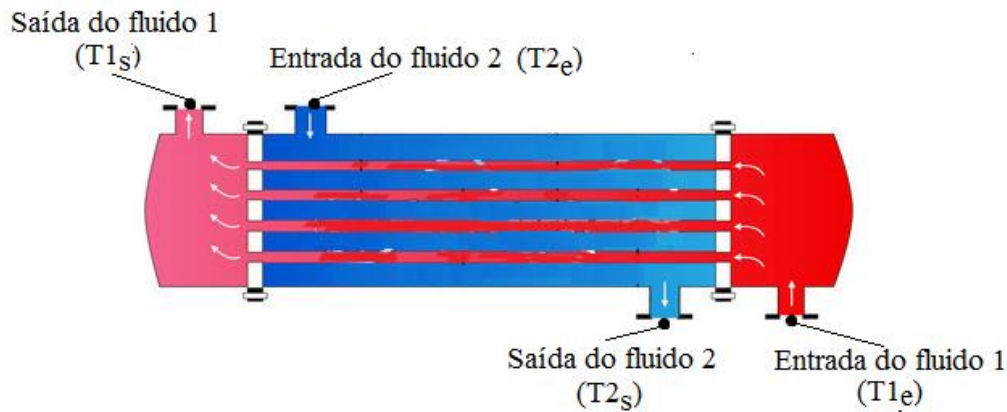


Figura 4.1 - Ilustração de um trocador de calor. Fonte: Adaptada de <http://pt.depositphotos.com/61916173/stock-illustration-shell-and-tube-heat-exchanger.html>.

Os fundamentos da transferência de calor em trocadores de calor envolvem, geralmente, a convecção em cada fluido e a condução através da parede sólida que constitui o trocador. Como se vê na Fig. 4.1, o trocador de calor é composto de circuitos internos, de tal forma, a permitir a troca de calor entre os fluidos 1 e 2, sem haver contato físico entre eles. O calor é transferido, como é óbvio, da temperatura maior para a menor.

A quantidade de fluidos utilizados em trocadores de calor depende apenas, das características do projeto.

Os principais critérios a serem analisados no projeto de um trocador de calor são: temperaturas envolvidas, propriedades dos fluidos de trabalho, área disponível para troca de calor, dimensões de condutos, propriedades dos materiais usados na construção, geometria mais adequada, facilidade na execução e operação, e custos.

4.2.1 Cálculo da taxa de calor transferida entre fluidos no trocador de calor

Partindo-se de conceitos básicos, como a Lei da Conservação da Massa, Eq. (4.1), e da Energia, Eq. (4.2), é possível realizar outro balanço energético e estabelecer, para o regime permanente, com o auxílio de um volume de controle, ver Fig. 4.2, uma expressão para a taxa de transferência de calor entre os fluidos, isto é, a Eq. (4.3).

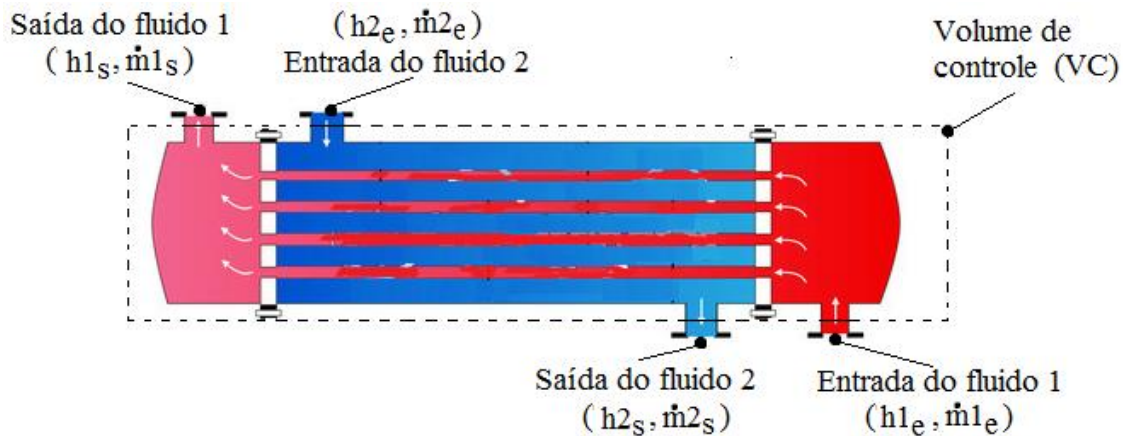


Figura 4.2 - Volume de controle em torno de um trocador de calor. Fonte: Adaptada de <http://pt.depositphotos.com/61916173/stock-illustration-shell-and-tube-heat-exchanger.html>.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (4.1)$$

Onde:

- $\frac{dm_{vc}}{dt}$ é a taxa de variação mássica no tempo, no volume de controle
- $\sum \dot{m}_e$ é o somatório das vazões mássicas que entram no volume de controle
- $\sum \dot{m}_s$ é o somatório das vazões mássicas que saem do volume de controle

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (4.2)$$

Onde:

- $\frac{dE_{VC}}{dt}$ representa a taxa de variação de energia no tempo, do volume de controle
- \dot{Q}_{VC} é a taxa líquida de transferência de calor que cruza o volume de controle
- \dot{W}_{VC} é a taxa líquida de trabalho que cruza o volume de controle
- $\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right)$ é a taxa total de energia que entra no volume de controle

associado aos escoamentos

- $\sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gZ_s \right)$ é a taxa total de energia que sai do volume de controle

associados aos escoamentos.

A Eq. (4.3) é obtida considerando que o sistema não realiza trabalho, não há fluxo de

calor atravessando as superfícies de controle e que as variações de energia cinética e potencial no volume de controle são desprezíveis.

$$\dot{m}_1(h_{1_e} - h_{1_s}) = \dot{m}_2(h_{2_s} - h_{2_e}) \quad (4.3)$$

Onde:

- \dot{m}_1 é a vazão mássica do fluido 1, no volume de controle
- \dot{m}_2 é a vazão mássica do fluido 2, no volume de controle
- $(h_{1_e} - h_{1_s})$ é a variação de entalpia do fluido 1 ao passar pelo volume de controle
- $(h_{2_s} - h_{2_e})$ é a variação de entalpia do fluido 2 ao passar pelo volume de controle

Percebe-se, na Eq. (4.3), que a variação de energia do fluido 1, representado pelo lado esquerdo da equação, é igual a variação de energia do fluido 2, representado pelo lado direito da equação. Logo, a taxa de transferência de calor entre os dois fluidos em um trocador de calor, pode ser conhecida apenas pela variação de energia de um dos fluidos.

Considerando que os escoamentos dos fluidos dentro do trocador de calor ocorrem a pressão constante, a taxa de transferência de calor entre os fluidos pode, também, ser calculada pela Eq. (4.4).

$$Q_{tro} = \dot{m}_1(c_{p1}\Delta T1 + Q_{LAT1}) = \dot{m}_2(c_{p2}\Delta T2 + Q_{LAT2}) \quad (4.4)$$

Onde:

- Q_{tro} representa a taxa de transferência de calor entre os fluidos
- c_{p1} e c_{p2} são os calores específicos a pressão constante dos fluidos 1 e 2, respectivamente
- $\Delta T1$ e $\Delta T2$ são as diferenças de temperaturas dos fluidos 1 e 2 entre a entrada e saída, respectivamente
- Q_{LAT1} e Q_{LAT2} são as parcelas dos calores latentes do fluidos 1 e 2, respectivamente, caso exista mudança de fase

4.2.2 A efetividade do trocador de calor

A efetividade de um trocador é um indicador do seu desempenho térmico. Existem diversos métodos de análise de desempenho dos trocadores de calor. A escolha do método mais adequado depende de quais parâmetros de operação são necessários para realização dos cálculos. Entre os métodos mais utilizados está o da Efetividade (ε) (PERUSSI, 2010). Esse método leva em conta a razão entre as taxas de calor real transferidas entre os fluidos (Q_{real}) e a máxima possível, no processo ($Q_{m\acute{a}x}$), ver Eq. (4.5).

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{Q_{m\acute{a}x}} \quad (4.5)$$

A quantidade de calor real transferida pode ser encontrada a partir da variação de energia de um dos fluidos ao passar pelo trocador de calor, como visto no item anterior. Enquanto a quantidade de calor máxima transferida é determinada pela Eq. (4.6).

$$Q_{m\acute{a}x} = \min(c_{esp1}\dot{m}_1, c_{esp2}\dot{m}_2)(T_{Q,e} - T_{F,e}) \quad (4.6)$$

Onde:

- $\min(c_{esp1}\dot{m}_1, c_{esp2}\dot{m}_2)$ é o valor mínimo entre o produto do calor específico e vazão mássica dos fluidos
- $T_{Q,e}$ é a temperatura de entrada do fluido de temperatura mais elevada no trocador de calor
- $T_{F,e}$ é a temperatura de entrada do fluido de temperatura mais baixa no trocador de calor

O calor específico dos fluidos depende da temperatura e de sua composição química. No Anexo I e II estão dispostas as massas molares dos gases de escape do motor Perkins e o equacionamento para os calores específicos, respectivamente.

4.3 ASPECTOS DA FABRICAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR PARA O MOTOR PERKINS

Devido a necessidade de reduzir o fluxo de calor que chega à turbina do motor Perkins em consideração, e utilizando os critérios descritos no item 3.2, a equipe do LI, desenvolveu

dois tipos de trocadores de calor, um do tipo casco e tubo e outro de fluxo cruzado, ver Fig. 4.3. Os principais critérios utilizados na elaboração dos trocadores de calor foram a disponibilidade de material e tamanho.

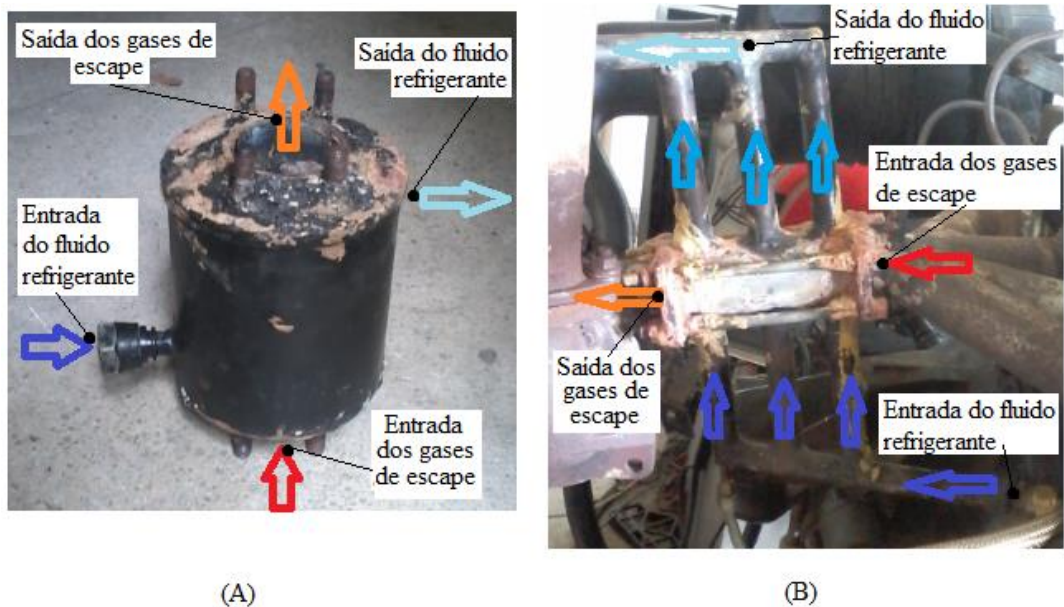


Figura 4.3 - Trocadores de calor fabricados no LI. Casco e tubo (A) e de fluxos cruzados (B).

