

RAMON EDUARDO PEREIRA SILVA

UTILIZAÇÃO DE BIODIESEL ANIMAL EM TURBINAS A
GÁS

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Jr

Co-orientador: Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava

Guaratinguetá

2009

Silva, Ramon Eduardo Pereira

S586u Utilização de biodiesel animal em turbinas a gás / Ramon Eduardo Pereira Silva. – Guaratinguetá : [s.n.], 2009
154 f. : il.

Bibliografia: f. 134

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2009

Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior

Co-orientador: Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava

1. Turbina a gás 2. Biodiesel I. Título

CDU 621.438

UNESP  UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia do Campus de
Guaratinguetá

"UTILIZAÇÃO DE BIODIESEL EM TURBINAS A GÁS"

RAMÓN EDUARDO PEREIRA SILVA

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Jr.
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. JOÃO ANDRADE DE CARVALHO JR
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Dr. PEDRO TEIXEIRA LACAVAL
Co-orientador/ITA

Prof. Dr. PETRÔNIO MASANOBU TANISHO
UNESP-FEG

Prof. Dr. LUIZ DARÉ NETO
UNESP-FEB

Março de 2009

DADOS CURRICULARES

RAMÓN EDUARDO PEREIRA SILVA

NASCIMENTO	31.08.1972 – CÁSSIA / MG
FILIAÇÃO	Ramón Silva Inês Divina Pereira Silva
1991/1999	Curso de Graduação Faculdade de Engenharia de Bauru – FEB/UNESP
2000/2002	Engenheiro. DURATEX Comercial e Exportadora.
2002/2009	Engenheiro de manutenção aeronáutica. Empresa Brasileira de Aeronáutica – EMBRAER
2005/2009	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

Ao meu pai Ramón e à minha avó Maria.

AGRADECIMENTOS

À Laura pelo carinho, apoio, paciência e principalmente pela cumplicidade durante todo esse percurso.

À Prof^ª. Msc Maria Izabel Pereira Gonçalves e ao Prof. Msc Donizetti Pereira, meus tios “unespianos”, pelo exemplo.

A Inês, minha mãe pela força, sempre.

Ao meu pai Ramón pela sensibilidade, de onde quer que esteja vendo o resultado deste trabalho.

Ao Prof. Dr. João Carvalho de Andrade Jr pela confiança e pela coragem em me aceitar como orientado neste trabalho.

Ao Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava, tanto pela orientação quanto pelo companheirismo nessa empreitada.

À Prof^ª. Dra Cristiane Aparecida Martins pelas orientações informais de grande importância nesse trabalho.

Ao companheiro de ensaios Carlos Guedes Neto e funcionários do laboratório Feng: Vítinho, Andresa e Marcelo.

Ao Heitor Mariano Gobbi Barbosa da Fertibom pelo espírito científico, por acreditar nesse trabalho.

Ao Prof. Dr. Alcides Padilha e ao Prof. Dr. Luiz Daré Neto pela confiança e pela disponibilidade em participar da banca.

Aos “borracheiros” que sempre acompanharam com interesse esse trabalho.

Ao Sílvio Furukawa, Ricardo Mariotti Flora, Cláudio Luiz Castro Silva e Ana Paula Santilli, que me apoiaram desde o início dessa jornada.

Ao amigo David Cardoso Marques pelas longas conversas sobre motores e aeronáutica.

Aos companheiros de Dutra: Gustavo Henrique Rosseti Geroto, Sérgio Ricardo de Mattos e Alexandre Magno Cili.

Este trabalho contou com apoio das seguintes entidades:

- ITA – Instituto Tecnológico de Aeronáutica
- CNPq – Conselho Nacional de Pesquisa e Tecnologia
- FERTIBOM Indústrias Ltda.

“Tudo é loucura ou sonho no começo.
Nada do que o homem fez no mundo teve
início de outra maneira, mas já tantos sonhos
se realizaram que não temos o direito de
duvidar de nenhum”

Monteiro Lobato

SILVA, R. E. P. **Utilização de biodiesel animal em turbinas a gás.** 2009. 154 f. Dissertação (Mestrado Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.

RESUMO

Estudos têm sido realizados em relação à utilização de biodiesel em motores alternativos de ciclo Diesel, porém pouco material é encontrado quando se utiliza este combustível em turbinas a gás. Este trabalho analisou os parâmetros de desempenho e emissões de poluentes para várias misturas de biodiesel/querosene de aviação em um turboeixo Rover 1/S60. Os testes mostraram que não houve alterações significativas na operação do turboeixo. O estudo mostrou, também, que houve decréscimo de eficiência térmica e aumento de consumo de combustível com a utilização de misturas mais ricas em biodiesel. As emissões de poluentes também decresceram com o aumento de teor de biodiesel na mistura.

PALAVRAS-CHAVE: biodiesel, turbinas a gás, emissões de poluentes.

SILVA, R. E. P. **Animal biodiesel application in gas turbines**. 2009. 154 f. Dissertation (Master Degree in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.

ABSTRACT

Several tests have been performed comparing diesel and several kinds of esthers (biodiesel), most in reciprocating engines but also in micro-gas-turbines. This work studies a stationary turboshaft Rover 1/S60 performance and pollution emissions in the utilization of several blends of aviation kerosene and biodiesel. The tests also show that no significative changes occurred in turboshaft operation. This study also shows an increase of fuel consumption and a decrease in thermal efficiency and a decrease of pollutant species emission as the higher biodiesel proportion at blends are used at turboshaft operation.

KEYWORDS: biodiesel, gas turbines, pollution emissions.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - Ciclo Brayton.....	04
FIGURA 2.2 – Exemplos de motores aeronáuticos.....	07
FIGURA 2.3 – Esquema de uma turbina a gás utilizada para geração de energia.....	07
FIGURA 2.4 - Configuração básica de uma câmara de combustão	13
FIGURA 2.5 – Configurações de câmaras de combustão	14
FIGURA 2.6 – Disposições possíveis de câmaras de combustão.....	15
FIGURA 2.7 - Combustão real em turbinas a gás	18
FIGURA 2.8 – Variação da temperatura média da superfície da terra.....	19
FIGURA 2.9 – Formação de contrails e cirrus através da emissão de vapor d'água de exaustão	20
FIGURA 2.10 – Ciclo ICAO de decolagem/aterrissagem	26
FIGURA 2.11 – Distribuição de veículos de acordo com o combustível utilizado.....	29
FIGURA 2.12 –Reação de transesterificação	38
FIGURA 2.13 – Emissões de HC e NOx para o combustível NOPEC	41
FIGURA 3.1 – Turboeixo Rover 1/S60.....	45
FIGURA 3.2 – Turboeixo Rover 1/S60, compressor/câmara de combustão/turbina.....	46
FIGURA 3.3 – Diagrama esquemático do turboeixo adaptado	47
FIGURA 3.4 – Painel de controle do turboeixo adaptado	47
FIGURA 3.5 – Esquema do dispositivo para calibração do rotâmetro	48
FIGURA 3.6 – Variação da massa específica das misturas.....	50
FIGURA 3.7 – Localização dos pontos de coleta de gases	52
FIGURA 3.8 – Preparação das misturas	57
FIGURA 3.9 – Célula de carga e volante do dinamômetro	64
FIGURA 3.10 – Engrenagem e sensor de rotação	65

FIGURA 3.11 – Plenum para tomada de pressão estática na entrada do compressor	65
FIGURA 3.12 – Rotâmetro Omel tipo T	66
FIGURA 3.13 – Barômetro e termômetro de precisão	67
FIGURA 3.14 – Analisador de gases GreenLine 8000	68
FIGURA 3.15 – Tela do programa GasConfig	68
FIGURA 3.16 – Tela do programa DBGas 2004	69
FIGURA 3.17 – Sonda de coleta de dados de emissões	70
FIGURA 3.18 – Variação do PCI por mistura.....	75
FIGURA 3.19 – Indicação de ITT no EICAS de uma aeronave EMB-170	76
FIGURA 4.1 – Vazão mássica de ar – 2300 rpm	84
FIGURA 4.2 – Vazão mássica de ar – 2600 rpm	84
FIGURA 4.3 – Vazão mássica de ar – 3000 rpm	85
FIGURA 4.4 – Variação de temperatura ambiente entre os testes	86
FIGURA 4.5 – Variação de pressão ambiente entre os testes	86
FIGURA 4.6 – Temperatura de entrada de ar -2300 rpm	87
FIGURA 4.7 – Temperatura de entrada de ar -2600 rpm	87
FIGURA 4.8 – Temperatura de entrada de ar -3000 rpm	88
FIGURA 4.9 – Diferencial de pressão na entrada de ar -2300 rpm.....	89
FIGURA 4.10 – Diferencial de pressão na entrada de ar -2600 rpm.....	89
FIGURA 4.11 – Diferencial de pressão na entrada de ar -3000 rpm.....	90
FIGURA 4.12 – Massa específica do ar de entrada - 2300 rpm.....	91
FIGURA 4.13 – Massa específica do ar de entrada - 2600 rpm.....	92
FIGURA 4.14 – Massa específica do ar de entrada - 3000 rpm.....	92
FIGURA 4.15 – Vazão volumétrica de ar - 2300 rpm.....	93
FIGURA 4.16 – Vazão volumétrica de ar - 2600 rpm.....	93
FIGURA 4.17 – Vazão volumétrica de ar - 3000 rpm.....	94
FIGURA 4.18 – Vazão de combustível - 2300 rpm	95
FIGURA 4.19 – Vazão de combustível - 2600 rpm	95
FIGURA 4.20 – Vazão de combustível - 3000 rpm	96

FIGURA 4.21 – Vazão de combustível corrigida - 2300 rpm.....	99
FIGURA 4.22 – Vazão de combustível corrigida - 2600 rpm.....	99
FIGURA 4.23 – Vazão de combustível corrigida - 3000 rpm.....	100
FIGURA 4.24 – Razão ar/combustível - 2300 rpm.	101
FIGURA 4.25 – Razão ar/combustível - 2600 rpm.	101
FIGURA 4.26 – Razão ar/combustível - 3000 rpm.	102
FIGURA 4.27 – Potência térmica corrigida - 2300 rpm.....	103
FIGURA 4.28 – Potência térmica corrigida - 2600 rpm.....	104
FIGURA 4.29 – Potência térmica corrigida - 3000 rpm.....	104
FIGURA 4.30 – Ganho de temperatura - 2300 rpm	105
FIGURA 4.31 – Ganho de temperatura - 2600 rpm	106
FIGURA 4.32 – Ganho de temperatura - 3000 rpm	106
FIGURA 4.33 – Eficiência térmica - 2300 rpm	107
FIGURA 4.34 – Eficiência térmica - 2600 rpm	107
FIGURA 4.35 – Eficiência térmica - 3000 rpm	108
FIGURA 4.36 – Consumo específico de combustível - 2300 rpm.....	109
FIGURA 4.37 – Consumo específico de combustível - 2600 rpm.....	109
FIGURA 4.38 – Consumo específico de combustível - 3000 rpm.....	110
FIGURA 4.39 – Concentração volumétrica de oxigênio nos gases de exaustão -2300 rpm.....	111
FIGURA 4.40 – Concentração volumétrica de oxigênio nos gases de exaustão -2600 rpm.....	111
FIGURA 4.41 – Concentração volumétrica de oxigênio nos gases de exaustão -3000 rpm.....	112
FIGURA 4.42 – Fator de emissão de dióxido de carbono - 2300 rpm.....	113
FIGURA 4.43 – Fator de emissão de dióxido de carbono - 2600 rpm.....	114
FIGURA 4.44 – Fator de emissão de dióxido de carbono - 3000 rpm.....	114
FIGURA 4.45 – Emissão específica de dióxido de carbono - 2300 rpm	116
FIGURA 4.46 – Emissão específica de dióxido de carbono - 2600 rpm	117
FIGURA 4.47 – Emissão específica de dióxido de carbono - 3000 rpm	117

FIGURA 4.48 – Fator de emissão de monóxido de carbono - 2300 rpm.....	118
FIGURA 4.49 – Fator de emissão de monóxido de carbono - 2600 rpm.....	118
FIGURA 4.50 – Fator de emissão de monóxido de carbono - 3000 rpm.....	119
FIGURA 4.51 – Emissão específica de monóxido de carbono - 2300 rpm	120
FIGURA 4.52 – Emissão específica de monóxido de carbono - 2600 rpm	120
FIGURA 4.53 – Emissão específica de monóxido de carbono - 3000 rpm	121
FIGURA 4.54 – Fator de emissão de óxidos nitrogenados - 2300 rpm	122
FIGURA 4.55 – Fator de emissão de óxidos nitrogenados - 2600 rpm	122
FIGURA 4.56 – Fator de emissão de óxidos nitrogenados - 3000 rpm	123
FIGURA 4.57 – Temperatura de saída da turbina - 2300 rpm	124
FIGURA 4.58 – Temperatura de saída da turbina - 2600 rpm	124
FIGURA 4.59 – Temperatura de saída da turbina - 3000 rpm	125
FIGURA 4.60 – Emissão específica de óxidos nitrogenados - 2300 rpm.....	126
FIGURA 4.61 – Emissão específica de óxidos nitrogenados - 2600 rpm.....	127
FIGURA 4.62 – Emissão específica de óxidos nitrogenados - 3000 rpm.....	127
FIGURA 4.63 – Resíduos no injetor de combustível.	129

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 – Efeitos e sintomas da exposição ao monóxido de carbono.....	21
TABELA 2.2 – Emissões regulamentadas pela ICAO	26
TABELA 2.3 – Cenários propostos por PARENTE (2003).....	35
TABELA 2.4 – Composição de óleos e gorduras.....	38
TABELA 3.1 – Pontos de medição para calibração do rotâmetro.....	49
TABELA 3.2 – Massa específica das misturas.....	50
TABELA 3.3 – Coeficientes “a” e “b” para correção de vazão do rotâmetro ...	51
TABELA 3.4 – Condições de operação para coleta de dados para determinação do erro padrão em relação à posição da sonda	53
TABELA 3.5 – Erro padrão em relação a distribuição espacial.....	53
TABELA 3.6 – Condições de operação para coleta de dados para determinação do erro padrão em relação ao intervalo de coleta de dados.....	54
TABELA 3.7 – Erro padrão em relação a distribuição temporal	54
TABELA 3.8 – Erros no analisador de gases	55
TABELA 3.9 – Erros totais em relação à coleta de emissões	55
TABELA 3.10 – Composição adotada para o biodiesel.....	56
TABELA 3.11 – Denominação das misturas em relação a porcentagem de biodiesel em volume nas misturas e a proporção em massa para as misturas....	57
TABELA 3.12 – Composição do combustível	58
TABELA 3.13 – Coeficientes da reação de combustão estequiométrica.....	59
TABELA 3.14 – Composição em massa para a reação de combustão estequiométrica	59
TABELA 3.15 – Fatores de emissão teóricos de produtos para reação de combustão estequiométrica.....	60
TABELA 3.16 – Razão ar/combustível estequiométrica para as misturas.....	60
TABELA 3.17 – Pontos aproximados para coleta de dados.....	61
TABELA 3.18 – Erros nos instrumentos	70
TABELA 3.19 – Parâmetros de análise do analisador de gases GL8000	71

TABELA 3.20 – Parâmetros para correção da vazão de ar	73
TABELA 3.21 – PCI por mistura	75
TABELA 3.22 – Peso molecular do combustível.....	78
TABELA 4.1 – Proporção de carbono em massa por mistura.....	115

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	01
1.1 POSICIONAMENTO DO PROBLEMA	01
1.2 OBJETIVO	03
1.3 CONTEÚDO	03
2 REVISÃO DE LITERATURA	04
2.1 CICLO TERMODINÂMICO DE TURBINAS A GÁS	04
2.2 MOTORES AERONÁUTICOS	05
2.3 GERAÇÃO DE ENERGIA	06
2.4 COMBUSTÃO EM TURBINAS A GÁS	11
2.5 EMISSÕES	16
2.6 EXPERIÊNCIA BRASILEIRA EM BIOCOMBUSTÍVEIS	28
2.7 PROCESSO DE TRANSESTERIFICAÇÃO	36
2.8 VANTAGENS DA UTILIZAÇÃO DO BIODIESEL	38
2.9 COMBUSTÃO DO BIODIESEL	39
2.10 ESTUDOS DE BIODIESEL EM TURBINAS A GAS	40
3 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO	45
3.1 INTRODUÇÃO AO EXPERIMENTO	45
3.2 PREPARAÇÃO DO EXPERIMENTO	46
3.3 DETERMINAÇÃO DOS ERROS	51
3.4 PREPARAÇÃO DAS MISTURAS	56
3.5 COMBUSTÃO DAS MISTURAS	58
3.6 PROCEDIMENTO DO EXPERIMENTO	61
3.7 COLETA DOS DADOS	64
3.8 TRATAMENTO DOS DADOS	71
4 ANÁLISE DOS DADOS	83
4.1 MEDIDAS DE VAZÃO	84
4.2 PARÂMETROS DE DESEMPENHO	103
4.3 EMISSÕES	111
4.4 OPERAÇÃO DO TURBOEIXO	128
4.5 RESÍDUOS	128
5 CONCLUSÕES	130
6 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	134
APÊNDICE A – DADOS COLETADOS	142
APÊNDICE B – CURVAS DE DETERMINAÇÃO DE VAZAO DE AR	145

APÊNDICE C – CURVAS DE CALIBRAÇÃO DO ROTÂMETRO	147
APÊNDICE D – AMOSTRAGEM PARA DETERMINAÇÃO DOS ERROS	151
ANEXO A – ANÁLISE DO BIODIESEL	

1. INTRODUÇÃO

1.1 POSICIONAMENTO DO PROBLEMA

Desde o início da crise do petróleo no princípio da década de setenta, várias alternativas aos combustíveis fósseis foram estudadas. No Brasil, foram criados os programas Proálcool e Prodiesel (PARENTE, 2003), que objetivaram os estudos da utilização de etanol e biodiesel, respectivamente, em motores alternativos automobilísticos. O programa Prodiesel foi descontinuado em favor do Proálcool, e o país possui hoje uma enorme frota de automóveis movidos a etanol hidratado e já possui tecnologia de motores multcombustíveis.