Na fabricação do trocador de calor casco e tubo foi utilizado dois tubos: o interno de aço e o externo de ferro fundido. Na montagem foram empregados: solda e anéis de aço. Nesse trocador, os gases de escape escoam pelo tubo de menor diâmetro, enquanto o fluido refrigerante, entra lateralmente pelo tubo de diâmetro maior, ver Fig. 4.3 (A). E internamente ao tubo por onde os gases de escape passam, existem chicanas, usadas com o intuito de aumentar o circuito dos gases, e a área de transferência de calor.

Para a construção do trocador de fluxo cruzado foram utilizados tubos de aço, com diferentes diâmetros e comprimentos, e soldados com eletrodos apropriados.

Nesse trocador, o fluido refrigerante flui através de três tubos verticais interligados, que cruzam, perpendicularmente, o tubo por onde os gases de escape escoam, ver Fig. 3.1 (B).

Na comparação construtiva dos dois trocadores acima descritos, observou-se que o trocador de calor casco e tubo apresenta:

- Maior dificuldade na fabricação;
- Maior complexidade para as vedações requeridas;
- Maior custo e tempo de fabricação;

- Maior área de troca de calor e
- Menor espaço ocupado.

CAPÍTULO V

DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

5.1 INTRODUÇÃO

Nesse capítulo busca-se descrever os aparatos experimentais e os métodos usados na realização deste trabalho. Também são relatados os testes preliminares e os definitivos, após os ajustes que se fizeram necessários.

5.2 APARATOS EXPERIMENTAIS

5.2.1 O Motor

O motor utilizado nos testes foi o Perkins turboalimentado, modelo 1104C-44TAG2, Ottolizado, operando apenas com gás natural, com taxa de compressão de 8,4:1, ver Fig. 5.1. Este motor tem potência original máxima de 112,4 kW (152,8 cv), em *stand-by*, utilizando diesel.



Figura 5.1 - Motor Perkins Ottolizado.

O motor possui um sistema de controle eletrônico, da marca *Fuel Tech*, modelo *RACE PRO*, responsável por controlar o seu sistema de ignição, em função da sua rotação, ver Fig. 5.2.



Figura 5.2 - Sistema de controle eletrônico. Fonte: QUEIROGA (2012).

Empregando-se esse sistema, é possível fazer modificações no ângulo de ignição do motor Perkins, em tempo real, e, ainda, monitorar a rotação, a temperatura do coletor de admissão, entre outros parâmetros. Dispõe-se, também, de um governador eletrônico com sensor de rotação, corpo de borboleta e unidade eletrônica de controle. Dessa forma é possível estabilizar a rotação do motor para diferentes cargas aplicadas, ver Fig. 5.3.

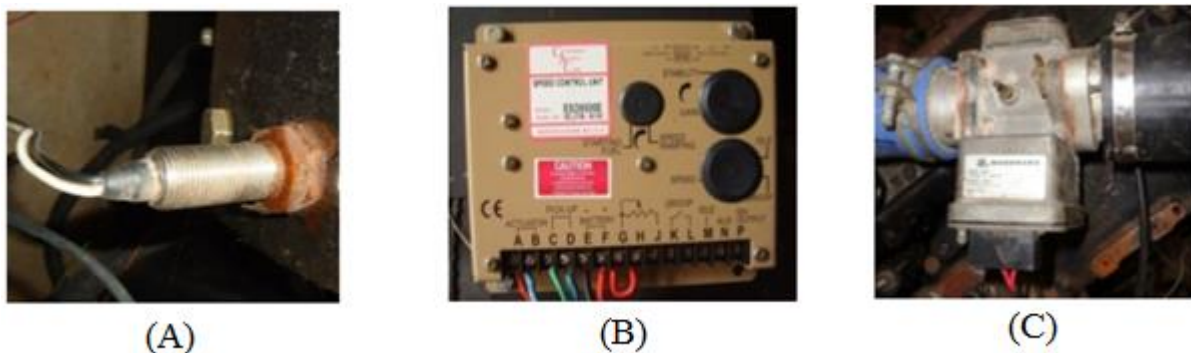


Figura 5.3 - Componentes do governador eletrônico: sensor de rotação (A), unidade de controle eletrônica (B) e o corpo borboleta (C). Fonte: QUEIROGA (2012).

O sensor de rotação, ver Fig. 5.3 (A), identifica a rotação atual do motor Perkins e envia um sinal à unidade de controle eletrônica, ver Fig. 5.3 (B), que processa e ajusta a posição do corpo borboleta, ver Fig. 5.3 (C), mantendo a rotação programada.

5.2.2 O dinamômetro

Para avaliação da rotação e potência gerada no eixo do motor Perkins, utilizou-se um dinamômetro hidráulico modelo DYNOTECH 820.D, com capacidade máxima de 500 cv, acoplado ao eixo do motor Perkins, ver Fig. 5.4.

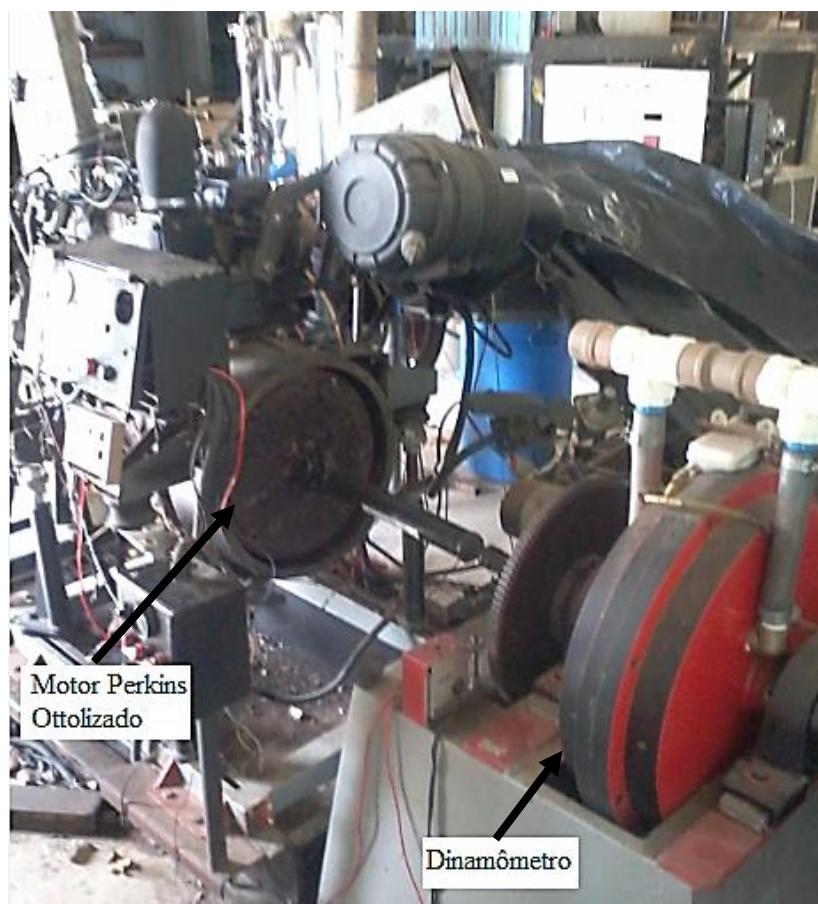


Figura 5.4 – Imagem do dinamômetro hidráulico.

Este dinamômetro tem uma bancada eletrônica de controle e aquisição de dados, que permite a aplicação de cargas manualmente e monitoração em tempo real, ver Fig. 5.5.

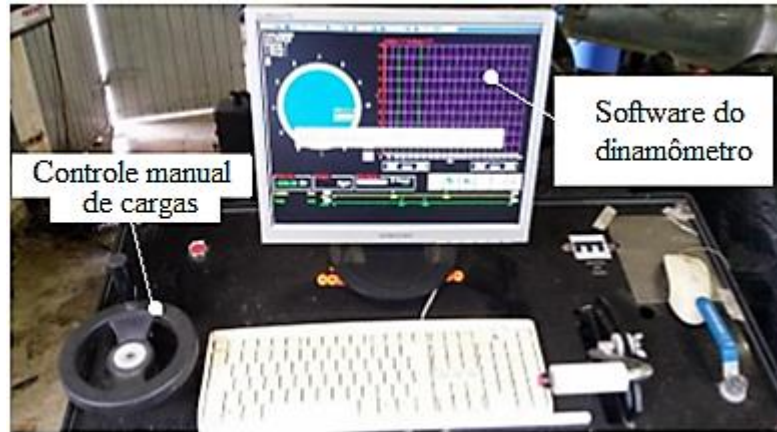


Figura 5.5 - Bancada eletrônica de controle e aquisição de dados. Fonte: Ferraz (2014).

Para a utilização do dinamômetro hidráulico é necessário que o sistema original de arrefecimento, a exemplo do radiador, seja substituído por um trocador de calor a água. Os principais componentes do novo sistema de arrefecimento são: bomba centrífuga, painel de controle da temperatura da água, válvula solenóide, reservatório de água de 10 mil litros e trocador de calor, ver Figs. 5.6 e 5.7.



Figura 5.6 - Reservatório de água.

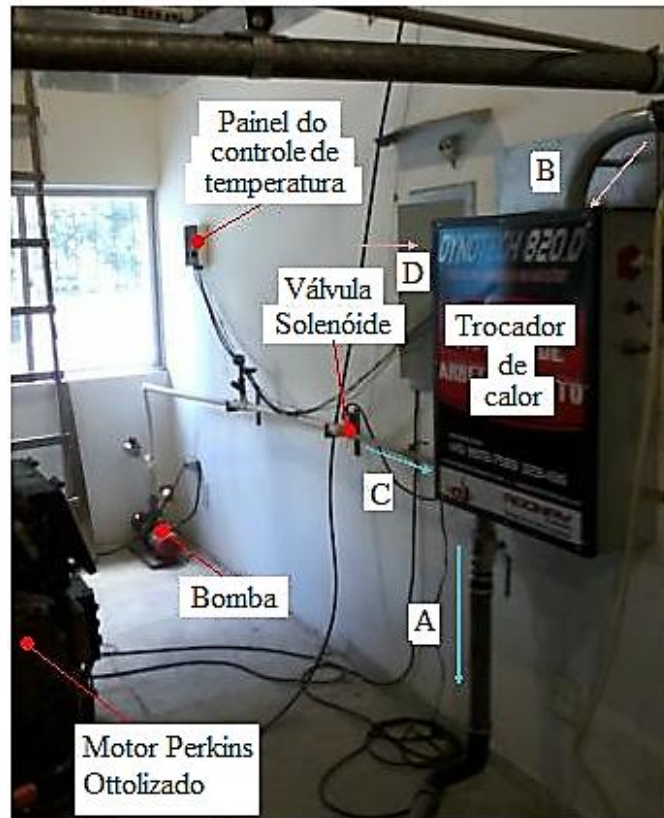


Figura 5.7 - Novo sistema de arrefecimento do motor Perkins Ottolizado.

A Fig. 5.7 ilustra o percurso da água no sistema de arrefecimento do motor. “A”, a saída de água do trocador de calor para motor, “B”, a saída de água do motor para o trocador de calor, “C”, a saída de água da bomba para o trocador de calor e “D”, é a saída de água do trocador de calor para o reservatório de água.

O aftercooler, antes refrigerado a ar, foi modificado para proporcionar a refrigeração a água, ver Fig. 5.8.



Figura 5.6 - Aftercooler atual no motor Perkins Ottolizado.