No final do século passado, o mundo começou a experimentar uma forte preocupação em relação às mudanças climáticas ocorridas no planeta. Uma das mudanças mais perceptíveis foi o aumento da temperatura em todo o planeta. Esse fenômeno, chamado de Aquecimento Global, é causado principalmente pelo acúmulo de dióxido de carbono (CO_2) nas partes mais altas da atmosfera. O CO_2 permite a entrada de energia solar no planeta, porém não permite a saída desta para níveis espaciais, efeito esse chamado de “Efeito Estufa”, vital para a manutenção da temperatura média do planeta e para a manutenção da vida. O excesso de energia que passou a ficar preso na atmosfera ocorre pelo aumento constante da concentração de gases de efeito estufa emitidos desde a revolução industrial.

O ciclo do carbono começa quando os vegetais o capturam da atmosfera, como CO_2 , através do processo de fotossíntese. Os vegetais são transformados em combustíveis e então o carbono é liberado em forma de dióxido e monóxido de carbono para a atmosfera através do processo de combustão. O petróleo é resultado do processo de fossilização de animais e vegetais por milhões de anos, tornando o ciclo do carbono bastante longo, a ponto de não ser possível a recuperação desse carbono capturado há milhões de anos.

No caso de biocombustíveis, o ciclo diminui consideravelmente a ponto de ser concluído no intervalo de duas safras, e o combustível é considerado de emissão nula.

Em meados da década de setenta foi criado no Brasil o programa Prosene, destinado ao estudo da utilização de biocombustível, querosene vegetal, para utilização em motores aeronáuticos ciclo Brayton. Desenvolvido pela Tecbio (UFCE), o querosene vegetal chegou a movimentar um motor PT6, realizando um voo em uma aeronave bimotor EMB-110 Bandeirante de São José dos Campos a Brasília em 1982.

Nos últimos anos, o governo federal percebeu a necessidade de se desenvolver o biodiesel como combustível nacional para utilização na frota nacional e foi estimulada a criação de usinas de biodiesel no país.

A utilização do biodiesel como substituto ao diesel fóssil passou a ser amplamente estudada em motores alternativos e a justificativa desse trabalho é desenvolver material a ser adicionado ao pouco estudo que tem sido realizado no país em relação à utilização deste combustível em turbinas a gás.

O Brasil, além de seu enorme potencial agrícola, possui o terceiro maior fabricante de aeronaves do planeta e procura diversificar sua matriz energética predominantemente hidroelétrica. Espera-se com esse trabalho oferecer mais subsídios à utilização de biocombustíveis em turbinas a gás que podem ser utilizadas tanto para propulsão aeronáutica como para geração de energia termoelétrica.

1.2 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é analisar o desempenho do biodiesel como combustível em turbinas a gás comparado ao querosene de aviação.

Serão comparados os parâmetros termodinâmicos e as emissões dos principais poluentes resultantes do processo de combustão.

1.3 CONTEÚDO

No primeiro capítulo, é apresentada uma introdução ao problema e definido o objetivo do trabalho.

No segundo capítulo, é feita uma revisão bibliográfica, onde são apresentados: a história das turbinas a gás e suas utilizações, características das câmaras de combustão, efeitos ambientais de emissões e seus mecanismos de formação, o processo de transesterificação e combustão de biodiesel, experiência brasileira em biocombustíveis, externalidades esperadas e trabalhos a respeito da utilização de biocombustíveis em turbinas a gás.

No terceiro capítulo, é desenvolvida a modelagem matemática para análise dos dados coletados. São descritas a montagem da bancada, a instrumentação do turboeixo e os erros das medidas.

No quarto capítulo, são apresentados os resultados já trabalhados e é feita uma discussão a respeito desses resultados.

No quinto capítulo são apresentadas as conclusões obtidas no estudo realizado e as recomendações para trabalho futuro.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1 CICLO TERMODINÂMICO DE TURBINAS A GÁS

A primeira demonstração de uma turbina a gás aconteceu na Exibição Nacional Suíça em 1939, sendo que o modelo foi patenteado por John Barber em 1791 (LANE, 2009). De uma maneira básica, uma turbina a gás pode ser representada através de um ciclo Brayton, o qual foi proposto por George Brayton em 1870. Neste tipo de ciclo termodinâmico, um compressor é ligado mecanicamente a uma turbina por um eixo solidário, e as trocas de calor acontecem através de uma fonte quente (Q_H) e uma fonte fria (Q_L). Idealmente, no ciclo fechado o compressor provoca uma compressão adiabática reversível (isoentrópica), na fonte quente há adição de calor a pressão constante, na turbina ocorre uma expansão adiabática reversível (isoentrópica), e na fonte fria há perda de calor a pressão constante. No ciclo aberto a fonte fria é substituída pelo ambiente no qual se encontra o sistema, e os gases eliminados pela turbina não são reaproveitados no compressor. A Figura 2.1 mostra os ciclos Brayton fechado e aberto.

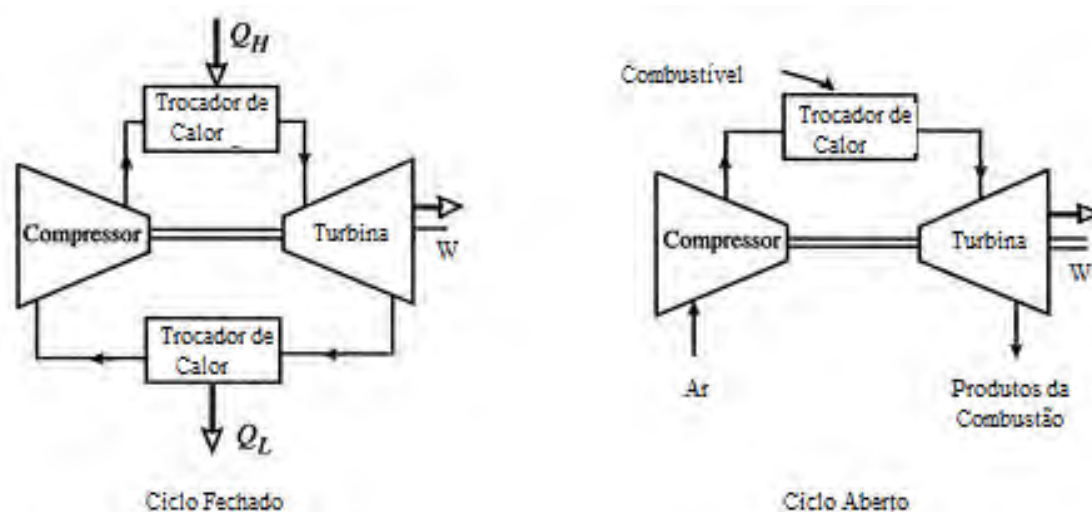


Figura 2.1 - Ciclo Brayton.

De acordo com FLACK (2003), o ciclo Brayton aberto pode ser utilizado

como aproximação para a análise real de uma turbina a gás.

As maiores aplicações das turbinas a gás são propulsão aeronáutica e geração de energia. Para geração de energia são utilizadas turbinas em unidades stand-alone ou em co-geração com plantas de geração de vapor no lado quente da caldeira. Desta maneira os gases de exaustão da turbina servem como fonte de calor para a geração de vapor

2.2 MOTORES AERONÁUTICOS

Os primeiros motores a jato foram desenvolvidos pouco antes ou nos primórdios da Segunda Guerra Mundial. Hans von Ohain desenvolveu na Alemanha a primeira turbina aeronáutica, equipando uma aeronave Heinkel He 178, e voando com sucesso em 27 de agosto de 1939. O combustível utilizado foi gasolina devido ao seu conhecido desempenho em motores a pistão (AIRBP, 2006).

Trabalhando independentemente de von Ohain, na Inglaterra, Frank Whittle equipou uma aeronave Gloster Meteor E28/39 (NASM, 2006). Whittle usou querosene de iluminação como combustível devido à escassez de gasolina provocada pela guerra. O projeto tornou-se o predecessor dos atuais motores utilizados hoje, nos quais o querosene é o combustível mais utilizado para impulsionar frotas tanto comerciais como militares (ARBP, 2006).

Modelando o motor aeronáutico pelo princípio do ciclo Brayton aberto, o ar entra no compressor, onde a pressão é aumentada, dirige-se ao combustor, onde é misturado com o combustível e ignitado e, finalmente, é expandido e realiza trabalho na turbina, sendo os gases retornados ao meio. O compressor e a turbina são ligados pelo mesmo eixo; portanto, o trabalho realizado na turbina é o mesmo recebido pelo compressor.

Nos motores turbojato o excesso de pressão na saída da turbina é encaminhado ao bocal de exaustão onde ganha energia cinética produzindo tração. LACAVA (2006) define o turbojato como “uma turbina a gás na qual não há excesso de potência no eixo da turbina. A potência no eixo da turbina é somente aquela necessária para acionar o compressor e vencer os atritos internos da máquina. A energia disponível nos gases de exaustão é então convertida em energia cinética do jato”.

O motor turbofan é utilizado pela maioria das aeronaves comerciais. Possui um conjunto de pás envolvidas por uma carenagem, conhecido como fan, na região posterior ao compressor. Grande parte do fluxo de ar é desviada da entrada do compressor e direcionada para a parte externa do motor. Esse mecanismo gera maior tração a baixas rotações, além de contribuir para a redução de ruído.

Os motores turbopropulsores são utilizados em aeronaves de pequeno porte e, comparados aos turbojatos, possuem melhor eficiência de propulsão em velocidades inferiores a 500 nós (926 km/h). Assim como o turbojato e o turbofan, consiste de uma turbina a gás, porém há uma caixa de redução de velocidade na ponta do eixo que aciona uma hélice. Motores mais modernos já são equipados com um maior número de hélices de menor diâmetro para melhor eficiência na operação em velocidades mais altas. A Figura 2.2 ilustra os quatro tipos básicos de motores aeronáuticos.

2.3 GERAÇÃO DE ENERGIA

Em uma usina termoeletrica, o principio de modelagem é o mesmo, porém, ao invés de geração de empuxo há geração de energia elétrica, uma vez que o eixo é ligado a um gerador. A Figura 2.3 mostra o esquema de uma turbina a gás para geração de energia.

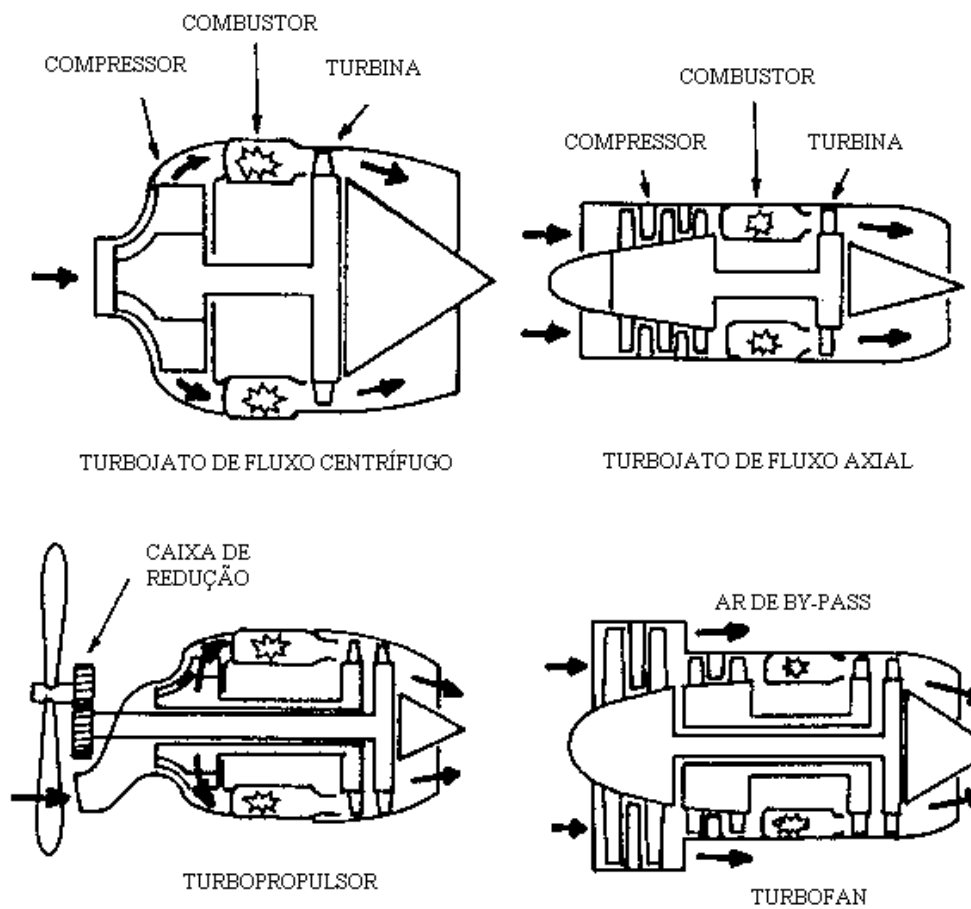


Figura 2.2 – Exemplos de motores aeronáuticos (RAYMER, 1991).

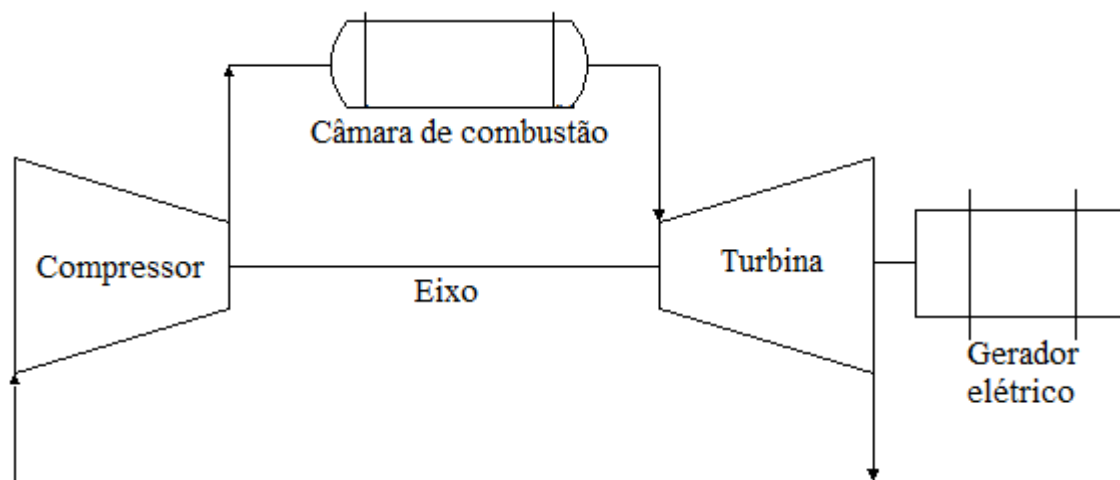


Figura 2.3 – Esquema de uma turbina a gás utilizada para geração de energia.

As turbinas a gás utilizadas para geração de energia são definidas por BOYCE (2006) em cinco categorias conforme se mostra:

- Turbinas a gás de trabalho pesado (Heavy-Duty). São turbinas de grande geração de potência, entre 3MW e 480MW em uma configuração de ciclo simples. Têm eficiências entre 30-46%
- Turbinas aeroderivativas. São turbinas adaptadas de motores aeronáuticos. Os fan são removidos e uma turbina de potência é adaptada a sua saída. Geram potências entre 2,5 MW e 50 MW e eficiências entre 35-45%
- Turbinas industriais. Largamente utilizadas em plantas petroquímicas, geralmente possuem regeneradores ou recuperadores para aumentar sua eficiência. Geram potências entre 2,5MW e 15MW.
- Pequenas turbinas a gás. Normalmente possuem compressor e turbina centrífugas. Geram potências entre 0,5 MW e 2,5 MW e têm eficiências entre 15-25%
- Microturbinas. Possuem potências entre 20 kW e 350 kW e são utilizadas em geração distribuída.

Para geração de energia podem ser utilizados sistemas de cogeração ou de geração distribuída.

2.3.1 Cogeração

Tipicamente, de metade a um terço de toda energia despendida num processo de geração de energia elétrica ou mecânica não é utilizada e é liberada no meio ambiente na forma de energia térmica. O aproveitamento de forma útil dessa

energia térmica, processo conhecido como cogeração, traz basicamente três grandes benefícios. Primeiro, a quantidade de combustível utilizada é reduzida, ocasionando, assim, menores gastos individuais de combustível, uma queda no preço do mesmo devido à diminuição da sua demanda. Segundo, as emissões de carbono e de outros poluentes atmosféricos são diminuídas. Por último, os impactos causados ao meio ambiente devido ao despejo de calor por grandes plantas geradoras diminuem muito (LASSETER ET AL., 2002).

Diferentemente da eletricidade, o calor, normalmente na forma de vapor ou água quente, não pode ser facilmente transportado por grandes distâncias. Essa particularidade obriga as unidades cogedoras a estarem próximas das instalações que utilizam sua energia térmica, o que liga intimamente a cogeração à geração distribuída.

O aproveitamento da energia térmica pode chegar até o ponto no qual, em instalações que utilizam grandes quantidades de energia térmica, o sistema de cogeração seja especificado levando-se em consideração o calor como principal produto e a eletricidade como subproduto. Nesse caso o possível excedente de energia elétrica produzida poderia ser comercializada com a distribuidora de energia.

2.3.2 Geração distribuída

Geração distribuída (GD) é uma forma estratégica de se instalar pequenas unidades geradoras (de poucos kW até algumas dezenas de MW) próximas aos consumidores. Essas unidades geradoras podem ou não estar ligadas à rede de distribuição, e têm como principais vantagens uma maior confiabilidade, um maior aproveitamento da energia gerada através da cogeração ou trigeração (produção simultânea de eletricidade, calor e frio), a redução de perdas no transporte dessa energia até o consumidor e o aproveitamento das diversas fontes de energia

existentes no local de consumo. Diversas tecnologias podem ser usadas em geração distribuída, entre as quais pode-se citar: geração fotovoltaica, geração eólica, geração através de microturbinas, geração através de motores de combustão interna, geração através células combustível, geração através de pequenas centrais hidrelétricas (PCH).

Pequenas unidades de GD podem ter seu potencial melhor aproveitado quando organizadas como micro-redes (MicroGrids). Micro-redes são grupos de cargas e microgerações que operam em conjunto, como se fossem um único sistema provedor de eletricidade e de calor. Para o sistema elétrico a Micro-rede pode ser vista como uma única célula, podendo ser considerada como uma carga única variável despachada conforme a necessidade. Para o consumidor, a Micro-rede pode ser designada para atender os seus principais interesses, como por exemplo alta confiabilidade, redução de perdas, controle de tensão, alta eficiência através do aproveitamento da energia térmica despendida e ininterrupção do fornecimento de energia. De modo a assegurar que a Micro-rede opere como um único sistema, é importante que a maioria de suas gerações sejam baseadas em eletrônica de potência. (LASSETER ET AL., 2002)

Futuramente, as unidades de GD poderão fornecer serviços complementares, o que ainda não é permitido. Esses serviços podem ser mais bem prestados e mais bem controlados caso as unidades de GD estejam agrupadas em Micro-redes. Os serviços ancilares constituem requisitos técnicos essenciais para que o sistema elétrico opere com qualidade e segurança. Como exemplo desses serviços pode-se citar: a) controle de frequência – controle realizado pelas unidades geradoras de modo a limitar e, posteriormente, extinguir a variação de frequência causada pelo desequilíbrio entre carga e geração; b) reserva de potência - a provisão de reserva de potência ativa efetuada pelas unidades geradoras para realizar o controle de frequência; c) reserva de prontidão - é a disponibilidade de unidades geradoras com o objetivo de recompor as reservas de potência; d) suporte de reativos -

fornecimento ou absorção de energia reativa, destinada ao controle de tensão da rede de operação, mantendo-a dentro dos limites de variação estabelecidos; e) auto-restabelecimento (black-start) - a capacidade que tem uma unidade geradora de sair, independentemente de fonte externa, de uma condição de parada total para uma condição de operação. (ANEEL, 2003)

2.4 COMBUSTÃO EM TURBINAS A GÁS

Na câmara de combustão, o ar pressurizado do compressor é misturado ao combustível e ignitado. Após a combustão na câmara os gases queimados seguem em direção à turbina.

LEFEBVRE (1999) define como características necessárias à câmara de combustão:

- Elevada eficiência da combustão, o combustível deve ser completamente oxidado de forma que toda energia química seja liberada na forma de calor;
- Fácil ignição, em solo a baixa temperatura ou em caso de apagamento da chama a elevadas altitudes;
- Limite de estabilidade amplo, de acordo com os regimes de operação do motor;
- Indiferença às pulsações, pressões e outras instabilidades induzidas pela combustão;
- Perda de pressão reduzida;
- Uniformidade de temperatura na saída da câmara de maneira a maximizar a vida útil da turbina;

- Manutenção da combustão unicamente na câmara, sem deslocamento da chama após a saída dos gases;
- Baixa emissão de poluentes (fuligem, CO, hidrocarbonetos não queimados, NO_x, SO₂);
- Dimensionamento compatível ao propósito do motor;
- Baixo custo de projeto, desenvolvimento e manutenção;
- Durabilidade; e
- Capacidade de operar com vários combustíveis.

Para motores aeronáuticos, tamanho e peso são as características mais importantes a ser observadas. Para motores industriais, o tempo de vida e capacidade de operar com vários combustíveis se torna mais importante. Baixo consumo e emissões de poluentes são desejáveis para qualquer tipo de motor (LEFEBVRE, 1999).

Uma câmara de combustão é dividida em três zonas principais: zona primária, zona intermediária e zona de diluição. A Figura 2.4 mostra a configuração básica de uma câmara de combustão.

A zona primária é a região onde o combustível é injetado e a combustão é próxima a estequiométrica. Entre 15 a 20% do fluxo de ar proveniente do compressor é admitido nessa região e é onde ocorre a maior parte da combustão (LACAVA 2006). A função da zona primária é a de ancorar a chama garantindo tempo, temperatura e turbulência suficiente para que a mistura ar/combustível encontre combustão completa (LEFEBVRE, 1999).

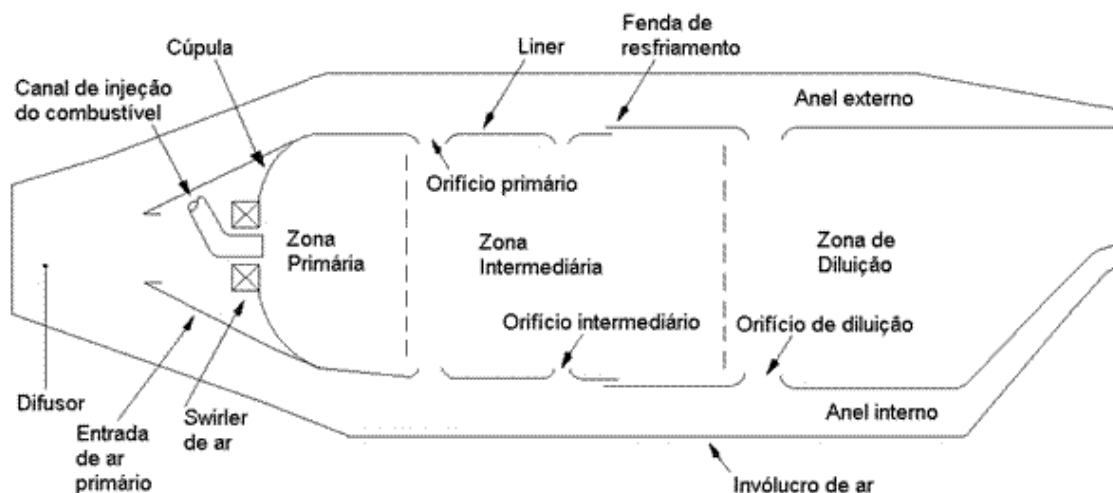


Figura 2.4 - Configuração básica de uma câmara de combustão (LEFEBVRE, 1999).

A zona intermediária segue como uma extensão da zona primária, terminando a combustão que eventualmente chegue incompleta. Recebe aproximadamente 30% do fluxo de ar (LACAVA, 2003). Se na zona primária as temperaturas são superiores a 2000K, reações de dissociação podem resultar em concentrações significantes de CO e H₂ nos gases de saída. Temperaturas intermediárias na zona intermediária evitam o resfriamento rápido do CO e de hidrocarbonetos não queimados.

Na zona de diluição o restante do fluxo de ar saído do compressor é misturado ao ar admitido promovendo um controle de temperatura na entrada da turbina e reduzindo a temperatura dos gases de combustão a valores aceitáveis pelas palhetas da turbina (LEFEBVRE, 1999).

Ainda de acordo com LEFEBVRE (1999), as câmaras de combustão podem ser divididas em três configurações típicas: tubular, anular e tubo-anular. A Figura 2.5 mostra as configurações usuais de câmaras de combustão.

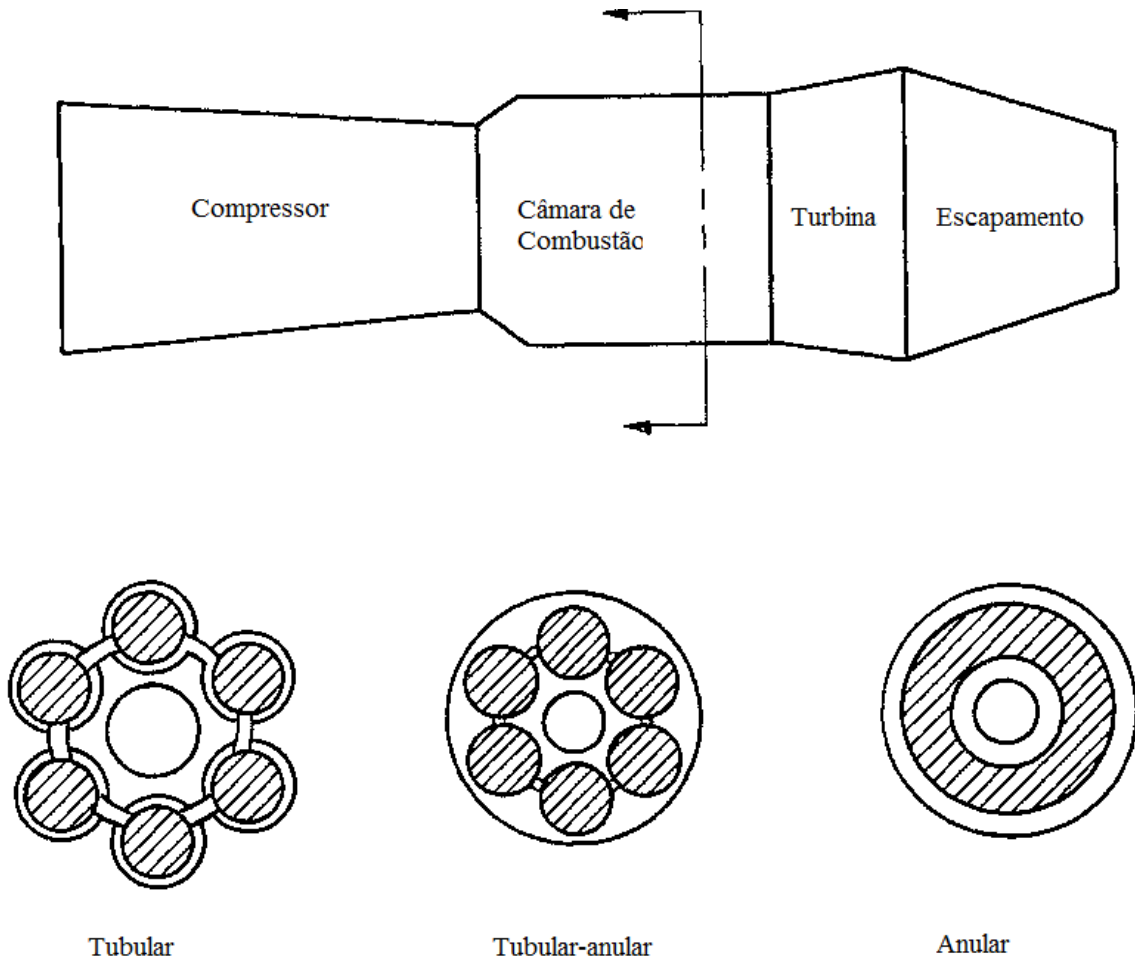


Figura 2.5 – Configurações de câmaras de combustão (LEFEBVRE, 1999).

A configuração tubular consiste em um tubo de chama montado concentricamente a uma camisa cilíndrica. Sua grande vantagem é o fato de ser simples de projetar e construir, porém possui peso e tamanho que a tornam proibitiva para a utilização em aeronaves, porém, a facilidade de acesso e manutenção a torna interessante para a utilização em unidades industriais (LEFEBVRE, 1999; BOYCE, 2006). Este tipo de configuração pode ter o fluxo direto ou reverso. Em grandes unidades industriais normalmente há mais de um injetor para a câmara, geralmente um anel de injeção. Este tipo de configuração permite que o fluxo seja direto ou reverso, sendo que o fluxo reverso é o mais utilizado (BOYCE, 2006)

A câmara de combustão anular é empregada principalmente em motores aeronáuticos em razão de sua menor área frontal (BOYCE, 2006). Consiste de uma estrutura circular de quatro cilindros concêntricos ao eixo de acionamento do motor, os cilindros formam entre si três passagens anulares. As principais características desta configuração são: melhor mistura do ar com o combustível, maior tempo de residência, boa razão entre área interna e fluxo de ar, facilitando o arrefecimento, baixa perda de pressão, menor área frontal, baixa rigidez e manutenção dificultada (necessidade de remoção do motor para desmontagem e inspeção)

A configuração tubular-anular, adequada para compressores axiais, é um arranjo das duas outras combinações combinando suas vantagens. A Figura 2.6 mostra as disposições possíveis para uma câmara de combustão.

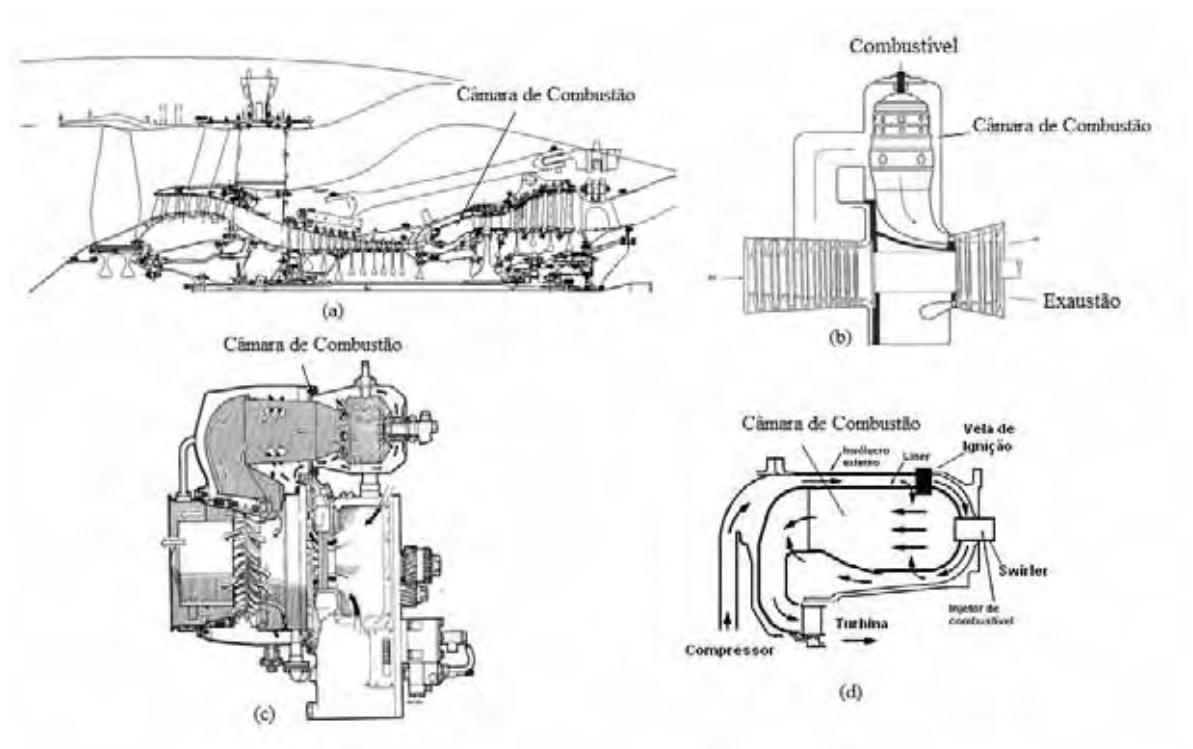


Figura 2.6 – Disposições possíveis de câmaras de combustão

2.5 EMISSÕES

2.5.1 Preocupações climáticas

2.5.1.1 Aquecimento global

O efeito-estufa é a fonte natural de controle da temperatura do planeta. A atmosfera é transparente à entrada de radiação solar, porém devido à presença de gases como o CO₂, CH₄, NO_x e O₃ retém cerca de 65% da radiação refletida no solo. A temperatura média da Terra é de aproximadamente 15°C e sem o mecanismo de efeito-estufa seria próxima à temperatura lunar (-18°C).

Desde a revolução industrial a utilização de combustíveis fósseis provocou e tem provocado um aumento de na concentração de CO₂ na atmosfera anualmente. O CO₂ em conjunto com outros gases como CFCs e CH₄ produz um acréscimo de temperatura na superfície terrestre, o que sido demonstrado pelo aquecimento global nos últimos anos.

2.5.1.2 Deposição ácida

Empregado pela primeira vez em 1952 pelo cientista inglês R.A. Smith, o termo “chuva ácida” é um termo generalista utilizado para designar as deposições ácidas, seca e úmida (EPA-USA, 2007).

A deposição ácida úmida se refere à precipitação de material ácido em forma de chuva, garoa e neve. A água ácida resultante dessa precipitação escoar pelo solo atingindo plantas e animais.

De acordo com as Agências de Proteção Ambiental americana e australiana (EPA-USA, 2007 e EPA-AUSTRALIA, 2004), a chuva ácida ocorre quando as

emissões de SO_2 e NO_x reagem com o vapor presente na atmosfera formando os ácidos sulfúrico (H_2SO_4), nítrico (HNO_2) e nítrico (HNO_3) .

Em áreas onde o clima é seco, os produtos ácidos são incorporados por poeira ou fumaça e através da deposição ácida seca se precipitam em prédios, carros e árvores. Esse material pode ser atingido por chuva e escoar.

2.5.1.3 Smog fotoquímico

O smog, junção entre as palavras em inglês smoke (fumaça) e fog (névoa), fotoquímico é uma névoa marrom avermelhada que aparece nos grandes centros urbanos em dias ensolarados composta de NO_x , O_3 , componentes orgânicos voláteis (VOCs), SO_2 , aerossóis e material particulado. A mistura é resultante da reação entre poluentes atmosféricos sob forte luz solar. O poluente predominante no smog em áreas urbanas é o O_3 ao nível do solo. Os dois poluentes mais importantes na formação do ozônio ao nível do solo são os NO_x e VOCs. (CARVALHO E LACAVA, 2003).

2.5.2 As emissões

As emissões geradas por processos de combustão são os seguintes: dióxido de carbono (CO_2), água (H_2O), óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos não queimados (UHC), monóxido de carbono (CO), óxidos de enxofre (SO_x) e materiais particulados (PM). A Figura 2.7 mostra a combustão real em uma turbina a gás.

2.5.2.1 Dióxido de carbono

O dióxido de carbono é um dos produtos da combustão completa de combustíveis tanto fósseis como orgânicos. Naturalmente, é produzido pela respiração dos seres humanos e animais e decomposição de matéria orgânica

vegetal e animal. É um gás que absorve radiação infra-vermelha.