5.2.3 O sistema de resfriamento da turbina do motor Perkins

Tendo em vista a necessidade de resfriar a turbina, instalou-se um sistema para tal finalidade, ver Figs. 5.9 e 5.10.

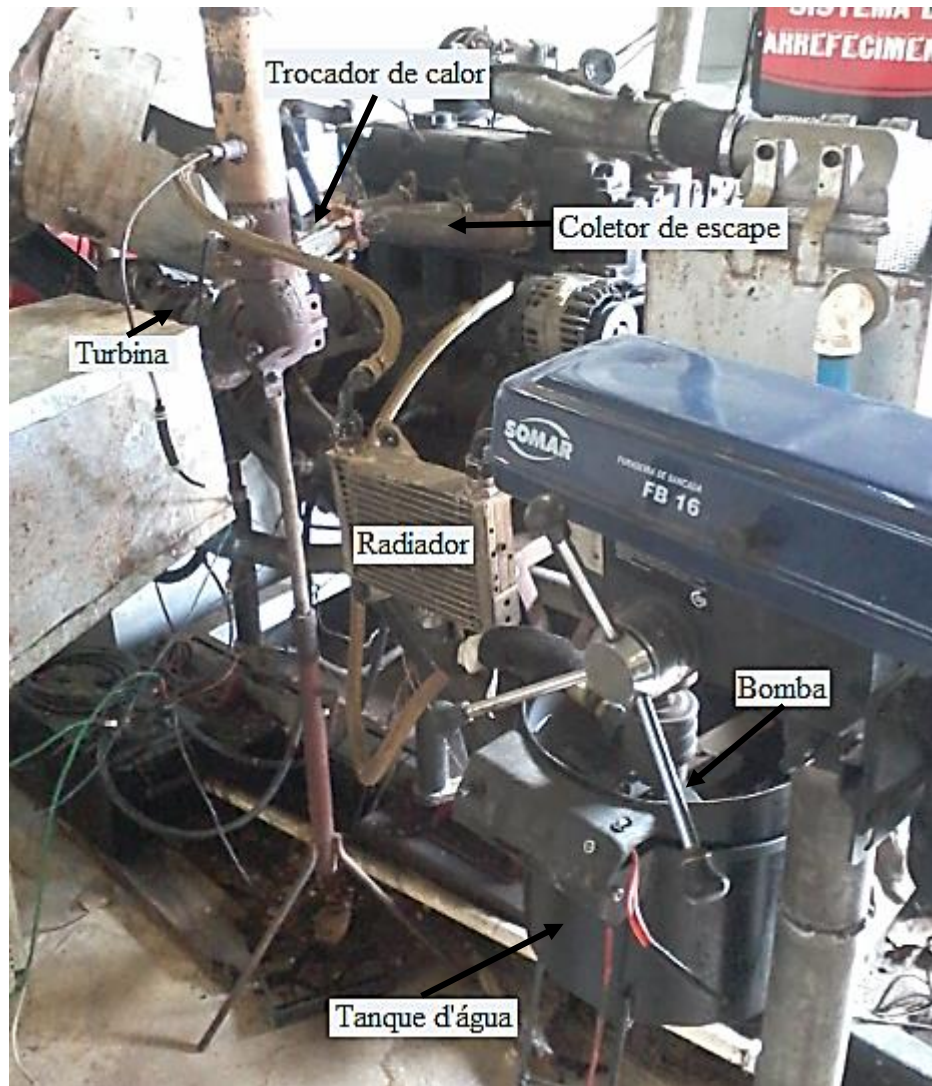


Figura 5.7 - Sistema de resfriamento dos gases queimados à saída do coletor de escape.



Figura 5.8 - Eletroventiladores do sistema de resfriamento dos gases de escape.

O sistema de resfriamento da turbina é composto por: trocador de calor, bomba, tanque d'água, radiador, mangueiras e eletroventiladores. Neste sistema, uma vazão mássica de água de 0,0825 kg/s (vazão máxima da bomba) é direcionada até o trocador de calor instalado entre o coletor de escape e a turbina, ver Fig. 5.9. Após a passagem pelo trocador e radiador, apenas água líquida retorna ao tanque enquanto o vapor é disperso no ambiente. Periodicamente, o tanque com água era reabastecido. Os eletroventiladores foram direcionados à turbina e ao coletor de escape.

5.2.4 O sistema de fornecimento e controle do gás natural no motor

O fornecimento e controle do gás natural ao motor é realizado através de um sistema composto por um corpo borboleta, da *WoodWard*, e um computador, ver Fig. 5.11.

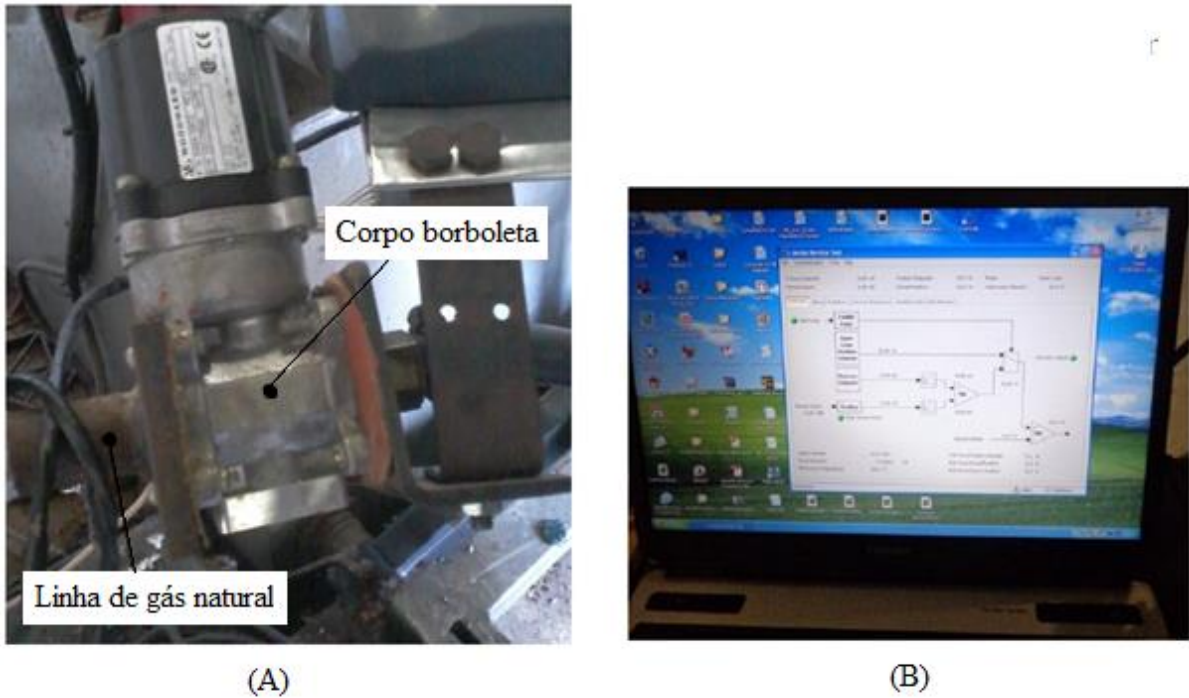


Figura 5.9 - Corpo borboleta (A) e computador (B). Fonte: Adaptada de Ferraz (2014).

A partir do computador, ver Fig. 5.11 (B), é possível controlar a posição do corpo borboleta, ver Fig. 5.11 (A), usando-se o software L-series Service Tool, da *WoodWard*. Assim, é possível fornecer uma mistura rica ou pobre, pelo controle do fator lambda durante o funcionamento do motor Perkins.

5.2.5 Sistema de medição de volume do gás natural

O gás natural utilizado na realização dos testes é fornecido pela empresa PBGÁS, com pressão de linha de 2 bar. Tal empresa, instalou um medidor de volume no LI, capaz de registrar o consumo volumétrico de gás natural durante os testes, ver Fig. 5.12.

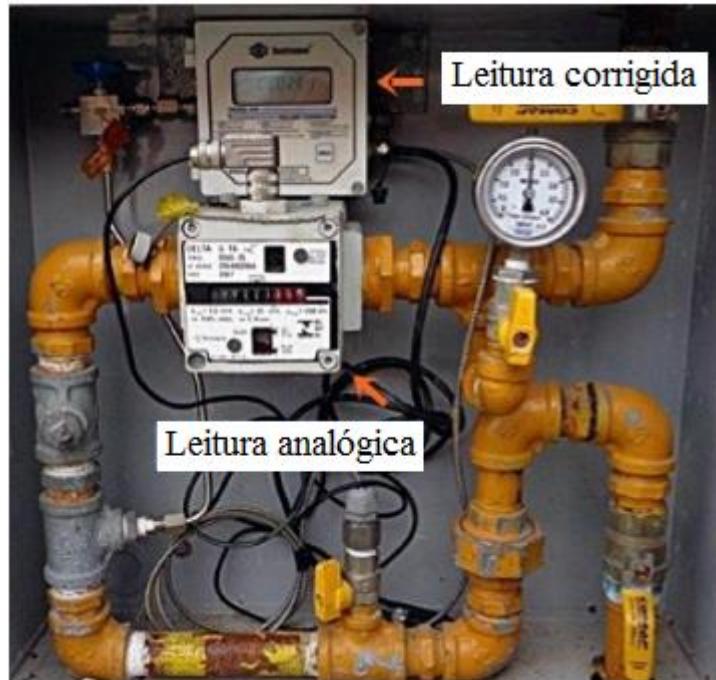


Figura 5.10 - Medidor de volume do gás natural instalado pela PBGÁS.

Esse medidor permite ler, analogicamente, o volume de gás usado, como também, corrige a leitura em função da temperatura e da pressão ambiente.

5.2.6 Medição de temperatura dos gases de escape, da contrapressão no coletor de exaustão e da pressão no coletor de admissão

A leitura da temperatura dos gases de escapamento é feita por meio de leitor digital conectado a um termopar tipo K, instalado na tubulação de escape a jusante do turbocompressor, ver Fig. 5.13.



Figura 5.11 - Posição do termopar (A) e leitor digital (B).

A contrapressão no coletor de exaustão foi medida usando-se um manômetro posicionado na saída do coletor, ver Fig. 5.14.

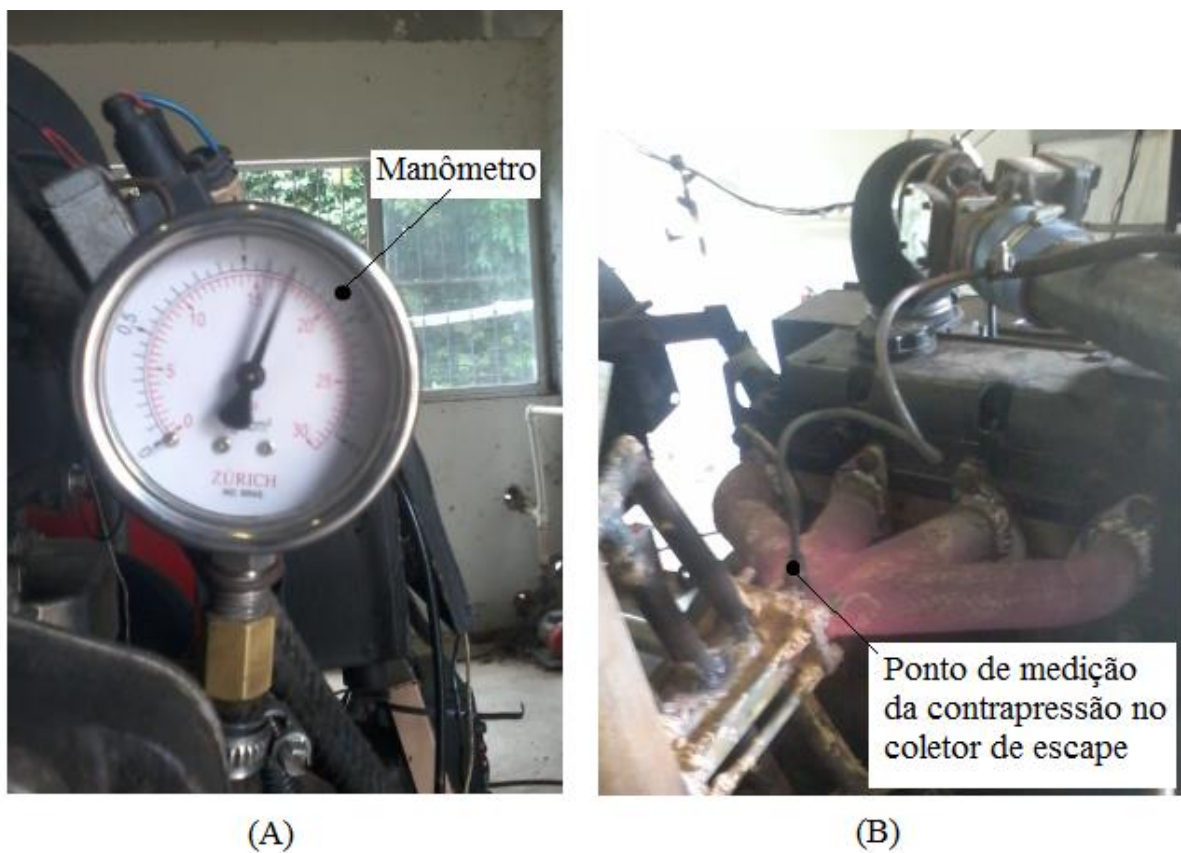


Figura 5.12 - Manômetro (A) e ponto de medição da contrapressão no coletor de escape (B).

A pressão da mistura ar/GN foi verificada mediante a instalação de um manômetro na tubulação de admissão, ver Fig. 5.15.



Figura 5.13 - Instalação do manômetro na tubulação de admissão.

5.2.7 O analisador de gases

A análise dos níveis de emissão gasosa do motor Perkins Ottolizado foi realizada através de um analisador *Discovery G4*, da *Alfatest*, ver Fig. 5.16.



Figura 5.14 - Analisador de gases utilizado.

Este equipamento permite a coleta dos componentes gasosos gerados na combustão, tais como: O_2 , NO_x , CO , $CO_{\text{corrigido}}$, CO_2 e HC . Usando um computador e o software desse aparato, é possível visualizar e registrar, em tempo real, os níveis de emissões gasosas e o fator lambda do motor.

5.2.8 Decibelímetro eletrônico digital

Um decibelímetro, da IMPAC, foi usado para medir, em decibéis (dB), os níveis de ruídos emitidos pelo motor Perkins Ottolizado ver Fig. 5.17.



Figura 5.15 - Decibelímetro utilizado.

5.2.9 Balança eletrônica digital

Para avaliação da quantidade de água evaporada no trocador de calor, durante os testes, foi usada uma balança eletrônica, da marca ACCULAB, com capacidade de 6 kg e exatidão de 1 g, ver Fig. 5.18.



Figura 5.16 - Balança eletrônica digital usada.

5.2.10 Medição da temperatura da água do sistema de resfriamento dos gases de escape

Para efetuar a medição da temperatura da água, no tanque do sistema de resfriamento dos gases de escape, utilizou-se de um termopar tipo K conectado a um leitor digital, ver Fig. 5.19.



Figura 5.17 - Termopar conectado ao leitor digital.

5.3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

5.3.1 A calibração do dinamômetro

Para garantir exatidão nas imposições de cargas ao motor Perkins, antes de qualquer registro, executava-se a calibração do dinamômetro. Este procedimento consistiu em averiguar e ajustar, no software do dinamômetro, o valor de um torque imposto conhecido, através da fixação de uma massa (59,46 kg) no braço de alavanca do dinamômetro, ver Fig. 5.20.



Figura 5.18 - Calibração do dinamômetro. Fonte: Ferraz (2015).

5.3.2 A calibração do analisador de gases

Antes de se dar partida no motor Perkins, era acionado o analisador de gases para execução dos procedimentos de calibração: aquecimento, autoZero e estanqueidade. Tais procedimentos são realizados para que o equipamento faça seus próprios ajustes.

5.4 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Todos os testes foram realizados com o motor Perkins, descrito no item 5.2.1, ajustado para operar em rotação constante de 1800 RPM. Antes de se acionar o motor, eram efetuados os seguintes procedimentos:

- Acionamento da bomba d'água do sistema de arrefecimento do motor;
- Acionamento do painel de controle da temperatura da água de arrefecimento;
- Acionamento da bomba d'água do sistema de resfriamento da turbina;
- Posicionamento da sonda do analisador de gases na tubulação de escape;
- Inicialização dos softwares de fornecimento de gás e de controle de cargas e
- Ajustagem do ângulo de ignição do motor.

Na sequência, dava-se partida ao motor. Em seguida, esperava-se que a temperatura dos gases de escape permanecesse constante para se aplicar as cargas ao motor. À medida que se iam adicionando cargas ao motor, a área de passagem no corpo borboleta de fornecimento de gás era corrigida, manualmente, no software e, ao mesmo tempo, analisava-se os valores do fator lambda que aparecia no software do analisador de gases. As cargas aplicadas ao motor, em cv, foram as seguintes: 10, 30, 50, 70, 90, 110, 130, 145 e 153. Foi estabelecido em quatro

minutos o tempo de funcionamento do motor em cada uma dessas cargas. Foram registrados, também, em cada carga, todos os parâmetros pertinentes à avaliação de desempenho do motor e referentes ao sistema de resfriamento dos gases de escape. Conjuntamente, analisou-se as emissões gasosas e os níveis de ruídos emitidos. Esse último parâmetro foi registrado com o decibelímetro colocado a um metro de distância do motor Perkins Ottolizado, nas potências de 145 e 153 cv. O ângulo de ignição usado no motor foi de 34°, para potências até 90 cv e de 31°, para as potências superiores, pois foi percebido melhores condições de estabilidades durante o funcionamento do motor. Foram estabelecidas medições dos fluxos mássicos de água evaporada no trocador de calor de fluxo cruzado, nas potências de 130, 145 e 153 cv. Avaliou-se, ainda, a efetividade do trocador de calor, enquanto o motor operava a 145 e a 153 cv.

5.5 OS TESTES PRELIMINARES

Primeiramente, foram realizados testes usando o trocador de calor casca e tubo, descrito no item 3.5, buscando-se evitar o superaquecimento da turbina. Nestes testes fixou-se o ângulo de ignição em 21°. Durante os testes foi observada a ocorrência de fortes explosões no coletor de admissão ao se tentar adicionar cargas superiores a 20 cv. Em um desses casos, houve o rompimento de um dos mangotes que serve ao sistema de admissão, ver Fig. 5.21. Muito provavelmente as rasgaduras no mangote se deram pelo surgimento da contrapressão associada ao *back-fire*, fenômeno comum em veículos que usam GNV quando há regulagem irregular no kit GNV, permitindo a presença de chamas e fortes explosões no interior dos condutos de admissão, podendo causar prejuízo no próprio coletor de admissão e no filtro de ar (MARTINS, 2006). No nosso caso o fato se deu depois da instalação do trocador de calor, com possível influência na queima da mistura. Para corrigir o problema, após a troca do mangote, bastou que se aumentasse o ângulo de ignição do motor.



Figura 5.19 – O mangote rompido pela ocorrência de back-fire.

Constatou-se, ainda, vazamentos de água de refrigeração e de gases queimados, no trocador de calor casco e tubo. A consequência imediata foi a redução da rotação da turbina, e logo, a limitação da potência máxima em 60 cv.

Para solucionar os problemas com os vazamentos no trocador de calor, projetou-se e construiu-se um outro, de fluxo cruzado, que de forma mais fácil, garantiu a estanqueidade durante todo o tempo de seu funcionamento.

Na continuação dos testes comprovou-se que mesmo sem os vazamentos não se conseguia fazer a potência do motor passar dos 110 cv. Analisando as ocorrências, pode-se perceber que a razão para a limitação da potência estava na válvula wastegate, que fora regulada para abrir quando a pressão atingisse 1 bar. Uma vez que a pressão máxima permitida pelo fabricante da turbina era 1,8 bar, resolveu-se estabelecer em 1,7 bar o novo limite para a abertura da válvula wastegate.

CAPÍTULO VI

RESULTADOS E ANÁLISES

6.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são expostos os resultados dos testes realizados, ao tempo em que se examinam os parâmetros de funcionamento do motor Perkins, em consideração, comparando-se à outras situações. Por último, discute-se o desempenho do trocador de calor produzido no LI e utilizado nos testes.

6.2 OS TESTES REALIZADOS COM O MOTOR PERKINS OTTOLIZADO

6.2.1 Influência da contrapressão e pressão de admissão na potência do motor Perkins

A Figura 6.1 apresenta a curva da potência em função da contrapressão no coletor de escapamento fabricado do motor Perkins.

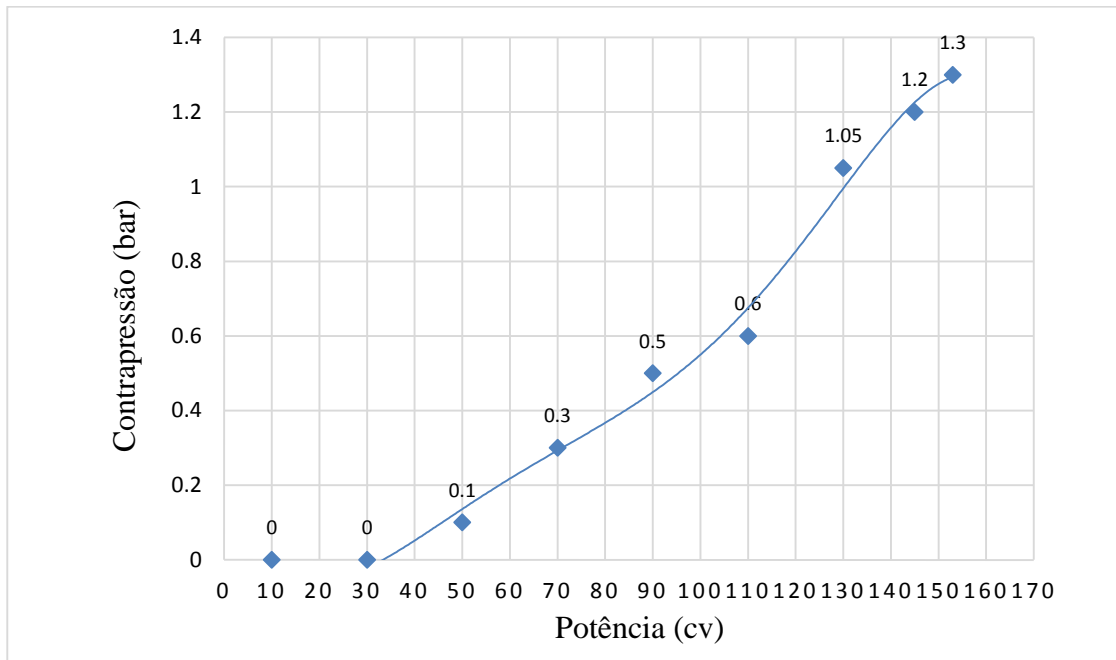


Figura 6.1 - Curva da potência versus a contrapressão, levantada a partir de ensaios no motor Perkins ottolizado.