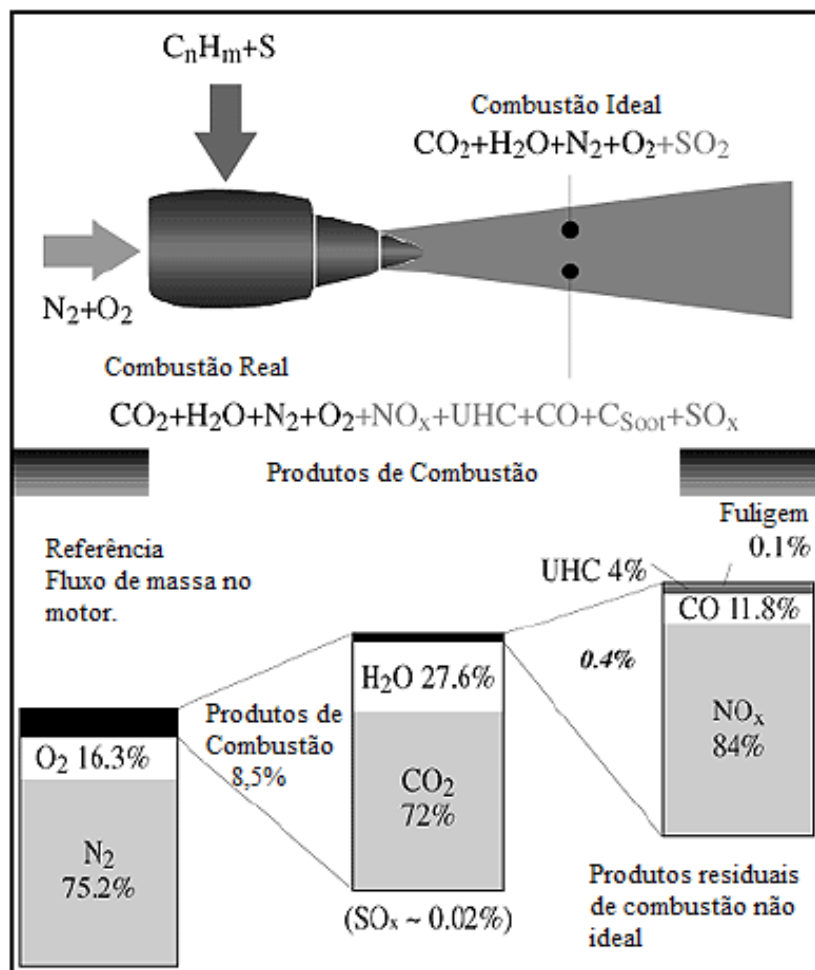


Figura 2.7 - Combustão real em turbinas a gás (RENNER ET AL., 2005).

Pelo ciclo do carbono, o dióxido de carbono gerado é sequestrado pelas florestas e mares pelo processo de fotossíntese.

A crescente industrialização dos países na segunda metade do século passado gerou um aumento da concentração dos gases que são capazes de absorver radiação infravermelha (os gases de efeito-estufa). Este fato gerou índices alarmantes de aquecimento global, sentidos principalmente nas décadas de 80 e 90.

O dióxido de carbono é responsável por cerca de 50% da radiação retida no planeta (CARVALHO E LACAVALA, 2003) e sua concentração duplicou nos últimos 100 anos. A Figura 2.8 mostra a variação da temperatura média da superfície da

terra de 1000 a 2100.

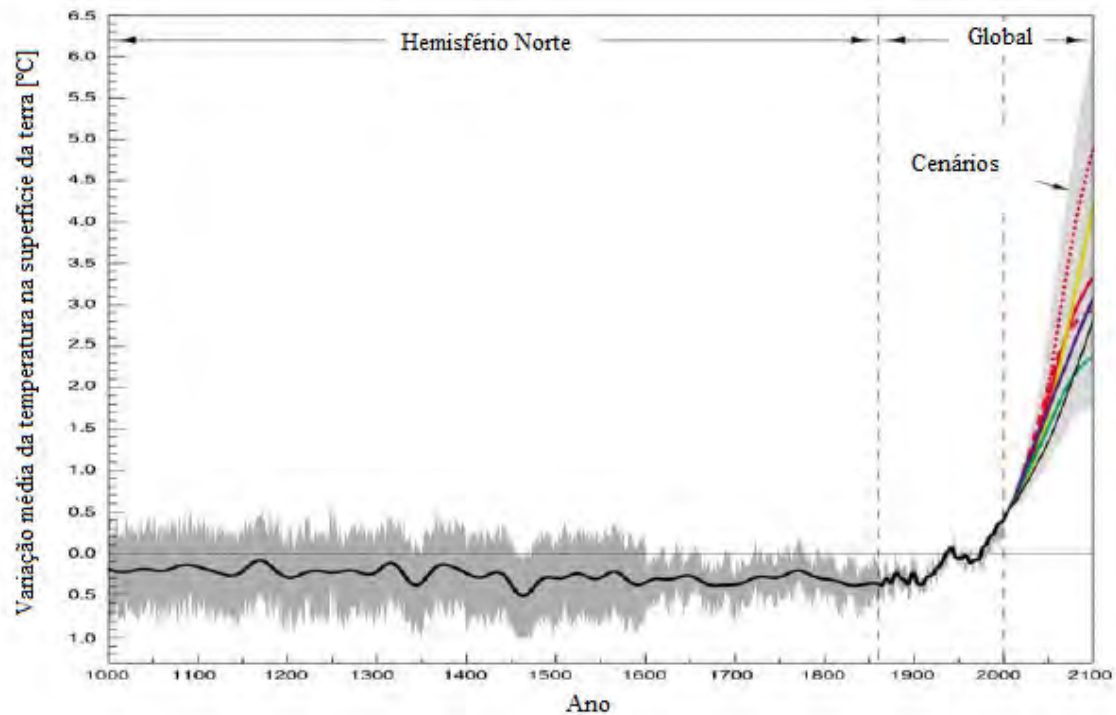


Figura 2.8 – Variação da temperatura média da superfície da terra.(IPCC,2001).

2.5.2.2 Vapor d'água

A condensação do vapor d'água que sai em alta temperatura no escapamento do motor e se mistura com o ar frio ambiente gera a formação de partículas de água na atmosfera na forma de “contrails” (condenser trail).

Em aproximadamente 10 a15% dos casos o ar ambiente já está supersaturado e o “contrail” tende a se espalhar e pode ocasionar a formação de nuvens Cirrus.

Cirrus e contrails refletem parte da radiação solar agindo como arrefecedoras da superfície. Porém há o efeito da absorção e re-emissão da radiação que é refletida pela superfície do planeta provocando o aquecimento da atmosfera. Na média o efeito de aquecimento é maior que o de arrefecimento. A Figura 2.9 mostra o mecanismo de formação de contrails.

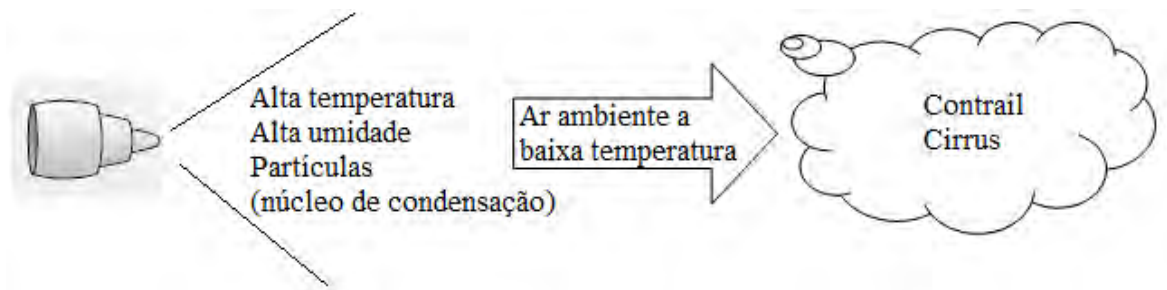


Figura 2.9 – Formação de contrails e cirrus através da emissão de vapor d’água de exaustão (RENNER ET AL. 2005)

2.5.2.3 Monóxido de carbono

O Monóxido de carbono (CO) é um produto intermediário da combustão que possui um potencial energético que pode ser aproveitado através da sua oxidação resultando CO_2 . Uma grande quantidade de CO é gerada na queima de misturas ricas onde a falta de oxigênio impede a segunda oxidação do CO. Em misturas pobres o CO é gerado pela combustão incompleta do combustível. Os principais fatores de geração do CO são (LEFEBVRE 1999):

- Taxa de queima inadequada na zona primaria em razão de razões ar/combustível muito baixas e/ou tempo de residência insuficiente;
- Mistura inadequada de ar e combustível que produzem regiões onde a combustão é muito fraca e outras regiões onde a mistura é muito rica gerando altas concentrações locais de CO;
- Resfriamento dos produtos de pós-chama devido ao contato com o ar de arrefecimento que entra pelo *liner*.

O CO é um gás letal que se deposita nas hemácias, impedindo o transporte de oxigênio provocando rápida sufocação (GIULIANI 2007). CARVALHO E

LACAVA (2003) apresentam, na Tabela 2.1, os efeitos do CO em seres humanos.

Tabela 2.1 – Efeitos e sintomas da exposição ao monóxido de carbono (CARVALHO E LACAVA, 2003).

ppm	Efeitos e sintomas nas pessoas	Tempo
35	Nível permissível de exposição	8 horas
200	Dor de cabeça leve, desconforto	3 horas
400	Dor de cabeça, desconforto	2 horas
600	Dor de cabeça, desconforto	1 hora
1.000-2.000	Confusão, dor de cabeça, náusea	2 horas
1.000-2.000	Tendência a cambalear	1 1/2 hora
1.000-2.000	Palpitação no coração	30 minutos
2.000-2.500	Perda de consciência	30 minutos
4.000	Fatal	Menos de 1 hora

De acordo com ODGERS (1986), em *Idle* (ponto morto) as emissões de CO são correlacionadas tanto com o tamanho das gotas e como com a volatilidade do combustível. LEFEBVRE (2003) explica que o principal efeito do diâmetro médio das gotas nas emissões de CO vem do fato que a necessidade de um maior volume da câmara de combustão utilizado para evaporação do combustível diminui a disponibilidade de espaço para que a reação aconteça em altas temperaturas.

Em misturas pobres, a taxa de oxidação se torna mais lenta devido às baixas temperaturas associadas à razão de equivalência. O aumento da razão de equivalência provoca um aumento na temperatura diminuindo a concentração de CO, porém a temperaturas acima de 1800K a produção de CO por dissociação química do CO₂ passa a ser significativa. O aumento da pressão acelera a taxa de conversão de CO em CO₂ em baixas razões de equivalência e reprime a dissociação química em altas razões de equivalência (LEFEBVRE, 1999).

2.5.2.4 Óxidos de enxofre

Os óxidos de enxofre, designados por SO_x, são gerados pela oxidação do

enxofre presente nos combustíveis fósseis.

O principal óxido é o dióxido de enxofre, SO_2 , que é introduzido na atmosfera por atividades naturais e humanas. A maior fonte não-natural de dióxido de enxofre é a combustão de combustíveis fósseis em processos industriais. Durante a combustão praticamente todo o enxofre contido no combustível se oxida para SO_2 . A concentração resultante do gás nos produtos de combustão é uma função da porcentagem de enxofre contida no combustível e da razão ar/combustível.

As quantidades de enxofre contidas nos combustíveis fósseis mais comuns são: carvão 0,1% a 6%, óleo residual 0,75% a 3%, gasolina aproximadamente 0,04% e diesel aproximadamente 0,22%. O gás natural em sua composição primária é livre de enxofre, no entanto uma pequena quantidade de enxofre é acrescentada ao gás por questão de segurança, para que ele deixe de ser inodoro. Mesmo com esse acréscimo, o gás natural apresenta uma emissão de SO_2 98% mais baixa que o óleo pesado (CARVALHO E LACAVA, 2003).

De acordo com ODGERS (1986), a prevenção da emissão de óxidos de enxofre pode ser evitada pela remoção do enxofre no processo de refino do combustível ou pelo tratamento dos gases de exaustão.

2.5.2.5 Óxidos de nitrogênio

Os óxidos de nitrogênio são designados por NO_x , e correspondem à soma entre o óxido nítrico (NO) e o dióxido de nitrogênio (NO_2). Grande parte do NO formado no processo de combustão se oxida muito rapidamente em NO_2 (LEFEBVRE, 1999).

Segundo ODGERS (1986) e LEFEBVRE (1999), a formação de NO_x se dá por três maneiras: NO_x térmico, pelo N presente no combustível e NO_x imediato.

O NO_x térmico é formado pela oxidação, nas regiões de alta temperatura de chama e nos gases de pós-chama, do N₂ presente na composição do ar de combustão.

A formação de NO_x é função principalmente da temperatura e do tempo de residência. Em temperaturas acima de 1200 °C, o O₂ e o N₂ do ar dissociam-se em moléculas monoatômicas e realizam uma série de reações conhecida com mecanismo de Zeldovich (CARVALHO E LACAVA, 2003; LEFEBVRE, 1999; OGDERS, 1986).



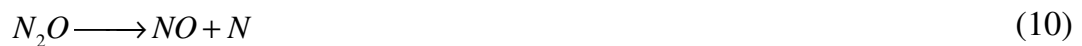
O NO_x do combustível é produzido quando há presença de nitrogênio no combustível. OGDERS (1986) relata que a taxa de conversão desse nitrogênio em NO_x depende totalmente da quantidade do mesmo presente no combustível em misturas pobres ou próximas a estequiometria, podendo chegar a 100% de conversão.

O NO_x imediato ocorre nos primeiros estágios da combustão e tem sua origem nos compostos NH (nitrogênio monohídrico), HCN (cianida de hidrogênio), H₂CN (cianida de dihidrogênio) e CN (cloroacetopenona), que acabam se oxidando a NO. Segundo CARVALHO E LACAVA (2003), a formação de NO_x imediato possui uma complexidade química na região da chama. FENIMORE (1971) procurou mecanismos de formação diferentes do mecanismo de Zeldovich,

envolvendo os radicais presentes na frente de chama dos hidrocarbonetos com espécies nitrogenadas de acordo com as equações abaixo.



Outra fonte de formação de NO na região de chama descrita por CARVALHO E LACAVA (2003) é o mecanismo de dissociação do N₂O descrito nas equações abaixo:



A equação (9), de GLARBORG ET AL. (1994) mostra como ocorre a formação do N₂O pela combinação entre o oxigênio e o nitrogênio molecular na presença de um terceiro corpo (M= N₂, O₂, CO₂, e H₂). Em condições de combustão pobre, o N₂O é oxidado pelo oxigênio atômico do NO de acordo com a reação (10), de BONTURI ET AL (1996), sendo que em situações de combustão

estequiométrica ou rica o N_2O é convertido a N_2 através de reações com O e OH.

2.5.2.6 Hidrocarbonetos não queimados

Segundo LEFEBVRE (1999) e ODGERS (1986), os hidrocarbonetos não queimados (UHC) são constituídos tanto pelo combustível que sai pelo escape em forma de vapor ou gotas quanto pelas espécies de menor peso molecular geradas pela degradação do combustível (metano, acetileno, etc...). Estão normalmente associados a problemas de atomização, taxa de queima inadequada, efeito de refrigeração do ar de arrefecimento e pela combinação dessas causas.

2.5.2.7 Material particulado

A presença de fumaça nos gases de exaustão é consequência da produção de pequenas partículas de fuligem nas regiões onde a mistura é rica na câmara de combustão, normalmente próximas ao spray do combustível. A recirculação cria pontos onde o vapor do combustível é confinado em uma região deficiente de oxigênio combinado com alta temperatura onde a fuligem pode ser produzida em quantidades consideráveis (LEFEBVRE 1999).

CARVALHO E LACAVA (2003) explicam que a fuligem é formada principalmente na zona primária de chamas difusivas onde a combustão pode ocorrer com falta de oxigênio. Porém a formação de fuligem pode ocorrer em qualquer região da chama onde não haja uma mistura adequada entre os reagentes.

Grande parte da fuligem produzida na zona primária é consumida na região secundária da chama onde há regiões de alta temperatura e maior concentração de oxigênio.

A composição de fuligem na exaustão da câmara de combustão é de

aproximadamente 96% de carbono e o restante sendo uma mistura de hidrogênio, oxigênio e outros elementos (LEFEBVRE, 1999).

2.5.2 Regulamentação

De acordo com LEFEBVRE (1999), a regulamentação de emissões de aeronaves subsônicas civis é realizada pela Organização Internacional de Aviação Civil (ICAO, International Civil Aviation Organization), baseada em um ciclo definido de decolagem/aterrissagem (LTO, Landing Take-Off cycle) como mostra a Figura 2.10.

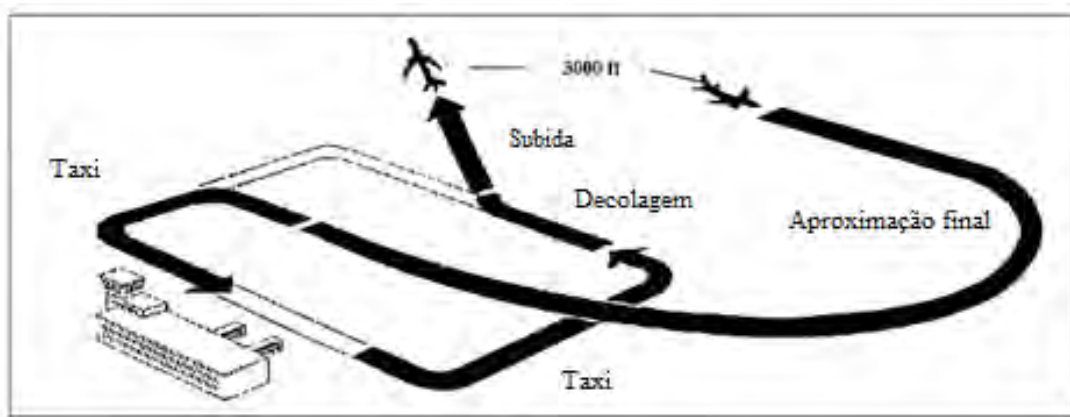


Figura 2.10 – Ciclo ICAO de decolagem/aterrissagem (LEFEBVRE, 1999)

Os padrões de emissões regulamentados pela ICAO são mostrados na Tabela 2.2, onde π_{00} representa a taxa de compressão do motor na decolagem. Os valores são expressos em massa por tração (g/kN) ao nível do mar em um ciclo LTO.

Tabela 2.2 – Emissões regulamentadas pela ICAO (LEFEBVRE, 1999).