Como pode-se ver através da Fig. 6.1, a contrapressão só passa a ter efeito a partir de 30 cv, e o seu valor vai aumentando de acordo com a elevação da potência, atingindo o valor máximo de 1,3 bar em 153 cv.

A Figura 6.2 ilustra duas curvas demonstrativas do comportamento da relação entre a potência e a pressão de admissão do motor Perkins otolizado, uma obtida no presente trabalho e a outra por Ferraz (2014).

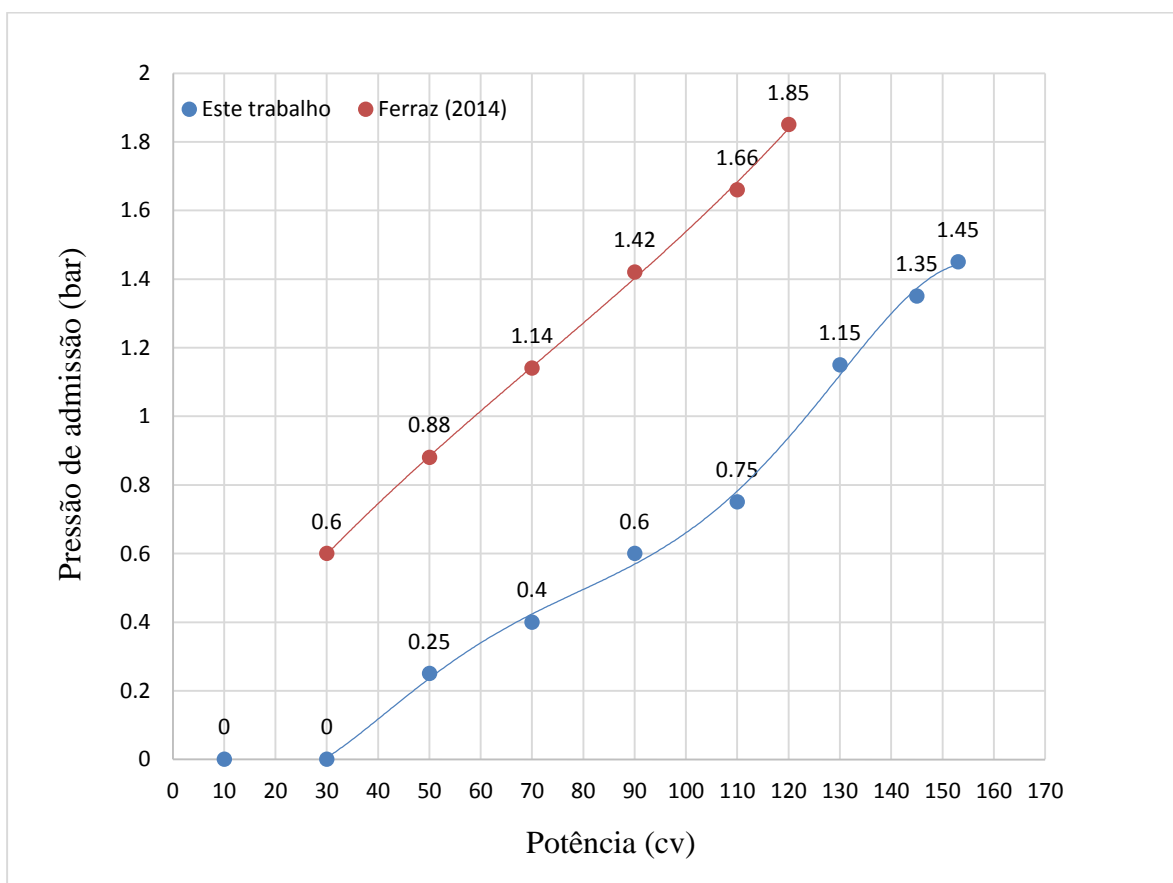


Figura 6.2 - Curvas da potência versus pressão de admissão obtidas a partir do funcionamento do motor Perkins.

De acordo com a Figura 6.2, as pressões de admissão verificadas neste trabalho foram menores, comparadas àquelas obtidas por Ferraz (2014), nesse mesmo motor. Em ambas situações, o comportamento da pressão de admissão é semelhante, em função da potência do motor. Percebe-se, ainda, que a máxima potência alcançada por Ferraz (2014) foi de 120 cv, enquanto, neste trabalho, a máxima alcançada foi de 153 cv.

6.2.2 Temperatura dos gases de exaustão em relação à potência do motor Perkins

O aumento de potência alcançado no motor Perkins, durante a realização deste trabalho, deve-se, sobretudo, ao resfriamento da turbina, permitindo o seu funcionamento sem superaquece-la. Na Figura 6.3, aparecem as curvas de potência em função da temperatura dos gases de escapamento do motor Perkins obtidas por este trabalho, Barros (2015) e Ferraz (2014).

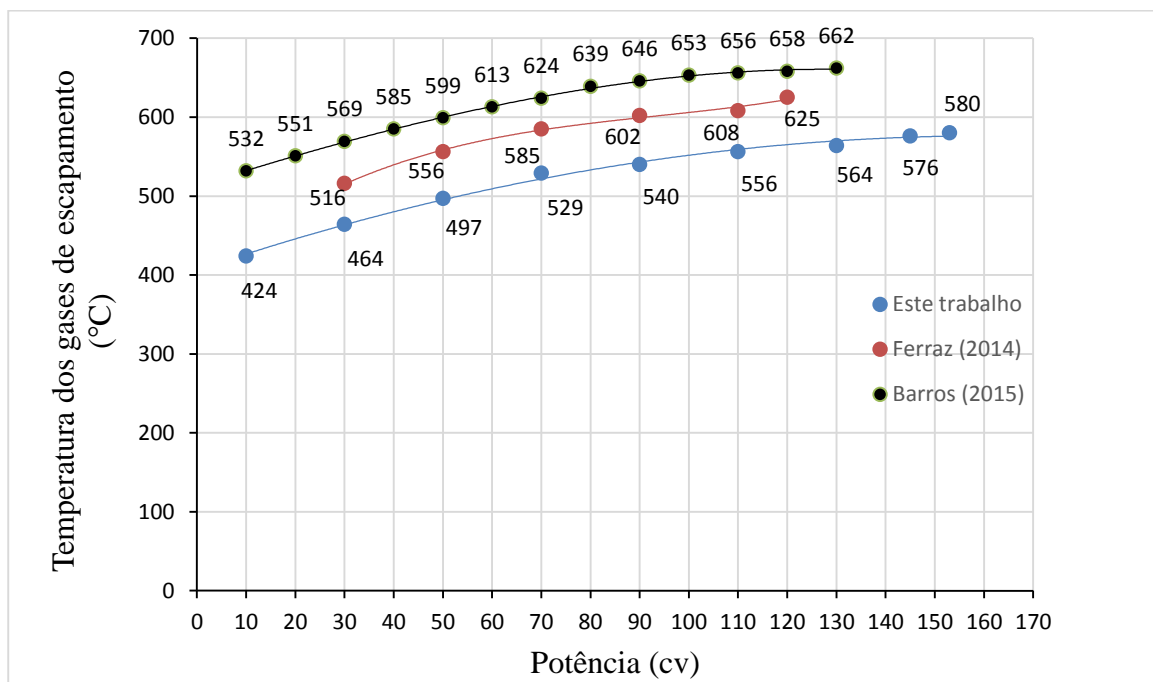


Figura 6.3 - Relação entre potência e temperatura dos gases queimados à saída do coletor de escapamento.

Barros (2015), operando o motor Perkins Ottolizado em potências mais elevadas do que 100 cv, só conseguiu manter o motor funcionando por 1 min, uma vez que os valores da temperatura já estavam superiores aos limites estabelecidos para a turbina pelo fabricante (635 °C). Através da Fig. 6.3, é marcante a grande diferença das temperaturas dos gases de escapamento, entre o presente trabalho, o de Ferraz (2014) e de Barros (2015). Isto se deve, em grande parte, à utilização do trocador de calor instalado entre o coletor de escapamento e a turbina. Pode-se ver, ainda, que devido a esse recurso, foi possível atingir à potência máxima original do motor, 153 cv (112,4 kW) em stand-by operando com diesel, sem comprometer a turbina.

6.2.3 O fator lambda em função da potência do motor Perkins

Outro fator importante correlacionado com as temperaturas dos gases de escapamento é a condição da mistura, avaliada pelo fator lambda. À medida que o valor do fator lambda decresce, as temperaturas dos gases de escapamento tendem a diminuir, ver Fig. 2.4. A Figura 6.4, apresenta a relação entre a potência do motor, em função do fator lambda.

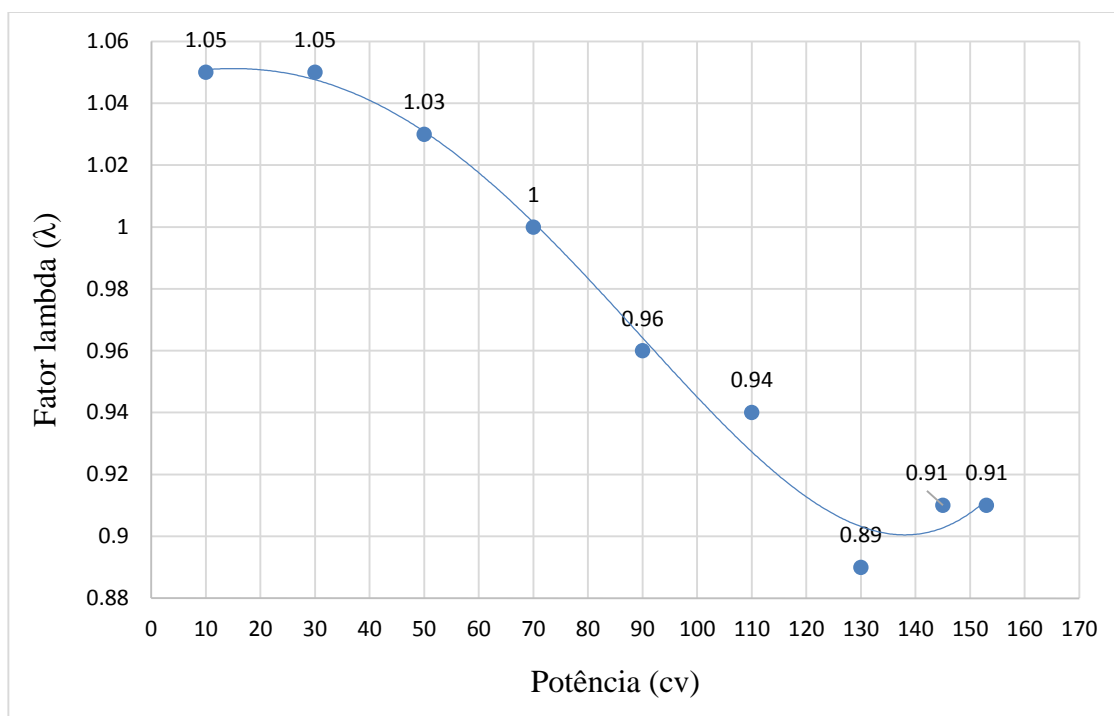


Figura 6.4 - Relação entre a potência e fator lambda.

Observa-se na Fig. 6.4, que o fator lambda diminui com o aumento de potência, demonstrando que, no caso desse motor, a partir de 70 cv há que se utilizar misturas ricas.

6.2.4 A eficiência térmica em função da potência do motor Perkins

A Figura 6.5 ilustra a variação da potência motriz em função do rendimento térmico, a partir de dados do presente trabalho, bem como dos resultados de Barros (2015), que utilizou o fator lambda igual a 1 (um).