Emissão g/kN	Turbojato/turbofans subsônicos	Turbojato/turbofans Supersônicos
HC	19.6	$140(0.92)^{\pi_{00}}$
CO	118.0	$4550(\pi_{00})^{-1.03}$
NO _x	$32 + 1.6\pi_{00}$	$36 + 2.42\pi_{00}$

Para a medida de fumaça, a ICAO determina o parâmetro Número de Fumaça (SN, Smoke Number), relacionado ao empuxo de decolagem (F_{∞}) de acordo com a expressão:

$$SN=83,6 (F_{\infty})^{-0,274} \quad (11)$$

Para turbinas a gás estacionárias os mecanismos de regulamentação são mais complexos, pois dependem da legislação do país onde a turbina está sendo operada e, segundo LEFEBVRE (1999), na maioria dos casos as turbinas operam com gás natural e as emissões de UHC, PM, SO_x podem ser desprezadas, porém as emissões de NO_x causam preocupações reais. A EPA americana define os seguintes padrões:

- Para unidades com potência de saída abaixo de 30MW (40000 HP), o limite de emissão de NO_x é de 150 ppmv;
- Para unidades industriais acima de 30 MW (40000 HP) de potência de saída, não há limites;
- Para unidades com energia de entrada de 107GJ/h (correspondente a 10000 HP de saída) o limite é de 75 ppmv;
- Para unidades com energia de entrada entre 10,7 e 107GJ/h (correspondente a 1000 e 10000 HP de saída), o limite é de 150 ppmv;
- Para unidades com energia de entrada abaixo de 10,7GJ/h, não há limite.

Os valores em ppmv (parte por milhão em volume) são referenciados a 15%

de oxigênio em base seca. Os valores europeus são por volta de 70 ppmv e os padrões japoneses são de 28,6 ppmv para turbinas menores que 2 MW e de 42,9 ppmv para motores acima desse valor (LEFEBVRE 1999).

2.6 EXPERIÊNCIA BRASILEIRA EM BIOCOMBUSTÍVEIS

2.6.1 A experiência do álcool

De acordo com MARCOCCIA (2007), o emprego de etanol com finalidades carburantes data do início do século XX, quando a Sociedade Nacional de Agricultura (SNA) realizou as primeiras tentativas na utilização do álcool em veículos. Em 1931, o decreto Nº 9.717 torna obrigatória a mistura de álcool na gasolina importada na proporção de 5% de etanol para 95% de gasolina. Essa obrigatoriedade foi estendida à gasolina nacional pelo decreto Nº 737 de 1938. Em 1975 o PROALCOOL (Programa Nacional do Álcool) é instituído pelo decreto Nº 76.593.

O desabastecimento de combustível causado pela Primeira Guerra mundial trouxe motivação para a realização de várias experiências na utilização de misturas de álcool com combustíveis, no nordeste, na década de 20. A porcentagem de álcool à gasolina chegou a 42% na época da Segunda Guerra.

Inicia-se a crise do petróleo causada pelo embargo realizado pela OPEP (Organização dos Países Produtores de Petróleo) aos Estados Unidos e Europa em 1973 e elevando o preço do barril de petróleo a valores nunca antes atingidos. Esse aumento no preço do petróleo gerou uma necessidade de diversificação na matriz energética brasileira, levando ao desenvolvimento de pesquisa da utilização de álcool em motores ciclo Otto no Centro Tecnológico da Aeronáutica (CTA). A queda do governo do Irã em 1979 provoca um aumento ainda maior no preço do

petróleo e a produção de veículo a álcool apresenta um aumento considerável provocando o aumento de novas usinas produtoras.

No final da década de setenta e início da década de oitenta a quase totalidade da frota nacional era movida a etanol. No final da década de oitenta com a alta do preço do açúcar e a queda do preço do petróleo, a elevação do preço do álcool tornou desvantajosa sua utilização como combustível veicular (NITSCH, 1991; MARCOCCIA, 2007).

Na metade dessa primeira década do século XXI desenvolveu-se no país a tecnologia de motores bicombustíveis sendo que a produção de carros Flex chega em 2007 a 65,10% da produção brasileira de veículos (ANFAVEA, 2008). A Figura 2.11 mostra a distribuição de veículos na frota nacional de acordo com o combustível utilizado.

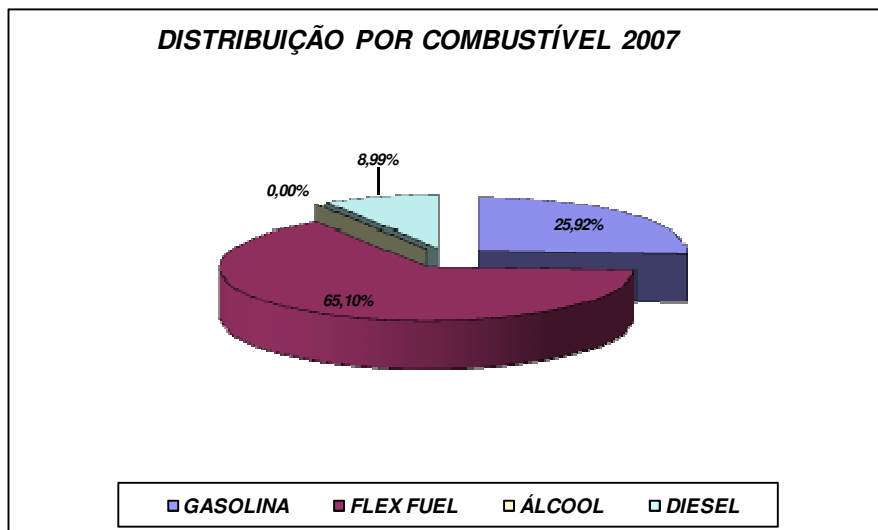


Figura 2.11 – Distribuição de veículos de acordo com o combustível utilizado (ANFAVEA, 2008)

Segundo PERES ET AL. (2005), no ano 2000 a oferta mundial de álcool foi de aproximadamente 28 milhões de litros, dos quais 12 milhões foram produzidos pelo Brasil. Espera-se uma demanda mundial de 38 milhões de litros para 2010. Entre 1976 e 2003 a produção de cana-de-açúcar aumentou de 105 para 350 milhões

de toneladas, sendo que a produtividade por hectare contribuiu com 40% desse crescimento (aumentou de 50 para 70 ton/ha). O rendimento subiu de 2.204 para 5.500 l/ha. Nesse período os avanços tecnológicos provocaram aumento de 33% na produtividade, 5% no teor de açúcar e 14% na eficiência de conversão para produtos (açúcar e álcool).

De acordo com a Empresa de Pesquisa em Energia a Oferta Interna de Energia brasileira cresceu 5,9% em 2007 totalizando 239,4 milhões de toneladas equivalentes de petróleo (tep). Nesse mesmo período o crescimento da economia brasileira foi de 5,4%. O maior crescimento entre as fontes internas de energia foi a dos produtos da cana de açúcar (17,1%) refletindo o crescimento do consumo de etanol e o uso mais intenso de bagaço como biomassa NE geração de energia termelétrica. A demanda total de etanol (consumo interno e exportações) foi de 20,1 bilhões de litros, sendo que o consumo doméstico teve um aumento de 46,1% de 2006 para 2007 chegando a 10,4 bilhões de litros. A safra teve um crescimento de 15,7% (495 milhões de toneladas) em 6,7 milhões de hectares. O aumento da área colhida foi de apenas 8,2%. A maior produção de cana também significa maior oferta de bagaço. A decisão do governo de aumentar de 23 para 25% de álcool anidro na gasolina “C” e a expansão da frota de veículos bicombustíveis também contribuíram para esse aumento da participação do etanol na matriz energética brasileira.

2.6.2 A experiência do biodiesel

De acordo com PARENTE (2003), no dia 30 de outubro de 1980, após exaustivos testes de aplicabilidade, foi anunciada a descoberta do Prodieisel¹. As seguintes instituições participaram de forma independente dos ensaios: NUTEC (Fundação Núcleo de Tecnologia Industrial), Centro de Tecnologia da UFCE (Universidade Federal do Ceará), Departamento de Transporte da COELCE

¹ PRODIESEL foi a denominação dada à época para o combustível que poderia ser o sucedâneo do óleo Diesel de petróleo.

(Companhia de Eletricidade do Ceará) e CTA (então Centro Tecnológico de Aeronáutica).

A empresa Produtora de Sistemas Energéticos Ltda (PROERG), criada para agilizar a fabricação sistemática do Prodieisel, implantou uma planta piloto com capacidade produtiva para 200 l/h de biodiesel sob o apoio do Ministério da Aeronáutica e suporte financeiro da FINEP (Financiadora de Estudos e Projetos) e do Ministério da Aeronáutica. Foram utilizadas diversas matérias primas na produção do diesel vegetal: entre outras, soja, babaçu, amendoim, algodão, colza, girassol, dendê. A empresa Agroindustrial Luiz Guimarães (AGROLUSA) implementou um programa de produção de 1000 litros por semana de biodiesel de semente de maracujá por seis meses. O primeiro biodiesel de gordura animal foi feito a partir de 2000 l de óleo de peixe proveniente da Bélgica e teve desempenho semelhante ao do biodiesel vegetal.

Em dezembro de 2004, foi lançado o Programa Nacional de Produção e Uso do Biodiesel (PNPB), e depois da elaboração de um marco regulatório, o BNDES criou o Programa de Apoio a Investimentos em Biodiesel, sendo a mistura de 2% de biodiesel no diesel mineral voluntária nessa época. (PRATES ET AL., 2007).

Para que fosse lançado o PNPB, a Comissão Executiva Interministerial (CEI), subordinada a Casa Civil, e o Grupo Gestor de Biodiesel, coordenado pelo Ministério das Minas e Energia foram encarregados do estudo e da implantação do marco regulatório do biodiesel. Questões importantes como os percentuais de mistura, regime tributário, forma de financiamento dos produtores e especificação do produto precisaram ser definidas para possibilitar o início da comercialização do biodiesel em larga escala no país.

Nesse período o Ministério do Desenvolvimento Agrário (MDA) iniciou o processo de regulamentação do Selo Combustível Social, a Receita Federal definiu

a forma de incidência de incentivos fiscais, o BNDES elaborou o plano de apoio aos produtores de biodiesel e a ANP trabalhou no conceito do combustível propriamente dito, revisando os parâmetros para controle de qualidade e preparando a regulamentação sobre a comercialização e sobre a autorização das plantas de produção.

A lei 11.097 de 13 de janeiro de 2005 introduziu o biodiesel na matriz energética brasileira, estipulando o prazo de 2008 para que a adição de 2% de biodiesel no diesel se tornasse obrigatória. Em 2013, esta mistura deverá ser de 5%.

Em 2006 a ANP iniciou o mercado de biodiesel através dos leilões para compra do biocombustível.

2.6.3 A experiência do bioquerosene de aviação

SIMÕES (2003, p208-209), descreve a história do querosene vegetal de aviação da seguinte maneira:

“De um acordo realizado entre o Professor Expedito José de Sá (inventor do óleo diesel vegetal) e o Tenente Brigadeiro Délio Jardim de Matos (em nome do Ministério da Aeronáutica), foi desenvolvido na PROERG, o Querosene Vegetal de Aviação, um sucedâneo vegetal do QAV derivado do petróleo (origem mineral). Esse acordo acabou por tornar-se o principal projeto de pesquisas da PROERG e, sustentáculo financeiro para o desenvolvimento do Prodiesel, dentre outros projetos de pesquisa na área de combustíveis vegetais. O QAV vegetal recebeu à época (1982) a designação de Prosene.

No projeto do Prosene, técnicos da PROERG e do CTA – Centro Tecnológico Aeroespacial, trabalharam conjuntamente na construção de uma usina piloto cuja capacidade era de 1.000 litros/dia de PROSENE.

No final de 1982, o querosene vegetal para aviões a jato estava pronto. Após exaustivos testes em turbinas em bancada, o combustível foi aprovado e homologado pelo CTA – Centro Técnico Aeroespacial, e, no dia 23 de outubro de 1983, Dia do Aviador, uma aeronave nacional, turbo-hélice, de marca “Bandeirante”, abastecida com o Prosene, decolou de São José dos Campos para sobrevoar Brasília. A patente homologada do novo combustível foi doada para o Ministério da Aeronáutica, valendo para o autor (Professor Expedito José de Sá), por Portaria Ministerial e Decreto Presidencial, uma honrosa comenda, a Medalha do Mérito Aeronáutico.

Os dados analíticos gerados a partir do citado Experimento da aeronave “Bandeirante”, em 1983, comprovaram que o Prosene possuía viscosidade, vapor de pressão e valor calórico muito semelhante QAV mineral (CTA, 2002).

Comparando o Prosene com o querosene de aviação, os técnicos do CTA observaram à época, ligeira perda de potência da aeronave quando do emprego do combustível vegetal (da ordem de 10%, e devido ao fato de o Prosene ser um combustível de menor conteúdo energético que o QAV). Um outro problema tecnológico observado foi quanto à manutenção da estabilidade térmica do Prosene (CTA, 2002). Este problema, porém, segundo técnicos do CTA, já havia sido superado antes da paralisação do projeto (CTA, 2002).

Findo o compromisso com o Ministério da Aeronáutica, com a missão cumprida com sucesso a propósito do desenvolvimento do Prosene, todo o acervo de equipamentos da PROERG foi transferido para a sede do CTA em São José dos Campos, São Paulo.”

Devido basicamente à estabilização dos preços do petróleo, as atividades de produção experimental do Prosene encerraram-se em meados de 1984.

2.6.4 Externalidades esperadas

Melhorias ambientais a vantagem dos combustíveis orgânicos sobre os combustíveis fósseis, é que o ciclo de carbono é fechado para os primeiros. Enquanto que o ciclo aberto dos combustíveis fósseis, o carbono liberado pelos escapamentos e chaminés foi capturado da atmosfera há milhões de anos, para os biocombustíveis o carbono liberado foi absorvido pela planta na última safra, o balanço geração/seqüestro de carbono é nulo. A composição dos biocombustíveis é livre de enxofre. Em artigo publicado na revista *Preços Agrícolas*, MORAES (2000) destaca o balanço líquido das emissões na agroindústria canavieira e com o uso do etanol é bastante favorável, tendo sido evitadas emissões de $12,74 \times 10^6$ toneladas de carbono no ano de 1996, que equivalem a 20% de todas as emissões de combustíveis fósseis no Brasil.

Com a assinatura do protocolo de Kyoto em 1997 foram estabelecidas metas de redução de gases poluentes pelos países desenvolvidos (5% abaixo dos níveis registrados em 1990 para o período de 2008 entre 2012).

A quantidade de emissões é diretamente correlacionada à atividade industrial e, com a finalidade de facilitar o atingimento dessas metas sem comprometer a economia dos países signatários, foi criado um instrumento de flexibilização onde esses países poderão comprar créditos de emissões de carbono de países em desenvolvimento que não têm o compromisso da redução de emissões regulamentada pelo protocolo de Kyoto (UNFCCC, 2008)

O Brasil, sendo um país em desenvolvimento, deverá se beneficiar neste processo como vendedor de créditos de carbono e como alvo de investimentos em projetos engajados com a redução de gases poluentes.

Quanto à geração de empregos, a produção de biodiesel pode ser dividida em duas etapas:

- Etapa agrária: plantio, colheita e fabricação do óleo vegetal;
- Etapa industrial: processo de transformação do óleo vegetal em biodiesel.

Na etapa agrária podem ser incluídos o plantio e colheita da cana-de-açúcar para a produção do álcool que será utilizado no processo de transesterificação do óleo vegetal na usina de biodiesel.

O biodiesel que é estudado nesse trabalho é produzido de gordura animal (sebo resultante do beneficiamento de carne bovina em frigoríficos) que é transesterificado com etanol.

Em ambos os casos, produção agrícola ou pecuária da gordura, será necessário o aumento da produção de álcool além daquela destinada ao consumo automotivo e doméstico.

Enquanto na fase agrária o trabalho é mais intensificado que na industrial, onde o capital é a característica mais importante. Essa caracterização mostra que na fase agrária a geração de empregos é maior.

PARENTE (2003) propõe um estudo com três cenários onde varia a produção de 2 a 20 milhões de litros de biodiesel nas bases de mamona, soja, amendoim e babaçu onde estima a empregabilidade de 2 a 7,3 milhões de famílias, conforme mostra a Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Cenários propostos por PARENTE (2003).

Cenário		Área Cultivada (milhões de ha)	Produção de Biodiesel (bilhões de l)	Ocupações (milhões de famílias)	TOTAL (milhões de famílias)
A	Lavoura Familiar de Mamona	4	470	2	2
B	Lavoura Familiar de Mamona	4	470	2	2,7
	Lavoura Mecanizada de Soja	9	210	0,45	
	Lavoura Mec. de Amendoim	4	450	0,25	
C	Lavoura Familiar de Mamona	8	470	4	7,3
	Lavoura Mecanizada de Soja	8	210	0,9	
	Lavoura Mec. de Amendoim	18	450	0,5	
	Extrativismo do Babaçu	8	120	1,6	
	Cultivo Mecanizado do Dendê	1,5	5000	0,3	

De acordo com o NAE (Núcleo de Assuntos Estratégicos da Presidência da Republica do Brasil), em 2005 o agronegócio da soja gerava empregos diretos para 4,7 milhões de pessoas nos segmentos de insumos, produção, transporte, processamento e distribuição, e nas cadeias produtivas de suínos e aves, sendo essa produção de 52 milhões de toneladas em 20 milhões de hectares, no total, diretos e indiretos, quatro hectares por pessoa.

Para o dendê e mamona, os números de empregos diretos, e somente na produção agrícola (sem envolver toda a cadeia produtiva), são os seguintes: um exemplo para dendê, com 33 mil hectares plantados e 25 mil em produção, utiliza 3

mil empregos diretos. Na agricultura familiar “assistida”, o dende conta com uma família para 10 hectares. Já os assentamentos previstos para mamona consideram um trabalhador para cada 10-15 ha (também apenas para a produção agrícola).

Quanto à redução da importação, embora o país tenha atingido a auto-suficiência em produção de petróleo e derivados o biodiesel tem se mostrado uma fonte alternativa e complementar tendo em vista as recentes crises diplomáticas na região da América Latina que chegaram a ameaçar o consumo de GNV como combustível automotivo.

2.7 PROCESSO TRANSESTERIFICAÇÃO

Os óleos vegetais e as gorduras animais são constituídos basicamente por triglicerídeos e possuem uma viscosidade cinemática muito alta, o que pode gerar problemas operacionais nos motores (depósitos). A conversão destes ácidos graxos em ésteres alquílicos leva a viscosidade cinemática a níveis próximos à do óleo diesel e do querosene.

Além da redução da viscosidade cinemática, o calor de combustão, o ponto de fluidez, a estabilidade à oxidação e a lubrificidade dos ésteres se aproximam muito das características do diesel. Há um aumento considerável no número de cetano. (KNOTHE ET AL., 2006)

O biodiesel é uma mistura de ésteres resultada da reação de óleo vegetal ou animal (triglicerídeos) com um álcool de cadeia curta. Embora tenham sido estudados outros álcoois de baixa massa molar, os mais utilizados são o etanol e o metanol. Definido como éster-mono-alquil de ácidos graxos de cadeia longa, pode ser obtido pelos processos de transesterificação, pirólise ou emulsificação. Por fatores técnicos e econômicos o processo de transesterificação é o mais utilizado. (KNOTHE ET AL., 2006).

Para obtenção do biodiesel, pode ser usado qualquer triglicerídeo e segundo FERRARI ET AL. (2005), as características geográficas, climáticas e econômicas de cada país determinam a escolha dos óleos a serem processados. Nos EUA, utiliza-se o óleo de soja, na Alemanha o óleo de colza e em países tropicais o óleo de palma. A maior parte do biodiesel produzido no mundo é derivada do óleo de soja com metanol, utilizando catalisador alcalino.

No Brasil os óleos mais comuns são os de soja, milho, amendoim, algodão, babaçu e palma sendo que o óleo de soja representa 90% deste total. O etanol anidro produzido em larga escala no Brasil como combustível automotivo e aditivo a gasolina mostra-se o álcool mais vantajoso para o processo, tornando o biodiesel um combustível agrícola, totalmente independente do petróleo (KNOTHE, 2006).

O processo de transesterificação consiste na reação entre um triglicerídeo (óleo de origem animal ou vegetal) e um álcool primário (normalmente metanol ou etanol) que na presença de um catalisador gera glicerol e uma mistura de ésteres. Essa composição de ésteres tem propriedades físico-químicas semelhantes as do óleo diesel derivado do petróleo e passou a ser denominada de biodiesel. A Figura 2.12 ilustra a reação de transesterificação entre um triglicerídeo e o metanol. A relação entre os reagentes é de um mol de triglicerídeo para três de álcool sendo que a nomenclatura do produto segue a do tipo de álcool utilizado (metanol e etanol geram metil-ésteres e etil-ésteres respectivamente). Em massa a proporção óleo/álcool é de dez para um (SHANKS, 2004).

Há cinco principais tipos de cadeias de hidrogênio/carbono, chamadas de cadeias de ácidos graxos, que podem assumir as posições de R1, R2 e R3 presentes nos óleos vegetais e gorduras animais: palmítico (16:0), esteárico (18:0), oléico (18:1), linoleico (18:2) e linolênico (18:3). A Tabela 2.4 mostra a composição de alguns óleos e gorduras. O primeiro número entre os parênteses mostra o número de carbonos da cadeia e o segundo mostra o número de ligações duplas na cadeia.

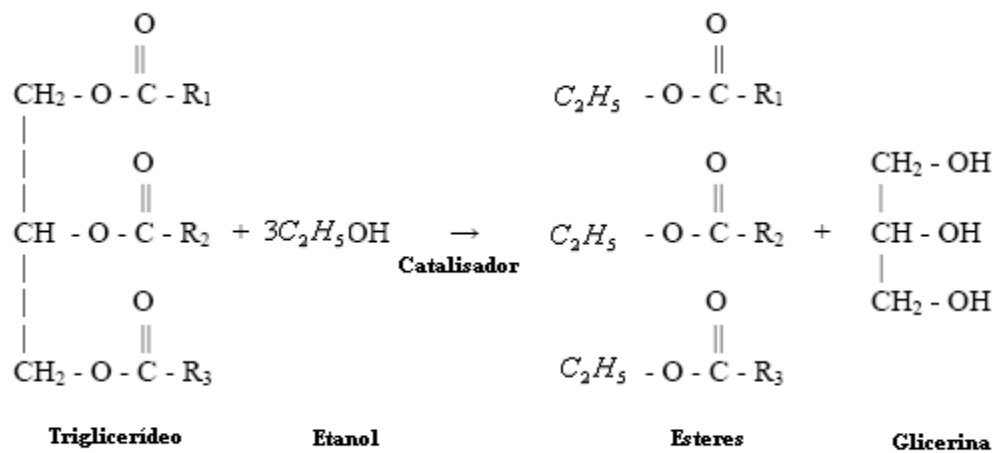


Figura 2.12 –Reação de transesterificação (SHANKS, 2004)

Tabela 2.4 - Composição de óleos e gorduras (adaptado de SHANKS, 2004)

Composição de Óleos e Gorduras								
Glicerídeo	14:0	16:0	18:0	18:1	18:2	18:3	20:0	22:1
Soja		6-10	2-5	20-30	50-60	5-11		
Milho	1-2	8-12	2-5	19-49	34-62	-		
Amendoim		8-9	2-3	50-65	20-30			
Oliva		9-10	2-3	73-84	10-12	-		
Algodão		0-2	20-25	1-2	23-35	40-50		
Girassol Linoleico		5,9	1,5	8,8	83,8			
Girassol Oleico		4,8	1,4	74,1	19,7			
Colza Oleico		4,3	1,3	59,9	21,1	13,2		
Colza Euricico		3	0,8	13,1	1-2,5	97	7,4	50,7
Sebo Bovino	3-6	24-32	20-25	37-43	2-3			

2.8 VANTAGENS DA UTILIZAÇÃO DO BIODIESEL

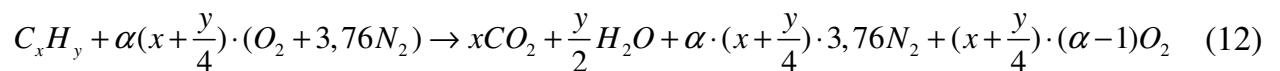
FERRARI ET AL (2005). mostram algumas vantagens da utilização do biodiesel como combustível em relação aos combustíveis fósseis:

- É livre de enxofre e de compostos aromáticos,

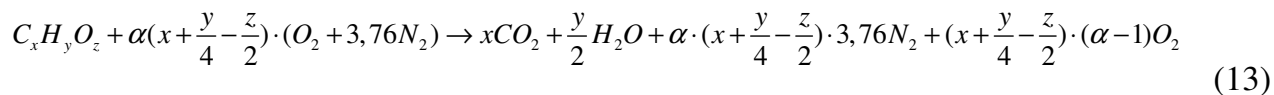
- Possui alto número de cetano;
- Possui teor médio de oxigênio;
- Tem maior ponto de fulgor;
- Produz menor emissão de particulados, HC não queimados, CO e CO₂;
- Não é tóxico;
- É biodegradável;
- É proveniente de fontes renováveis.

2.9 COMBUSTÃO DO BIODIESEL

A equação geral da reação de combustão de um hidrocarboneto 12 qualquer é descrita por LACAVA (2006) como:



Os biocombustíveis como o álcool e os ésteres são compostos oxigenados, e rearranjando a equação 11 para um combustível composto de carbono, hidrogênio e oxigênio genérico ($C_xH_yO_z$) levando-se em conta somente a proporção de oxigênio na composição (não importando o tipo de radical que está ligado à cadeia hidrocarbônica) chegamos à equação 13:



Quando comparamos o coeficiente de ar na reação entre o coeficiente $(x + y/4)$ do hidrocarboneto com o coeficiente $(x + y/4 - z/2)$ do combustível oxigenado percebemos que a presença de oxigênio na composição do combustível provoca uma menor necessidade de ar para a reação. O próprio oxigênio do combustível ajuda a oxidar a cadeia hidrocarbônica.

2.10 ESTUDOS DE BIODIESEL EM TURBINAS A GÁS

O Centro de Desenvolvimento de Combustíveis Alternativos para Aviação (RAFDC, Renewable Aviation Fuels Development Center) da Universidade de Baylor fez um estudo sobre o desempenho e emissões de dois tipos de biodiesel em misturas binárias com JET-A.

O primeiro tipo de biodiesel foi produzido pela empresa NOPEC (Lakeland FL, USA) e foi derivado de restos de óleo de cozinha. O segundo tipo, derivado de restos de carcaças de animais, produzido por Griffin Ind (Cold Spring KE, USA). Os testes em solo foram realizados a partir de uma bancada montada com um motor Pratt&Whitney PT6 (motor aeronáutico utilizado em aeronaves como o EMB 314 ALX Super Tucano e King Air 65A-90). Foram realizadas testes com proporções de 5%, a 30% em volume do biodiesel NOPEC com incrementos de 5 em 5. Os resultados em emissões foram diferentes dos resultados investigados anteriormente em relação ao óleo Diesel. As emissões de UHCs mantiveram-se inalteradas até 25% e começaram a aumentar com 30% as de NO_x mostraram redução em todas as proporções (em testes com Diesel há diminuição de UHCs e aumento no NO_x). A Figura 2.13 mostra os resultados de emissões para HC e NO_x para o biodiesel NOPEC.

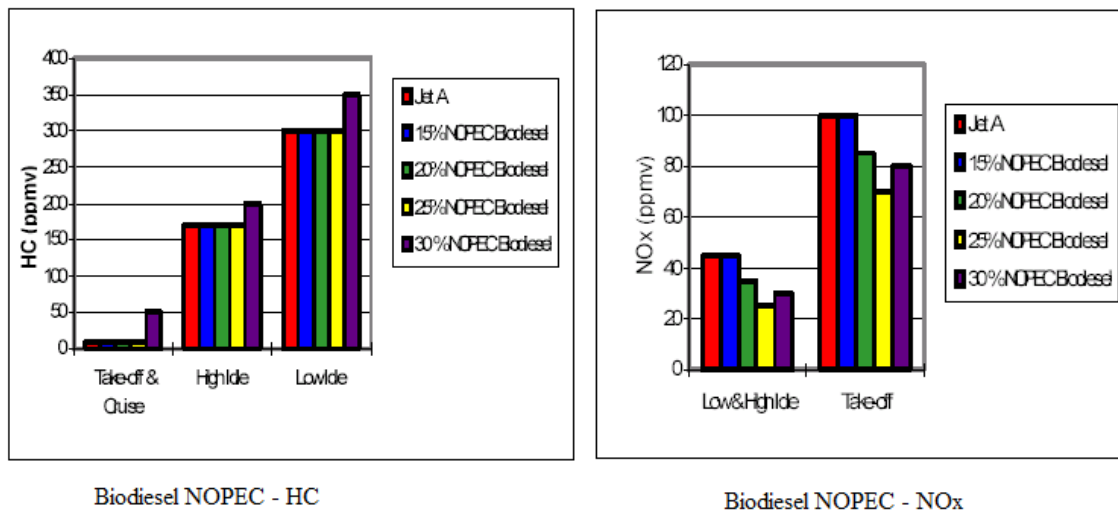


Figura 2.13 – Emissões de HC e NOx para o combustível NOPEC (BAYLOR).

A maior viscosidade do biodiesel nas misturas não demonstrou grandes variações na operação e desempenho do motor. Acredita-se que a maior viscosidade implique em maior tensão superficial e como estas duas variáveis implicam na qualidade de atomização do combustível a constância nas emissões de UHCs seja explicada.

Os testes em vôo foram realizados utilizando-se uma aeronave King-Air 65-A90. O tanque de asa direita foi abastecido com combustível B20 (tanto NOPEC quanto Griffin) e o da esquerda com JET-A. Os testes foram realizados em subida 5000ft a 25000 ft com incrementos de 5000 ft e em descida de 24000 ft a 6000 ft em decréscimos de 6000 ft. Os resultados de desempenho não demonstraram diferenças significativas entre B20 e JET-A em relação a potência e consumo. Notou-se porém que os depósitos de particulados nas naceles dos dois motores são sensivelmente menores no motor que utilizou a mistura.

Um dos mais antigos estudos sobre a utilização de biodiesel em motores aeronáuticos foi patrocinado pela Associação dos Plantadores de Soja de Indiana e desenvolvido por LOPP ET AL (1995) da Universidade de Purdue. Foram realizados dois testes: primeiramente com uma turbina de APU (Auxiliary Power

Unit) Solar T-41M-9A e posteriormente com uma turbina Garret TPE-331-3U-303V (esta montada na asa).

Nos dois experimentos foram utilizadas misturas B10 e B20, de biodiesel metílico de soja, e os parâmetros de desempenho foram comparados com a amostra inicial de Jet A. Não foram notadas diferenças de desempenho significativas. Quanto à compatibilidade entre os materiais dos componentes das turbinas (palhetas, borrachas, etc) não houve nenhuma ocorrência de degradação ou quebra. No teste com a turbina Garret onde foram medidas as emissões de O₂ e CO₂ notou-se um decréscimo de 1,5% para o querosene puro para 0,25% com a utilização de B20.

Neste mesmo estudo foram enviadas amostras do biodiesel para análise das características físico-químicas mais preocupantes em laboratório.

A viscosidade cinemática foi considerada aceitável (ASTM D-445), sendo muito próxima ao do querosene.

A densidade também foi considerada aceitável (ASTM D 1298), não apresentando problemas de separação de fases com o JET A.

O ponto de congelamento, avaliado pelo método ASTM D2386, mostrou um valor muito superior (-3°C) ao aceitável pelas especificações aeronáuticas (-40°C), esse valor de ponto de congelamento poderia causar entupimento dentro do sistema e “apagar” o motor.

O número total de ácidos (TAN) é um indicador da estabilidade térmica do combustível em estoque. O TAN também foi considerado preocupante, não sendo considerado aceitável nas amostras pelo teste ASTM D-974 ou D3242.

NASCIMENTO ET AL. (2006) fazem um estudo sobre o desempenho

térmico e emissões no uso de biodiesel em microturbinas a gás. Uma microturbina Capstone 330 de 30 kW, projetada para operar óleo Diesel foi alimentada com misturas de biodiesel/Diesel em várias proporções desde o Diesel puro até o biodiesel total. Os testes foram realizados em carga plena e também em cargas parciais, mas sempre em regime permanente. Foi utilizado biodiesel de óleo de mamona. Os resultados mostraram que não há variação considerável de potência porém o menor poder calorífico do biodiesel ocasiona um aumento no consumo específico. Em cargas parciais acima de 5kW não há variação considerável de eficiência térmica.

As emissões de CO são superiores com a utilização do biodiesel até o patamar de 20kW. Em relação ao NO_x, houve mais uma vez decréscimo de emissões em relação ao Diesel. Considerou-se que esse decréscimo seja causado pelo maior poder calorífico do Diesel, o que facilitaria a formação de NO_x, térmico. Os valores de NO e NO₂ tiveram uma diminuição considerável até valores próximos de 10kW. A partir desse valor houve aumento em NO, sendo que os valores de NO₂ mantiveram-se inalterados e quase nulos.

FRENCH (2007), da universidade John Brown, fez um ensaio sobre o desempenho de biodiesel produzido do óleo de cozinha novo e utilizado em uma microturbina SR-30. Concluiu que há um decréscimo na tração quando se usa o biodiesel. Porém não houve diferença na ignição e nem visual nos gases de escape.

PÍER (2007), consultor técnico da Allied International Corporation (Ontário CA), fez uma comparação de emissões, energia e custos entre vários biocombustíveis, em relação ao diesel, para utilização em turbinas de locomotivas de alta velocidade. O estudo concluiu que entre os biocombustíveis analisados o biodiesel etílico de canola (REE, rapeseed ethyl ester) é a melhor alternativa em critérios de custos (REE 20%) e emissões (REE 50%).

WENDIG (2007) da Universidade de Rostock (Alemanha) fez um estudo utilizando vários biocombustíveis em uma micro turbina Deutz T216 de 75 kW. Todos os ésteres metílicos (RME, SME E AfME) tiveram performance aceitável. A potência total os ésteres mostraram aumento nas emissões de CO e CO₂ em relação ao diesel e as emissões de NO_x mantiveram-se próximas as do Diesel.

3. DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

3.1 INTRODUÇÃO AO EXPERIMENTO

O experimento foi realizado nas instalações do Laboratório de Engenharia Aeronáutica “Prof Kwei Lieng Feng” da Divisão de Engenharia Aeronáutica no Instituto Tecnológico da Aeronáutica em São José dos Campos. O equipamento utilizado foi um turboeixo Rover 1/S60. A Figura 3.1 mostra o turboeixo.

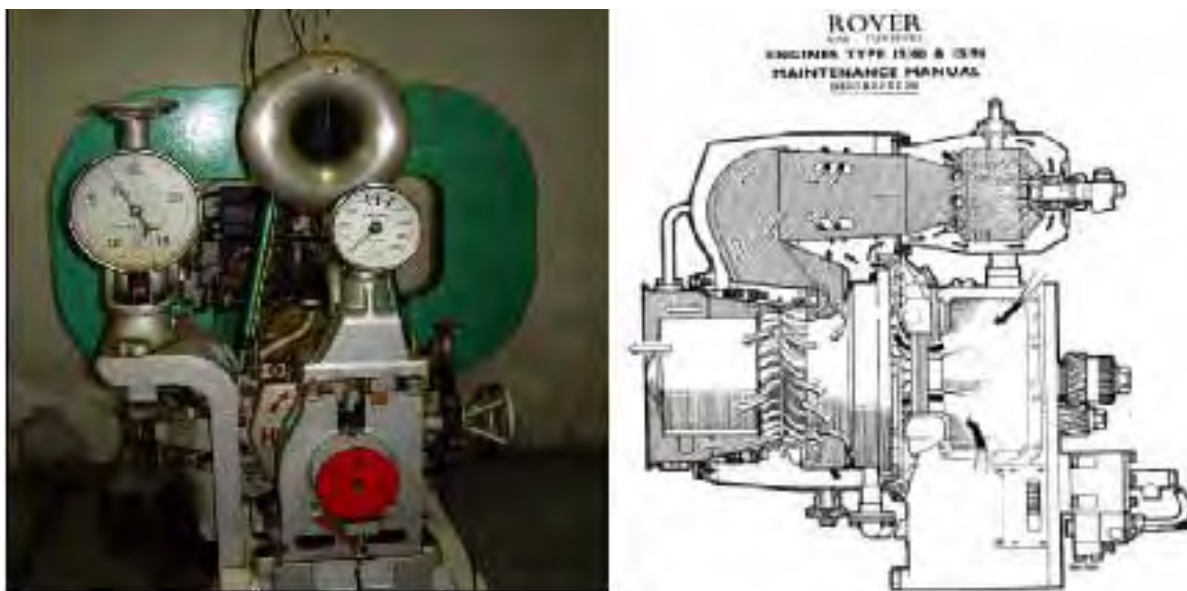


Figura 3.1 – Turboeixo Rover 1/S60 (ROVER, 1966).