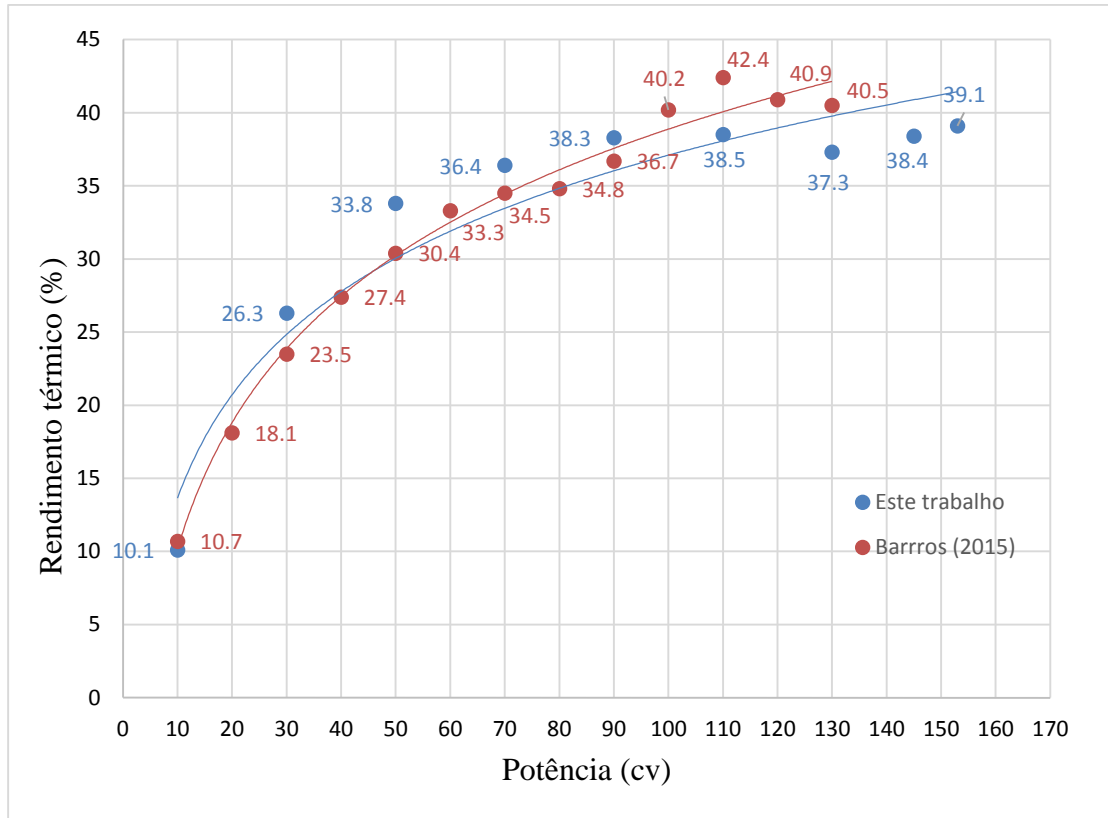


Figura 6.5 - Relação entre potência e rendimento térmico.

Ao se examinar a Fig. 6.5 é fácil perceber, o rendimento térmico aumenta à medida que a potência do motor se eleva, em ambos os casos considerados. Verifica-se, por sua vez, que ao se buscar manter a mistura rica a partir de ~90 cv, o rendimento térmico cai com relação à outra situação, Barros (2015), onde se usou a mistura estequiométrica e ângulo de ignição de 21° para todas as potências.

6.2.5 Nível de ruído emitido em função da potência do motor Perkins

A Tab. 6.1 apresenta os níveis de ruídos emitidos pelo motor Perkins Ottolizado, quando foi operado nas potências de 145 cv e 153 cv.

Tabela 6.1 - Níveis de ruídos emitidos pelo motor Perkins.

	Potência (cv)	
	145	153
Níveis de ruídos (dB)	94,2	95,2

O maior nível de ruído verificado foi de 95,2 dB, na potência máxima, de 153 cv, ver Tab. 6.1. Esses valores registrados são inferiores àqueles observados durante o funcionamento dos motores Diesel. Para se ter uma ideia, Oliveira (2009), analisando os níveis de ruídos emitidos por um grupo gerador Diesel, com potência máxima de 36 kVA, assinalou o valor de 101 dB, durante a operação do motor.

6.2.6 Níveis de emissões gasosas em função da potência do motor Perkins

Nas Tabelas 6.2 e 6.3 são expostos os níveis de emissões gasosas em função da potência do motor Perkins Ottolizado para gás natural, coletados durante nossos testes, que são comparados com os registrados por Ferraz (2014).

Tabela 6.2 - Níveis de emissões gasosas do motor Perkins Ottolizado obtidos neste trabalho.

Potência (cv)	Níveis de emissões						
	CO ₂	CO	O ₂	NO _x	HC	CO _{corr}	λ
145	9,3	3,85	0,54	309	114	4,39	0,91
153	9,5	3,48	0,56	387	133	4,04	0,91
	(%)	(%)	(%)	(ppm)	(ppm)	(%)	

Tabela 6.3 - Níveis de emissões gasosas do motor Perkins Ottolizado obtidos por Ferraz (2014).

Potência (cv)	Níveis de emissões						
	CO ₂	CO	O ₂	NO _x	HC	CO _{corr}	λ
120	11,8	0,43	0,37	2456	128	0,53	1
	(%)	(%)	(%)	(ppm)	(ppm)	(%)	-

Comparando os níveis de emissões gasosas apresentados nas duas tabelas acima, observa-se que no caso do presente trabalho foi possível reduzir os níveis de NO_x em 84,2 %, e aumentar os de CO, em, aproximadamente, 8,95 vezes. Como se sabe o NO se forma no processo de combustão pela reação do nitrogênio do ar com o oxigênio. Ademais, quanto mais elevada a temperatura maior o percentual de NO produzido, por isto mesmo denominado de NO térmico. Foi possível, portanto, constatar que a redução de temperatura dos gases de escape contribuiu para a significativa diminuição da formação do NO_x . Por outro lado, o excesso de combustível, isto é, quando se opera o motor com $\lambda < 1$, favorece o aumento percentual de CO nos gases liberados, como, de fato foi observado.

6.2.7 O fluxo mássico de água evaporada em função da potência do motor Perkins

Os fluxos mássicos de água evaporada no trocador de calor de fluxo cruzado, quando o motor Perkins operou em 130, 145 e 153 cv, estão expostas na tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Fluxos mássicos de água evaporada no trocador de calor de fluxo cruzado em função da potência do motor Perkins.

Potência (cv)	Fluxo mássico de água evaporada (kg/s)
130	0,0033
145	0,0034
153	0,0035

Devido às maiores potências estarem relacionadas com maiores temperaturas dos gases de exaustão, a massa de água evaporada no trocador de calor aumenta simultaneamente com a potência, ver Tab. 6.4.

6.2.8 Calor evacuado dos gases queimados à saída do coletor de escape pelo trocador de calor de fluxo cruzado

Para se determinar o calor eliminado dos gases de escape à saída do coletor de escape foi utilizada a Eq. (4.4), considerando desprezíveis o calor removido pelos eletroventiladores e o transferido para o meio, ver, também, o Apêndice A.

Na Tabela 6.5 são exibidas as quantidades de calor extraídas pelo trocador de calor de fluxo cruzado, enquanto o motor Perkins operava a 130, 145 e 153 cv.

Tabela 6.5 - Quantidades de energia em forma de calor extraídas quando o motor operou nas potências 130, 145 e 153 cv.

Potência (cv)/(kW)	Quantidade de calor removido (W)
130/95,61	19119,9
145/106,64	20754,6
153/112,4	22281,3

Nota-se, na Tab 6.5, que a maior quantidade de calor removida da turbina foi de 22281,3 W, na potência de 153 cv. Este valor pode ser calculado a partir da quantidade de água evaporada naquela potência, ver Tab. 6.4.

6.2.9 A efetividade (ϵ) do trocador de calor de fluxo cruzado

Para determinação da efetividade do trocador de calor, fez-se uso das Eqs. (4.5) e (4.6), ver Apêndice B. As efetividades do trocador de calor de fluxo cruzado em função da potência do motor Perkins Ottolizado, podem ser vistas na Tab. 6.6.

Tabela 6.6 - Efetividades do trocador de calor de fluxo cruzado em função da potência do motor Perkins Ottolizado.

Potência (cv)	Efetividade ϵ (%)
145	33
153	33,7

De acordo com a Tab. 6.6, a maior efetividade do trocador de calor de fluxo cruzado foi de 33,7 %, e se deu na potência máxima do motor Perkins Ottolizado, provavelmente, porque houve, neste caso, maior evaporação de água e logo maior reposição com água mais fria.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÃO

Considerando os ensaios preliminares e os resultados dos testes definitivos no motor Perkins turboalimentado Ottolizado, operando apenas com gás natural, com o trocador de calor de fluxo cruzado instalado entre o coletor de escape e a turbina, pode-se concluir que:

- i. De acordo com o objetivo maior deste trabalho, foi possível fazer com que o motor Perkins Ottolizado pudesse ser operado nas mesmas potências idealizadas para o grupo gerador a diesel, inclusive na de 112,4 kW em stand-by.
- ii. Devido ao resfriamento dos gases queimados liberados pelo coletor de escapamento foi observado uma redução no efeito de contrapressão (backpressure) no motor Perkins.
- iii. A temperatura máxima dos gases de escapamento registrada durante os testes foi de 580 °C, inferior àquela estabelecida como limite pelo fabricante da turbina, de 635 °C. A máxima contrapressão medida no motor Perkins Ottolizado foi de 1,3 bar quando o motor operava em potência máxima, de 153 cv. Nesta potência também foram registrados a máxima pressão de admissão, de 1,45 bar e o maior nível de ruído emitido pelo motor, de 95,2 dB.
- iv. O maior rendimento térmico do motor Perkins Ottolizado foi de 39,1 % na potência de 153 cv.
- v. As emissões gasosas do motor Perkins apresentaram uma redução de 84,2 % nos níveis de NO_x e um aumento de 8,95 vezes nos de CO emitidos, quando comparado com o mesmo motor operando sem a utilização do trocador de calor e com o valor do fator lambda fixado em 1 (um).
- vi. A quantidade de água evaporada e a análise realizada no trocador de calor de fluxo cruzado permitiram o cálculo das quantidades de calor que foram extraídas dos gases de escapamento. Estas quantidades foram de 19119,9 W, 20754,9 W e 22281,3 W, nas potências de 130 cv, 145 cv e 153 cv, respectivamente. Essa análise, permitiu, ainda, a determinação da efetividade deste trocador de calor durante sua operação. Tais efetividades foram de 33 % e 33,7 % para as potências de 145 e de 153 cv.

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

De acordo com as análises e conclusões realizadas no presente trabalho e buscando melhorias no sistema de resfriamento da turbina, sugere-se:

- i. implementação de um circuito fechado para água do sistema de resfriamento da turbina;
- ii. testar óleo mineral como fluido refrigerante nesse sistema;
- iii. projetar e construir um trocador de calor com efetividade maior do que as obtidas para o trocador de fluxo cruzado e
- iv. verificar a influência dos eletroventiladores na temperatura dos gases de escapamento

REFERÊNCIAS

ARAÚJO, E. C. C. **Trocadores de Calor**. Apostila. São Carlos: EdUFSCar, 2002. 108 p

BARBOSA, C. R. F. **Desempenho de um Motor Ciclo Otto com Injeção Direta de Gás Natural**. Tese de doutorado apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos para obtenção de Título de Doutor em Engenharia Mecânica. São Paulo, 1997, 216 p.