A aceleração do eixo é controlada pela vazão de combustível alimentado à unidade, através de um manete no painel de controle. A máxima potência de eixo atingida é 60 bhp na rotação de 46.000 rpm no eixo do gerador de gás. A relação entre a rotação do eixo do gerador de gás e do eixo de potência é 15:1. O equipamento é constituído de um único eixo, sendo o compressor centrífugo de único estágio, câmara de combustão tubular de fluxo reverso e turbina axial de único estágio. A Figura 3.2 mostra os componentes principais do turboeixo.



Figura 3.2 – Turboeixo Rover 1/S60, compressor/câmara de combustão/turbina.

3.2 PREPARAÇÃO DO EXPERIMENTO

3.2.1 Adaptação do turboeixo

Para a realização dos testes foi necessária a adaptação de um tanque adicional para armazenamento das misturas. Uma tubulação foi construída de maneira que o turboeixo possa operar independentemente do tanque, ou seja, pode operar alimentado tanto pelo tanque original quanto pelo tanque auxiliar. Para uma melhor coleta dos dados de vazão a bureta original foi substituída por um rotâmetro dimensionado para querosene de aviação que será calibrado para as varias misturas. O diagrama esquemático do turboeixo adaptado é mostrado na Figura 3.3.

A Figura 3.4 mostra o painel de controle do turboeixo e os tanques auxiliar e principal.

3.2.2 Calibração do rotâmetro

O rotâmetro utilizado para fazer as medidas de vazão do combustível é um rotâmetro da marca Omel, série 4T calibrado de fabrica para uma vazão de 0 a 14 g/s para um liquido com massa específica 850 kg/m^3 .

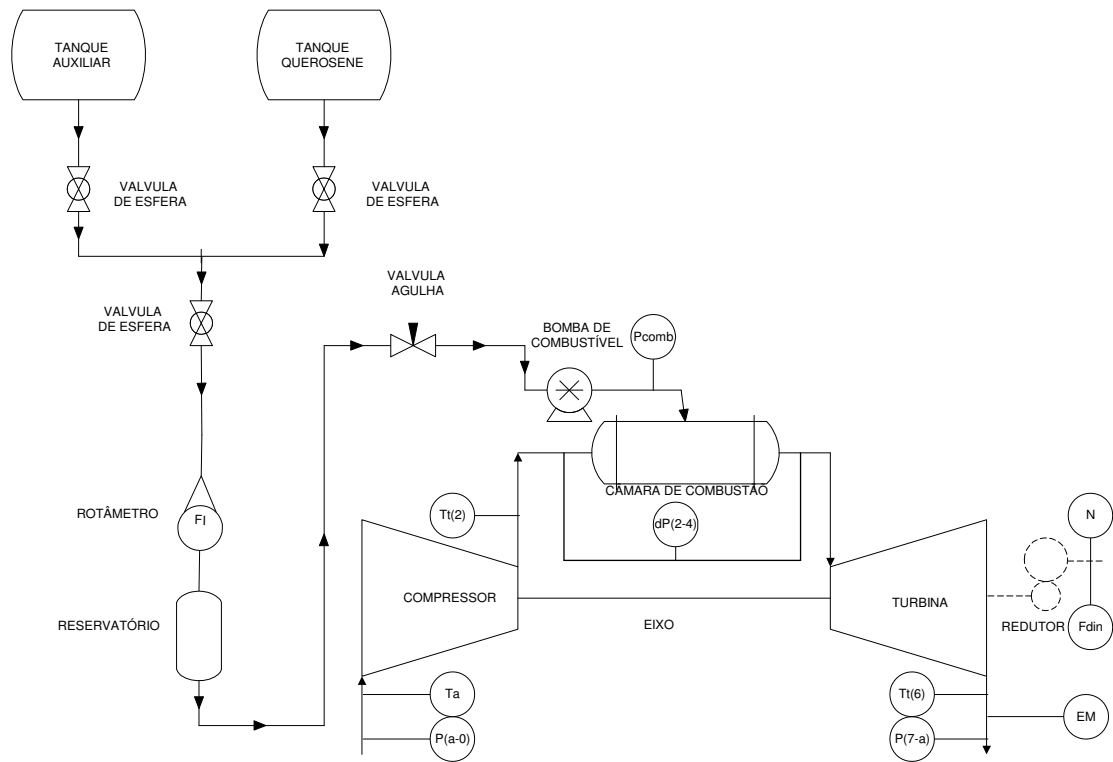


Figura 3.3 – Diagrama esquemático do turboeixo adaptado.



Figura 3.4 – Painel de controle do turboeixo adaptado

Para a correta medição dos fluxos de mistura foram determinadas as curvas de correção de acordo com a massa específica de cada mistura.

A vazão volumétrica real foi determinada através de uma proveta graduada de 2000 ml e de um cronômetro.

Foi montando um dispositivo em que a vazão da mistura pode ser controlada por uma válvula agulha de acordo com a Figura 3.5. A mistura fica armazenada em um tanque pressurizado por N₂. A válvula agulha controla o fluxo do combustível que passa pelo rotâmetro e alimenta a proveta.

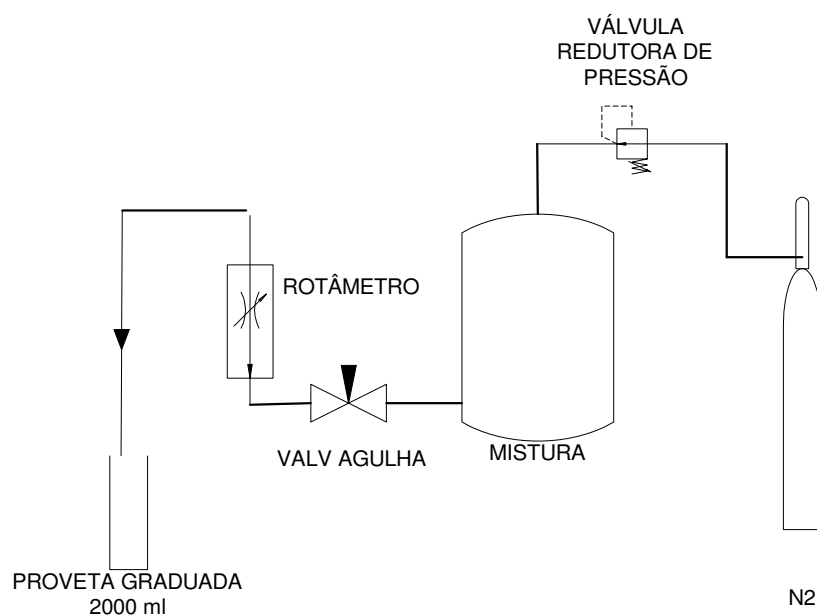


Figura 3.5 – Esquema do dispositivo para calibração do rotâmetro.

Para cada mistura foram determinados cinco pontos de leitura de acordo com os valores máximos e mínimos lidos em cada experimento. A Tabela 3.1 mostra os valores máximos e mínimos e os pontos que foram usados como referência para a calibração de acordo com a mistura. As curvas de calibração do rotâmetro são mostradas no apêndice “C”.

Tabela 3.1 – Pontos de medição para calibração do rotâmetro.

Pontos de medição para calibração do rotâmetro							
g/s	B0	B2	B5	B10	B30	B50	B70
4,20	x		x				
5,60	x	x	x	x	x		
7,00	x	x	x	x	x	x	x
8,40	x	x	x	x	x	x	x
9,80	x	x	x	x	x	x	x
11,20		x		x	x	x	x
12,60				x		x	x
min	5,60	5,80	5,30	5,60	6,20	8,00	8,60
max	9,40	11,00	9,10	10,40	10,10	11,20	13,50

Para cada valor fixado foram realizadas três medidas de vazão através do tempo necessário para que 500 ml de combustível fosse medido na proveta. Através do tempo médio entre as quatro medidas foram determinadas as vazões volumétricas.

$$Q = \frac{0,500}{t} \quad (14)$$

A massa específica das misturas foi determinada pela média da pesagem de três amostras de cada um dos dois combustíveis, utilizando-se uma balança de precisão e um picnômetro de 10 ml.

A massa específica das misturas foi calculada de acordo com a proporção da mistura de acordo com a equação 15:

$$\rho_{mist} = \%BD \times \rho_{BD} + \%B00 \times \rho_{QAV} \quad (15)$$

A Tabela 3.2 mostra os valores de massa específica calculados para as misturas. A Figura 3.6 mostra a variação da massa específica das amostras com o aumento da porcentagem de biodiesel na mistura.

Tabela 3.2 – Massa específica das misturas.

Massa específica [kg/m ³]	
Mistura	d [kg/m ³]
B00	785,00
B05	788,08
B10	791,17
B30	803,50
B50	815,83
B70	828,17
B100	846,67

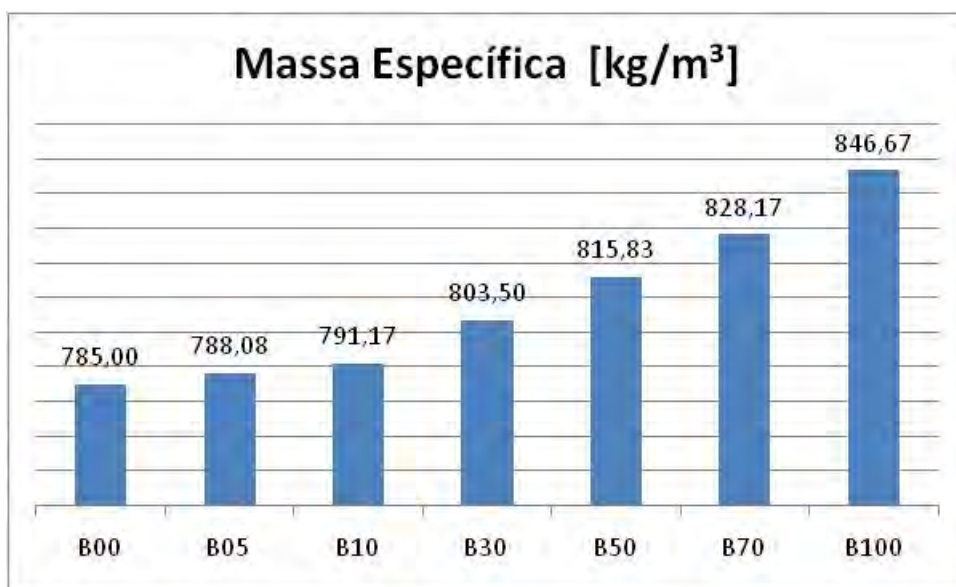


Figura 3.6 – Variação da massa específica das misturas.

A vazão mássica foi determinada através da massa específica calculada de acordo com a equação 16.

$$\dot{m} = \frac{Q}{\rho_{mist}} \quad (16)$$

Os valores reais foram plotados contra os pontos do rotâmetro em uma

planilha em MS Excel gerando as equações de correção para cada mistura. Foram geradas as linhas de tendência lineares na forma:

$$\dot{m}_{real} = a \dot{m}_{rot} + b \quad (17)$$

A Tabela 3.3 mostra os coeficientes a e b para as equações de calibração do rotâmetro.

Tabela 3.3 – Coeficientes a e b para correção de vazão do rotâmetro.

Calibração do Rotâmetro		
Mistura	a	b
B00	1,0308	-1,4594
B02	0,9974	-0,8129
B05	1,0187	-1,0139
B10	0,9805	-0,07609
B30	0,9835	-1,1505
B50	0,9756	-1,4661
B70	1,0039	-1,9851

3.3 DETERMINAÇÃO DOS ERROS

3.3.1 Método para cálculo do erro padrão

O erro padrão da média é dado pela razão entre o desvio padrão das medidas pela raiz quadrada do número de medidas, de acordo com TABANICKS (2003). Esta é a equação utilizada pelo programa MSEXcel para o cálculo do erro padrão.

$$S_m = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (18)$$

Foi definido o intervalo de confiança de 95%, portanto a equação 18 passa a ser multiplicada pelo fator $Z = 1,96$. O erro padrão foi calculado para coletas de dados no espaço e no tempo.

$$E = 1,96 \times S_m \quad (19)$$

3.3.2 Determinação dos erros padrões em relação à posição da sonda

Para a determinação dos erros padrões nas medidas de emissões em relação à posição da sonda de coleta de gases na tubulação de escapamento, foram determinados 12 pontos, espaçados de 20 mm no diâmetro, da superfície inferior da tubulação até a superfície superior conforme a Figura 3.7.

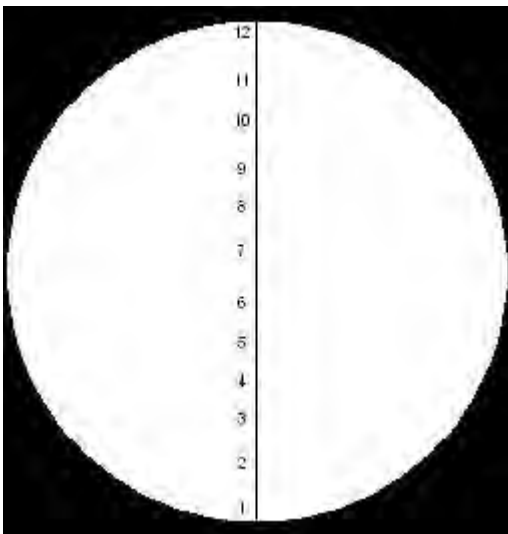


Figura 3.7 – Localização dos pontos de coleta de gases.

Foram selecionadas seis condições de operação de acordo com a Tabela 3.4 e, para cada ponto e condição, foram coletadas quarenta amostras das emissões de O_2 , CO_2 , CO e NO_x . O combustível utilizado foi o B00.

Foram utilizadas as 480 medidas para a determinação do erro em relação à posição de coleta de emissões. A Tabela 3.5 mostra os erros padrões calculados com intervalo de confiança de 95%.

Tabela 3.4 – Condições de operação para coleta de dados para determinação do erro padrão em relação à posição da sonda.

<i>Condições de operação para coleta dos dados</i>			
<i>condição</i>	<i>rotação (rpm)</i>	<i>Potência (kW)</i>	
1	3000	alta	26,81
2	3000	média	11,35
3	3000	baixa	4,73
4	2300	alta	10,71
5	2300	média	7,00
6	2300	baixa	2,49

Tabela 3.5 – Erro padrão em relação a distribuição espacial.

Erro Padrão na Distribuição Espacial (95% confiança)

	Kw	O ₂	CO	CO ₂	NO _x
3000	26,81	0,033	2,451	0,022	0,330
	11,35	0,033	4,786	0,019	0,330
	4,73	0,015	1,874	0,009	0,359
2300	10,71	0,021	2,712	0,012	0,334
	7,00	0,006	1,164	0,005	0,206
	2,49	0,022	2,542	0,014	0,051

3.3.3 Determinação dos erros padrões durante a operação do turboeixo

Para a determinação dos erros padrões nas medidas de emissões em relação ao tempo foram realizadas coletas de 400 medidas de O₂, CO₂, CO e NO_x. Nas mesmas condições de operação utilizadas para determinação das incertezas espaciais, porém com a sonda de coleta posicionada no ponto 6. A Tabela 3.6 mostra as condições de operação do turboeixo para a coleta dos dados. A Tabela 3.7 mostra os erros padrões calculados com intervalo de confiança de 95%.

Tabela 3.6 – Condições de operação para coleta de dados para determinação do erro padrão em relação ao intervalo de coleta de dados.

<i>Condições de operação para coleta dos dados</i>			
<i>condição</i>	<i>rotação (rpm)</i>	<i>Potência (kW)</i>	
1	3000	alta	26,81
2	3000	média	11,41
3	3000	baixa	4,16
4	2300	alta	5,68
5	2300	média	4,37
6	2300	baixa	2,49

Tabela 3.7 – Erro padrão em relação a distribuição temporal.

Erro Padrão na Distribuição Temporal (95% confiança)					
3000	Kw	O2	CO	CO2	NOx
	26,81	0,001	0,094	0,002	0,045
	11,41	0,001	0,433	0,001	0,045
2300	4,16	0,002	0,595	0,001	0,015
	5,68	0,004	0,470	0,004	0,075
	4,37	0,019	2,855	0,008	0,279
	2,49	0,003	0,399	0,001	0,000

3.3.4 Determinação de erros padrões totais

O Guia para Expressão da Incerteza de Medição (INMETRO, 1998), apresenta dois tipos de incerteza:

- Incerteza Tipo A - obtida pela análise estatística de uma série de observações;
- Incerteza Tipo B - obtida por outros meios que não a análise estatística de uma série de observações.

SCHNEIDER (2005) relata que informações do fabricante, com faixa de erro máximo, sem caracterização estatística, podem ser consideradas incertezas do tipo B. Considerando os erros padrões em relação à posição no diâmetro e ao tempo de coleta como incerteza do tipo A, pode-se definir o erro padrão combinado como a

raiz da soma dos quadrados das duas incertezas (erro padrão das médias de espaço e tempo e erro definido pelo manual do fabricante).

$$E_c = \sqrt{\sum_{s=1}^n E_s^2} \quad (20)$$

$$E_c = \sqrt{E_e^2 + E_t^2 + E_i^2} \quad (21)$$

Onde os subscritos “e”, “t” e “i”, indicam espaço, tempo e instrumento respectivamente.

A Tabela 3.8 mostra os erros de medição do analisador de gases. A Tabela 3.9 mostra os erros padrões totais calculados.

Tabela 3.8 – Erros no analisador de gases.

Erro na Medição do Analisador			
O2	CO	CO2	NOx
0,100	10,000	0,300	5,000

Tabela 3.9 – Erros totais em relação à coleta de emissões.