Barros, B. V. M. **Efeito da Contrapressão e do Resfriamento da Turbina no Desempenho de um Motor Diesel Ottolizado para Gás Natural**. 2015. Dissertação (Mestrado em Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba. Orientador: Emerson Freitas Jaguaribe

CARVALHO, M. A. S. **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo Otto utilizando diferentes tipos de combustíveis**. 2011. Dissertação (Mestrado em Programa de Pós-Graduação em Engenharia Industrial) – Universidade Federal da Bahia. Orientador: Ednildo Andrade Torres.

Cortez, B. P. **Um Estudo de Políticas e Práticas do Uso do GNV no Transporte Público Urbano do Brasil**. 2006. Dissertação (Mestrado em Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Orientador: Enilson Medeiros dos Santos.

Emir, S. A. **Transient Response Performance of na Engine Turbocharger**. Thesis presented for degree of PhD – University of Salford, 1981.

ESTADO DE MINAS ONLINE, 2014. **“Diante da seca, Brasil faz uso recorde de termelétricas movidas a óleo diesel e carvão mineral”**. Disponível em: http://www.em.com.br/app/noticia/economia/2014/03/24/internas_economia,511036/diante-da-seca-brasil-faz-uso-recorde-de-termeletricas-movidas-a-oleo-diesel-e-carvao-mineral.shtml. Acesso em: 07/01/2016.

Ferraz, F. B., **Ottolização De Um Motor Diesel Turboalimentado Para Operar Com Gás Natural**. 2014. Tese de doutorado apresentada no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFPB. Orientador: Emerson Freitas Jaguaribe.

FILHO, P.P. **Os motores a combustão interna**. Sindicato Nacional dos Editores de Livros, Rio de Janeiro, 1983.

Ganesan, V. **Internal Combustion Engines**. Second Edition, MC Graw Hill, 2006.

GENERAC, 2010. “**Grupos geradores a gás, cada vez mais acessíveis e ecológicas**”. Disponível em: < http://generacbrasil.com.br/upload/ckeditor/relatorio_gerador_gasv_diesel.pdf>. Acesso em: 07/01/2016.

HEYWOOD, J. **Internal combustion engine fundamentals**. 1ª ed. McGraw-Hill, Singapore, 1988.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6.ª ed. LTC, Rio de Janeiro, 2008.

Jaguaribe, E. F., Rumão A. S., Oliveira, B. L. N., Queiroga, B. L. C., Ferraz, F. B., Filho, R. M. **Desempenho de um grupo gerador operando com motor diesel convertido para funcionar apenas com gás natural**. 8.º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica, Cusco, 2007.

Kanazaki, M., Morikawa, M., Obayashi, S., Nakahashi, K. **Multiobjective Design Optimization of Merging Configuration for an Exhaust Manifold of a Car Engine**. *Institute of fluid science, Tohoku University, Sendai 987-8577, Japan, 2002.*

MARTINS, J., **Motores de combustão interna**. 2ª Ed. Publindústria Edições Técnicas, Portugal, 2006.

OBERT, Edward F. **Motores de combustão interna**. 1º ed Porto Alegre: Editora Globo S.A., 1971.

Oliveira, B. L. N., **Conversão De Um Motor Diesel Para Operar Apenas Com Gás Liquefeito De Petróleo**. 2009. Dissertação (Mestrado em Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico. Orientador: Emerson Freitas Jaguaribe.

Pavani, R. H. **Análise das Vantagens e Desvantagens no Uso do Gás Natural em Veículos**

de Passeio. 2012. Monografia apresentada para obtenção do título de especialista no curso de Pós-Graduação em Engenharia Automotiva – Escola de Engenharia de Mauá.

PERUSSI, R. **Análise do Desempenho de Trocadores de Calor de Fluxo Cruzado por Simulação Numérica.** 2010. Dissertação (Mestrado em Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Carlos, São Carlos. Orientador: Luben Cabezas-Gómez.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion.** New Jersey: Engine. Prentice Hall; 2ª ed. 2004.

QUEIROGA, B. L. C., **Conversão De Um Motor A Diesel Turboalimentado Para Etanol Hidratado: Considerações Técnicas E Comparações De Custo.** 2012. Tese (Doutorado em Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior. Orientador: Emerson Freitas Jaguaribe.

RESENHA ENERGÉTICA BRASILEIRA, Edição de Junho de 2015. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/documents/1138787/1732840/Resenha+Ener%C3%A9tica+-+Brasil+2015.pdf/4e6b9a34-6b2e-48fa-9ef8-dc7008470bf2>>. Acesso em: 07/01/2016.

Roy, M. M., Joardder, M. U. H. M., Uddin, D. S. “Effect of Engine Backpressure on the Performance and Emissions of a CI Engine”. Department of Mechanical Engineering, RUET, Bangladesh, 2011.

RUMÃO, A. S., **Desempenho De Um Motor Diesel Estacionário Convertido Para Gás Natural Em Função De Sua Taxa De Compressão.** 2008. Dissertação (Mestrado em Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, Orientador: Emerson Freitas Jaguaribe.

SEMIN, R. A. B. **A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engines.** American J. Engineering and Applied Science, Science Publication, 2008.

TILLMAN, C. A. C. **Motores de combustão interna e seus sistemas.** Apostila Utilizada nos Cursos do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pelotas; Santa Maria:

Universidade Federal de Santa Maria; Colégio Técnico Industrial de Santa Maria; Rede e-Tec Brasil, 2013. 165 p.

VARELLA, C. A. A. **Sistemas auxiliares dos motores de combustão interna.** Apostila usada no Curso de Engenharia da Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, 2012.

WYLEN, G. J. V., SONNTAG, R. E., BORGNAKE, C. **Fundamentos da termodinâmica,** tradução da 5 ed. americana: Euryale de Jesus Zerbini. São Paulo: Edgard Blücher, 2003

ANEXO I – Massas molares dos componentes dos gases de escape

As massas molares dos componentes dos gases de escape do motor Perkins Ottolizado estão expostas na Tab. I1.

Tabela I1 – Massas molares dos componentes dos gases de exaustão.

Elemento	Fórmula	Massa Molar (kg/kmol)
Dióxido de Carbono	CO ₂	44,001
Monóxido de Carbono	CO	28,01
Oxigênio	O ₂	31,999
Vapor de Água	H ₂ O	18,015
Óxido de Nitrogênio	NO	30,006
Nitrogênio	N ₂	28,013
Metano	CH ₄	16

ANEXO II – Calores específicos dos gases em função da temperatura

Equacionamento dos calores específicos [\bar{C}_p (kJ/kmol.K)] dos gases do escapamento estão expostos abaixo e valem para o intervalo de temperatura (T) entre 273K a 1500K.

$$N_2: \bar{C}_p = 28,9 - 0,1571 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0,8081 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2,873 \cdot 10^{-9} \cdot T^3$$

$$O_2: \bar{C}_p = 25,48 + 1,520 \cdot 10^{-2} \cdot T - 0,7155 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1,312 \cdot 10^{-9} \cdot T^3$$

$$CO: \bar{C}_p = 28,16 + 0,1675 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0,5372 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2,222 \cdot 10^{-9} \cdot T^3$$

$$H_2O: \bar{C}_p = 32,24 + 0,1923 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1,005 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 3,595 \cdot 10^{-9} \cdot T^3$$

$$CO_2: \bar{C}_p = 22,26 + 5,981 \cdot 10^{-2} \cdot T - 3,501 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 7,469 \cdot 10^{-9} \cdot T^3$$

$$CH_4: \bar{C}_p = 19,89 + 5,025 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1,269 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 11,01 \cdot 10^{-9} \cdot T^3$$

$$NO: \bar{C}_p = 29,34 - 0,09395 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0,974710 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 4,187 \cdot 10^{-9} \cdot T^3$$

APÊNDICE A – Cálculo das taxas de calor retiradas pelo trocador de calor de fluxo cruzado, com auxílio do MATHCAD®.

O cálculo das taxas de calor retiradas pelo trocador de calor de fluxo cruzado foi desenvolvido da seguinte forma:

Vazão mássica de água no trocador de calor: $Ma := 0.0825 \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$

Massa de água evaporada em 130, 145 e 153 cv: $M130 := 3.262 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$

$$M145 := 3.374 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$$

$$M153 := 3.438 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$$

Calor específico da água: $Ce := 4.187 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Calor Latente da água: $Cl := 2.261 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

Temperatura da água de entrada no trocador de calor: $Te130 := 339.15\text{K}$
 $Te145 := 335.15\text{K}$
 $Te150 := 331.15\text{K}$

Temperatura da água ao sair do trocador: $Ts130 := 373.15\text{K}$ $Ts130 := 373.15\text{K}$ $Ts130 := 373.15\text{K}$

Taxa de calor retirada:

130cv

$$Q_{\text{retirado}} := Me130 \cdot [Ce \cdot (Ts130 - Te130) + Cl] + (Ma - Me130) \cdot [Ce \cdot (Ts130 - Te130)]$$

$$Q_{\text{retirado}} = 19119.917 \text{ W}$$

145cv

$$Q_{\text{retirado}} := Me145 \cdot [Ce \cdot (Ts145 - Te145) + Cl] + (Ma - Me145) \cdot [Ce \cdot (Ts145 - Te145)]$$

$$Q_{\text{retirado}} = 20754.859 \text{ W}$$

153cv

$$Q_{\text{retirado}} := Me153 \cdot [Ce \cdot (Ts153 - Te153) + Cl] + (Ma - Me153) \cdot [Ce \cdot (Ts153 - Te153)]$$

$$Q_{\text{retirado}} = 22281.273 \text{ W}$$

APÊNDICE B – Cálculo da efetividade (ϵ) do trocador de calor de fluxo cruzado instalado no sistema de exaustão do motor Perkins Ottolizado

O equacionamento das efetividades do trocador de calor de fluxo cruzado foi realizado de tal forma:

Percentual em volume dos constituintes dos gases de escape em base seca (Analisador de gases):

$$\text{PES} := \begin{pmatrix} 9.3 & 3.85 & 0.54 & 0.0309 & 0.0114 & 86.268 \\ 9.5 & 3.48 & 0.56 & 0.0387 & 0.0133 & 86.408 \end{pmatrix}$$

$\text{CO}_2 \quad \text{CO} \quad \text{O}_2 \quad \text{NO} \quad \text{HC} \quad \text{N}_2$

Em base úmida: $\text{PEU} = \begin{pmatrix} 7.451 & 3.085 & 0.433 & 0.002 & 0.009 & 69.118 & 19.879 \\ 7.631 & 2.795 & 0.45 & 0.031 & 0.011 & 69.409 & 19.623 \end{pmatrix}$

$\text{CO}_2 \quad \text{CO} \quad \text{O}_2 \quad \text{NO} \quad \text{HC} \quad \text{N}_2 \quad \text{H}_2\text{O}$

Fração Molar dos gases de escape:

$$\text{XCOO} := \begin{pmatrix} \text{PEU}_{0,0} \cdot 0.01 \\ \text{PEU}_{1,0} \cdot 0.01 \end{pmatrix} \quad \text{XCO} := \begin{pmatrix} \text{PEU}_{0,1} \cdot 0.01 \\ \text{PEU}_{1,1} \cdot 0.01 \end{pmatrix} \quad \text{XN} := \begin{pmatrix} \text{PEU}_{0,5} \cdot 0.01 \\ \text{PEU}_{1,5} \cdot 0.01 \end{pmatrix}$$

$$\text{XHHO} := \begin{pmatrix} \text{PEU}_{0,6} \cdot 0.01 \\ \text{PEU}_{1,6} \cdot 0.01 \end{pmatrix} \quad \text{XHC} := \begin{pmatrix} \text{PEU}_{0,4} \cdot 0.01 \\ \text{PEU}_{1,4} \cdot 0.01 \end{pmatrix}$$

$$\text{XOO} := \begin{pmatrix} \text{PEU}_{0,2} \cdot 0.01 \\ \text{PEU}_{1,2} \cdot 0.01 \end{pmatrix} \quad \text{XNO} := \begin{pmatrix} \text{PEU}_{0,3} \cdot 0.01 \\ \text{PEU}_{1,3} \cdot 0.01 \end{pmatrix}$$

Massas Molares:

$$\text{MP} := \begin{pmatrix} 44.010 \\ 28.01 \\ 31.999 \\ 30.006 \\ 16 \\ 28.013 \\ 18.015 \end{pmatrix} \quad \begin{matrix} \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{O}_2 \\ \text{NO} \\ \text{CH}_4 \\ \text{N}_2 \\ \text{H}_2\text{O} \end{matrix}$$

Constantes para o cálculo do Cp dos componentes dos gases de exaustão em função da temperatura:

$$P := \begin{pmatrix} 22.6 & 5.981 \cdot 10^{-2} & 3.501 \cdot 10^{-5} & 7.469 \cdot 10^{-9} \\ 28.16 & 0.1675 \cdot 10^{-2} & 0.5372 \cdot 10^{-5} & 2.222 \cdot 10^{-9} \\ 25.48 & 1.520 \cdot 10^{-2} & 0.7155 \cdot 10^{-5} & 1.312 \cdot 10^{-9} \\ 29.34 & -0.0938510 \cdot 10^{-2} & 0.974710 \cdot 10^{-5} & -4.187 \cdot 10^{-9} \\ 19.89 & 5.025 \cdot 10^{-2} & 1.269 \cdot 10^{-5} & 11.01 \cdot 10^{-9} \\ 28.9 & -0.1571 \cdot 10^{-2} & 0.8081 \cdot 10^{-5} & 2.873 \cdot 10^{-9} \\ 32.24 & 0.1923 \cdot 10^{-2} & 1.005 \cdot 10^{-5} & 3.595 \cdot 10^{-9} \end{pmatrix} \begin{matrix} \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{O}_2 \\ \text{NO} \\ \text{CH}_4 \\ \text{N}_2 \end{matrix}$$

Cálculo da vazão mássica dos gases de escape:

Vazão mássica de combustível

Fator lambda

Relação ar/GN ideal

$$mc := \begin{pmatrix} 0.002388 \\ 0.002583 \\ 0.002679 \end{pmatrix} \begin{matrix} 130\text{cv} \\ 145\text{cv} \\ 153\text{cv} \end{matrix} \quad \lambda := \begin{pmatrix} 0.89 \\ 0.91 \\ 0.91 \end{pmatrix} \begin{matrix} 130\text{cv} \\ 145\text{cv} \\ 153\text{cv} \end{matrix} \quad \text{Mart} := 16$$

Vazão mássica de ar

Vazão mássica dos gases de escape

$$\text{mar} := \begin{pmatrix} \lambda_{0,0} \cdot mc_{0,0} \cdot \text{Mart} \\ \lambda_{1,0} \cdot mc_{1,0} \cdot \text{Mart} \\ \lambda_{2,0} \cdot mc_{1,0} \cdot \text{Mart} \end{pmatrix} \quad \text{mar} = \begin{pmatrix} 0.034 \\ 0.038 \\ 0.038 \end{pmatrix} \quad \text{mes} := \begin{pmatrix} mc_{0,0} + \text{mar}_{0,0} \\ mc_{1,0} + \text{mar}_{1,0} \\ mc_{2,0} + \text{mar}_{2,0} \end{pmatrix} \quad \text{mes} = \begin{pmatrix} 0.0363931 \\ 0.0401915 \\ 0.0402875 \end{pmatrix}$$

Usando a equação desenvolvida por Ferraz (2014) para o cálculo da temperatura dos gases de exaustão no trocador de calor:

Given

$$\frac{22.281273}{\text{mes}_{2,0}} = \frac{XCOO_{1,0}}{MP_0} \int_{853.15}^{TE} (P_{0,0} + P_{0,1} \cdot T + P_{0,2} \cdot T^2 + P_{0,3} \cdot T^3) dT + \frac{XCO_{1,0}}{MP_1} \left[\int_{853.15}^{TE} (P_{1,0} + P_{1,1} \cdot T + P_{1,2} \cdot T^2 + P_{1,3} \cdot T^3) dT \right]$$

$$+ \frac{XOO_{1,0}}{MP_2} \int_{853.15}^{TE} (P_{2,0} + P_{2,1} \cdot T + P_{2,2} \cdot T^2 + P_{2,3} \cdot T^3) dT + \frac{XNO_{1,0}}{MP_3} \int_{853.15}^{TE} (P_{3,0} + P_{3,1} \cdot T + P_{3,2} \cdot T^2 + P_{3,3} \cdot T^3) dT$$

$$+ \frac{XHC_{1,0}}{MP_4} \left[\int_{853.15}^{TE} (P_{4,0} + P_{4,1} \cdot T + P_{4,2} \cdot T^2 + P_{4,3} \cdot T^3) dT \right] \dots$$

$$+ \frac{XN_{1,0}}{MP_5} \int_{853.15}^{TE} (P_{5,0} + P_{5,1} \cdot T + P_{5,2} \cdot T^2 + P_{5,3} \cdot T^3) dT + \frac{XHHO_{1,0}}{MP_6} \int_{853.15}^{TE} (P_{6,0} + P_{6,1} \cdot T + P_{6,2} \cdot T^2 + P_{6,3} \cdot T^3) dT$$

$$\text{Find}(TE) \rightarrow (1169.0011018490709496 \quad -5343.2753437145843627$$

$$88.339970665445328084 + 2899.2211392246191888i$$

$$88.339970665445328084 - 2899.2211392246191888i$$

$$\underline{TE_{153}} := (1169.001 - 273.15) \text{ } ^\circ\text{C} = 895.851 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Given

$$\frac{20.754859}{\text{mes}_{1,0}} = \frac{XCOO_{0,0}}{MP_0} \int_{849.15}^{TE} (P_{0,0} + P_{0,1} \cdot T + P_{0,2} \cdot T^2 + P_{0,3} \cdot T^3) dT + \frac{XCO_{0,0}}{MP_1} \left[\int_{849.15}^{TE} (P_{1,0} + P_{1,1} \cdot T + P_{1,2} \cdot T^2 + P_{1,3} \cdot T^3) dT \right] \dots$$

$$+ \frac{XOO_{0,0}}{MP_2} \int_{849.15}^{TE} (P_{2,0} + P_{2,1} \cdot T + P_{2,2} \cdot T^2 + P_{2,3} \cdot T^3) dT + \frac{XNO_{0,0}}{MP_3} \int_{849.15}^{TE} (P_{3,0} + P_{3,1} \cdot T + P_{3,2} \cdot T^2 + P_{3,3} \cdot T^3) dT \dots$$

$$+ \frac{XHC_{0,0}}{MP_4} \left[\int_{849.15}^{TE} (P_{4,0} + P_{4,1} \cdot T + P_{4,2} \cdot T^2 + P_{4,3} \cdot T^3) dT \right] \dots$$

$$+ \frac{XN_{0,0}}{MP_5} \int_{849.15}^{TE} (P_{5,0} + P_{5,1} \cdot T + P_{5,2} \cdot T^2 + P_{5,3} \cdot T^3) dT + \frac{XHHO_{0,0}}{MP_6} \int_{849.15}^{TE} (P_{6,0} + P_{6,1} \cdot T + P_{6,2} \cdot T^2 + P_{6,3} \cdot T^3) dT$$

$$\text{Find}(TE) \rightarrow (1146.770413586980489 \quad -5336.7411697332105574 \quad 100.99531081618878221 + 2890.1102793995958734i \quad 100.99531081618878221 - 2890.1102793995958734i)$$

$$\underline{TE_{145}} := 1146.7704 - 273.15 = 873.62 \quad TE(145) = 873.62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo do calor específico

145 cv

$$\underline{T} := 873.62 + 273.15$$

$$\begin{aligned}
\text{Caloresp} := & \frac{XCOO_{0,0}}{MP_0} \cdot (P_{0,0} + P_{0,1} \cdot T + P_{0,2} \cdot T^2 + P_{0,3} \cdot T^3) + \frac{XCO_{0,0}}{MP_1} \cdot (P_{1,0} + P_{1,1} \cdot T + P_{1,2} \cdot T^2 + P_{1,3} \cdot T^3) \dots \\
& + \frac{XOO_{0,0}}{MP_2} \cdot (P_{2,0} + P_{2,1} \cdot T + P_{2,2} \cdot T^2 + P_{2,3} \cdot T^3) + \frac{XNO_{0,0}}{MP_3} \cdot (P_{3,0} + P_{3,1} \cdot T + P_{3,2} \cdot T^2 + P_{3,3} \cdot T^3) \dots \\
& + \frac{XHC_{0,0}}{MP_4} \cdot (P_{4,0} + P_{4,1} \cdot T + P_{4,2} \cdot T^2 + P_{4,3} \cdot T^3) \dots \\
& + \frac{XN_{0,0}}{MP_5} \cdot (P_{5,0} + P_{5,1} \cdot T + P_{5,2} \cdot T^2 + P_{5,3} \cdot T^3) + \frac{XHHO_{0,0}}{MP_6} \cdot (P_{6,0} + P_{6,1} \cdot T + P_{6,2} \cdot T^2 + P_{6,3} \cdot T^3)
\end{aligned}$$

$$\text{Caloresp} = 1.928 \quad \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

153 cv

$$T := 895.851 + 273.15$$

$$\begin{aligned}
\text{Calorespp} := & \frac{XCOO_{1,0}}{MP_0} \cdot (P_{0,0} + P_{0,1} \cdot T + P_{0,2} \cdot T^2 + P_{0,3} \cdot T^3) + \frac{XCO_{1,0}}{MP_1} \cdot (P_{1,0} + P_{1,1} \cdot T + P_{1,2} \cdot T^2 + P_{1,3} \cdot T^3) \dots \\
& + \frac{XOO_{1,0}}{MP_2} \cdot (P_{2,0} + P_{2,1} \cdot T + P_{2,2} \cdot T^2 + P_{2,3} \cdot T^3) + \frac{XNO_{1,0}}{MP_3} \cdot (P_{3,0} + P_{3,1} \cdot T + P_{3,2} \cdot T^2 + P_{3,3} \cdot T^3) \dots \\
& + \frac{XHC_{1,0}}{MP_4} \cdot (P_{4,0} + P_{4,1} \cdot T + P_{4,2} \cdot T^2 + P_{4,3} \cdot T^3) \dots \\
& + \frac{XN_{1,0}}{MP_5} \cdot (P_{5,0} + P_{5,1} \cdot T + P_{5,2} \cdot T^2 + P_{5,3} \cdot T^3) + \frac{XHHO_{1,0}}{MP_6} \cdot (P_{6,0} + P_{6,1} \cdot T + P_{6,2} \cdot T^2 + P_{6,3} \cdot T^3)
\end{aligned}$$

$$\text{Calorespp} = 1.95957$$

Cálculo da efetividade ε :

$$\min(\text{Caloresp} \cdot \text{mes}_{1,0}, \text{Ma} \cdot \text{Ce}) = 77.47 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$\min(\text{Calorespp} \cdot \text{mes}_{2,0}, \text{Ma} \cdot \text{Ce}) = 78.946 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$\varepsilon_{153} := \frac{22281.273}{78.946 \cdot (895.851 - 58)}$$

$$\varepsilon_{145} := \frac{20754.859}{77.47 \cdot (873.62 - 62)}$$

$$\varepsilon_{153} = 0.336855$$

$$\varepsilon_{145} = 0.3300909$$