Erro Total				
3000	O2	CO	CO2	NOx
	0,105	10,296	0,301	5,011
	0,105	11,095	0,301	5,011
2300	0,101	10,192	0,300	5,013
	0,102	10,372	0,300	5,012
	0,102	10,464	0,300	5,012
Máximo	0,102	10,326	0,300	5,000
	0,105	11,095	0,301	5,013

3.4 PREPARAÇÃO DAS MISTURAS

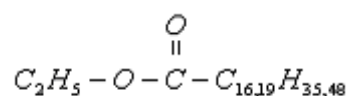
3.4.1 Determinação da composição do biodiesel

O biodiesel fornecido pela Fertibom é de origem animal. Para o experimento considerou-se a composição média do sebo de acordo com SHANKS (2004). Considerou-se cada cadeia de ácido graxo como C_nH_{2n+2} para cadeias sem ligações duplas, $C_{2n}H_n$ para cadeias com uma ligação dupla e C_nH_{2n-2} para cadeias com duas ligações duplas. A Tabela 3.10 mostra a composição considerada de cada componente na cadeia hidrocarbônica.

Tabela 3.10 – Composição adotada para o biodiesel.

Composição BD		
14:0	$C_{14}H_{30}$	5,50%
16:0	$C_{16}H_{34}$	29,36%
18:0		22,94%
18:1	$C_{18}H_{36}$	39,45%
18:2	$C_{18}H_{34}$	2,75%

Chegou-se à composição média da cadeia carbônica como $C_{17,19}H_{35,48}$, já incluído o carbono carboxílico, e a fórmula ficou



A composição considerada será $C_{19,19}H_{40,48}O_2$.

As misturas foram preparadas em proporção volumétrica, utilizando-se um Becker de 2500 ml e uma proveta de 1000 ml. As misturas foram denominadas BXX, sendo XX a quantidade de biodiesel na mistura em volume. A Tabela 3.11

mostra a denominação e a proporção de biodiesel em volume e em massa para as misturas.

Tabela 3.11 – Denominação das misturas em relação a porcentagem de biodiesel em volume nas misturas e a proporção em massa para as misturas.

Denominação das Misturas		
Mistura	% vol - BD	% massa - BD
B00	0	0,00
B05	5	5,37
B10	10	10,70
B30	30	31,61
B50	50	51,89
B70	70	71,56

Em todas as proporções o biodiesel e o querosene se mostraram perfeitamente miscíveis. A Figura 3.8 mostra a preparação das misturas com o querosene no Becker e o Biodiesel na proveta.



Figura 3.8 – Preparação das misturas.

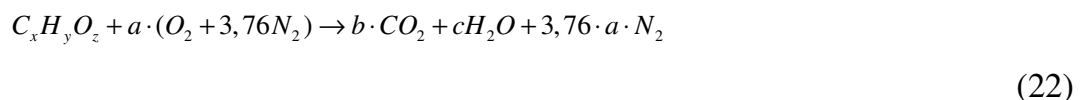
3.5 COMBUSTÃO DAS MISTURAS

Ao se adicionar biodiesel ao querosene, a mistura torna-se um combustível oxigenado, sendo que a proporção dos componentes na composição do combustível é definida pela própria proporção entre os combustíveis. A Tabela 3.12 mostra os coeficientes x, y e z para as varias misturas, considerando-se a fórmula $C_xH_yO_z$. A composição do querosene considerada foi $C_{11}H_{21}$ de acordo com a composição utilizada por LEITE (2006).

Tabela 3.12 – Composição do combustível

Composição do Combustível			
Mistura	C	H	O
B00	11,00	21,00	0,00
B02	11,16	21,39	0,04
B05	11,41	21,97	0,10
B10	11,82	22,95	0,20
B30	13,46	26,85	0,60
B50	15,10	30,74	1,00
B70	16,73	34,64	1,40
B100	19,19	40,49	2,00

Sendo a reação de combustão estequiométrica para as misturas:



Pode-se definir os coeficientes a, b e c das misturas de acordo com a Tabela 3.13. A Tabela 3.14 mostra os coeficientes da reação de combustão estequiométrica em massa.

Tabela 3.13 – Coeficientes da reação de combustão estequiométrica.

Coeficientes da Reação de Combustão			
Mistura	a	b	c
B00	16,25	11,00	10,50
B02	16,49	11,16	10,69
B05	16,85	11,41	10,99
B10	17,46	11,82	11,47
B30	19,87	13,46	13,42
B50	22,28	15,10	15,37
B70	24,70	16,73	17,32

Tabela 3.14 – Composição em massa para a reação de combustão estequiométrica.

Composição em Massa								
	Combustível			Ar		Produtos		
	C	H	O	O2	N2	CO2	H2O	N2
B00	132,00	21,00	0,00	520,00	1710,80	484,00	189,00	1710,80
B02	133,97	21,39	0,64	527,72	1736,20	491,21	192,51	1736,20
B05	136,92	21,97	1,60	539,30	1774,31	502,02	197,77	1774,31
B10	141,83	22,95	3,20	558,61	1837,81	520,05	206,54	1837,81
B30	161,49	26,85	9,60	635,82	2091,84	592,14	241,61	2091,84
B50	181,16	30,74	16,00	713,03	2345,87	664,24	276,69	2345,87
B70	200,82	34,64	22,40	790,24	2599,90	736,34	311,77	2599,90
B100	230,31	40,49	32,00	906,06	2980,95	844,48	364,38	2980,95

SAWYER (1985) define como fator de emissão de um produto ($FE_{[A]}$), a relação entre sua massa ($m_{[A]}$) e a massa de combustível de acordo com a equação 23.

$$FE_{[A]} = \frac{m_{[A]}}{m_f} \quad (23)$$

Assim os fatores de emissão teóricos são aqueles mostrados na Tabela 3.15.

Tabela 3.15 – Fatores de emissão teóricos de produtos para reação de combustão estequiométrica.

Fatores de Emissão (g/gcomb)			
	CO2	H2O	N2
B00	3,16	1,24	11,18
B05	3,13	1,23	11,06
B10	3,10	1,23	10,94
B30	2,99	1,22	10,57
B50	2,91	1,21	10,29
B70	2,86	1,21	10,08
B100	2,79	1,20	9,84

A razão ar/combustível (f) é a relação entre a massa de ar necessária (m_{ar}) para que ocorra a combustão e a massa de combustível (m_f) que é oxidada.

$$f = \frac{m_{ar}}{m_f} \quad (24)$$

A presença de oxigênio no combustível provoca uma variação na relação ar/combustível estequiométrica conforme mostrado na Tabela 3.16.

Tabela 3.16 – Razão ar/combustível estequiométrica para as misturas

Razão ar/combustível	
Mistura	ma/mf (est)
B00	14,58
B02	14,51
B05	14,42
B10	14,27
B30	13,78
B50	13,42
B70	13,15
B100	12,84

3.6 PROCEDIMENTO DO EXPERIMENTO

3.6.1 Testes

Os testes foram realizados com a turbina em regime permanente, nas rotações de 3000, 2600 e 2300 rpm, tendo sido utilizadas misturas biodiesel/querosene em proporções que variam de 0, 5, 10, 30, 50 e 70% em volume.

Foram calculados os parâmetros termodinâmicos para cada mistura para o cálculo dos parâmetros de desempenho do combustível. Foram coletados também os dados de emissão de poluentes para comparação entre as misturas e em relação ao querosene mineral puro.

Para o experimento serão consideradas as características físico-químicas do querosene de aviação de acordo com a portaria ANP 137 e as do biodiesel de acordo com a análise do combustível fornecida pela Fertibom.

A aquisição dos dados foi realizada nas rotações de 3000, 2600 e 2300rpm. Em cada rotação o torque de frenagem do dinamômetro foi variado de maneira a estabelecer seis pontos de potência onde a aquisição dos dados foi feita. Para a rotação 2300 rpm foram definidos cinco pontos para a aquisição dos dados. A Tabela 3.17 mostra os pontos de aquisição dos dados.

Tabela 3.17 – Pontos aproximados para coleta de dados.

Pontos de Medição			
Medida	3000 rpm	2600 rpm	2300 rpm
1	27 kW	15 kW	9 kW
2	20 kW	13 kW	7 kW
3	14 kW	11 kW	6 kW
4	11 kW	10 kW	4 kW
5	7 kW	9 kW	3 kW
6	5 kW	4 kW	

O manual de instruções do analisador de gases GreenLine 8000 recomenda a espera de três minutos para garantir a precisão da análise dos gases de exaustão. Foram contados três minutos após a estabilização do turboeixo na rotação e potência determinadas para o início da aquisição dos dados de emissões. Após três minutos foram coletadas quarenta amostras.

3.6.2 Operação do turboeixo

A operação do turboeixo segue os seguintes passos:

- A partida é realizada através de bateria 12 Volts / 110 Ah (Amperes/horas) e motor de arranque, idêntica a de um veículo automotivo;
- O manete de aceleração é posicionada para sua condição máxima (3.000 rpm rotação do eixo);
- Gira-se a chave de partida;
- Ao atingir 2000 rpm no eixo atinge 2.000 rpm (30.000 rpm no eixo do compressor) a pressão de saída do compressor atinge 5 lbf/in² (34,47 kPa), o sistema entra em auto-sustentação e o sistema elétrico (motor de arranque e bomba auxiliar de ar) é automaticamente;
- O motor continua acelerando alcançando 3.200 rpm (45.000 rpm no eixo do compressor).

Um sistema de segurança na bomba de combustível mantém a rotação máxima de 45000 rpm no eixo do compressor.

A temperatura na saída da turbina não deve ultrapassar 610°C. Se a

temperatura limite exceder 610°C. pode haver empenamento das palhetas.

A operação de partida não deve ultrapassar 40 segundos. Se o processo de partida ultrapassar este tempo, corre-se o risco de danificar o motor de arranque, por aquecimento.

Nesta condição de alta rotação, grande quantidade de ar é succionada pelo motor ocasionando com que haja um resfriamento nas palhetas da turbina fazendo com que a temperatura fique na a faixa dos 420 °C. O procedimento continua com os seguintes passos:

- Aguarda-se até que a temperatura do óleo atinja valores próximos a 80°C;
- Aplica-se carga no dinamômetro hidráulico através de um volante existente na sua lateral. Na medida em que se aplica carga, acelera-se o motor através do manete, mantendo a rotação do eixo em 3000 rpm, a temperatura das palhetas da turbina continua subindo;
- O processo de carga do dinamômetro e de aceleração do manete se repete até que a temperatura do fluxo de ar na saída das palhetas permaneça em torno de 550 °C.

A temperatura na saída da turbina não deve ultrapassar 580°C em regime permanente. Se a temperatura limite exceder os 580°C graus pode haver empenamento das palhetas.

3.7 COLETA DOS DADOS

3.7.1 Força

A força no eixo é controlada por um dinamômetro hidráulico padrão “Heenan & Froude”. A carga de frenagem do dinamômetro no eixo da bancada é medida por uma célula de carga que envia o valor da carga para um display no painel de controle. O valor lido no display corresponde a metade do valor da carga aplicada no eixo em Newtons. A Figura 3.9 mostra em detalhes o volante do dinamômetro e a célula de carga.



Figura 3.9 – Célula de carga e volante do dinamômetro Heenan & Froude.

3.7.2 Rotação

A rotação no eixo de saída do redutor foi medida por um sensor indutivo que envia o sinal dos pulsos gerados por uma engrenagem localizada na ponta do eixo a um contador de pulsos que gera o valor da rotação em rotações por minuto (rpm) no display localizado no painel de controle. A Figura 3.10 mostra a montagem da engrenagem e do sensor indutivo.

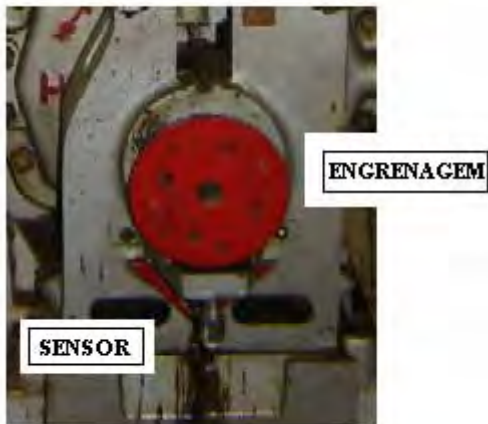


Figura 3.10 – Engrenagem e sensor de rotação.

3.7.3 Diferencial de pressão estática na entrada de ar

O diferencial de pressão estática na entrada de ar é medida por um manômetro diferencial de coluna de água em “U”. Com uma extremidade no plenum de entrada de ar e outra para a atmosfera. No plenum de entrada de ar as linhas de corrente são estabilizadas. A Figura 3.11 mostra o plenum na entrada de ar com a tomada de pressão estática.



Figura 3.11 – Plenum para tomada de pressão estática na entrada do compressor.

3.7.4 Temperaturas

As temperaturas de entrada do ar e de saída da turbina é medida por um termopar tipo K (cromel/alumel) em cada posição. O valor das temperaturas é enviado a um display no painel de controle.

3.7.5 Vazão de combustível

A vazão de combustível é lida diretamente em um rotâmetro Omel tipo T. o valor lido foi corrigido pelas equações de correção do rotâmetro. A Figura 3.12 mostra um rotâmetro Omel tipo T.

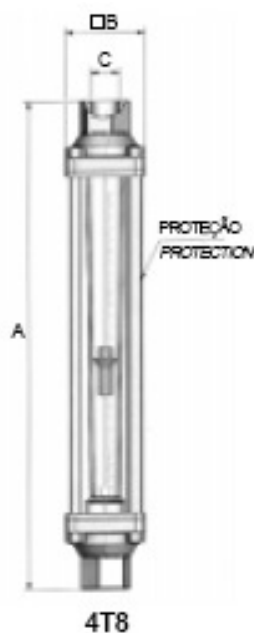


Figura 3.12 – Rotâmetro Omel tipo T.

3.7.6 Pressão e temperatura ambientes

A pressão ambiente foi medida por um barômetro de mercúrio, mostrado na Figura 3.13, localizado no laboratório e corrigido pela temperatura ambiente lida em um termômetro de mercúrio.



Figura 3.13 – Barômetro e termômetro de precisão

3.7.7 Emissões de exaustão

Os dados de emissões de CO₂, NO_x, CO, e O₂ foram coletados através de um analisador Greenline 8000, composto de uma unidade principal (MCU, Main Control Unit) e uma unidade remota (RCU, Remote Control Unit). O gás é coletado no escapamento do turboeixo através de uma sonda e enviado à MCU. Toda a análise é feita na MCU, que pode ser configurada e controlada remotamente pela RCU através de cabo ou de comunicação Bluetooth[®]. A Figura 3.14 mostra o analisador de gases.

A configuração e monitoramento da MCU podem ser feitos também através de um computador utilizando-se os programas GasConfig e DBgas2000. O programa GasConfig faz as configurações que devem ser enviadas à MCU e o programa DBGas 2000 permite fazer a leitura simultânea das emissões presentes nos gases através de gráficos, barras e tabelas. O programa permite também o armazenamento dos resultados e a exportação dos dados para arquivos de extensão CSV que podem ser trabalhados utilizando-se o programa MSExcel. A Figura 3.15 mostra a tela de configuração do programa GasConfig e a Figura 3.16 mostra a tela

de leitura simultânea do programa DBGas 2000.

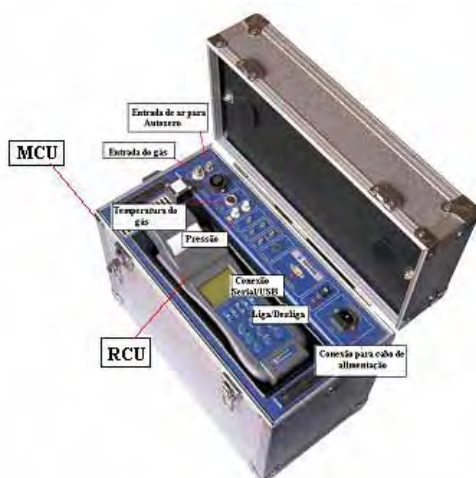


Figura 3.14 – Analisador de gases GreenLine 8000.

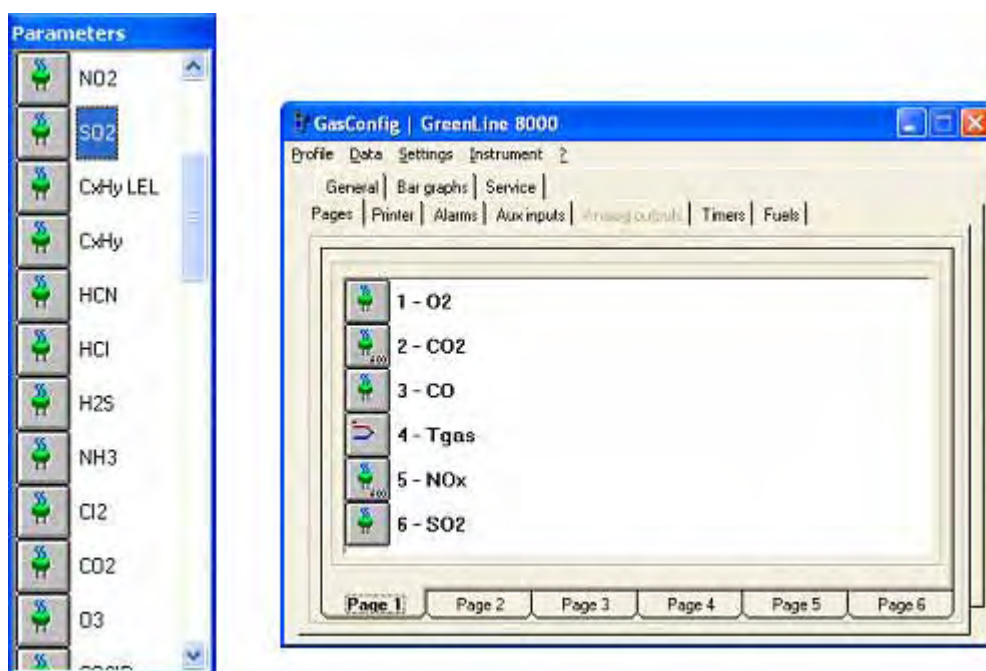


Figura 3.15 – Tela do programa GasConfig.

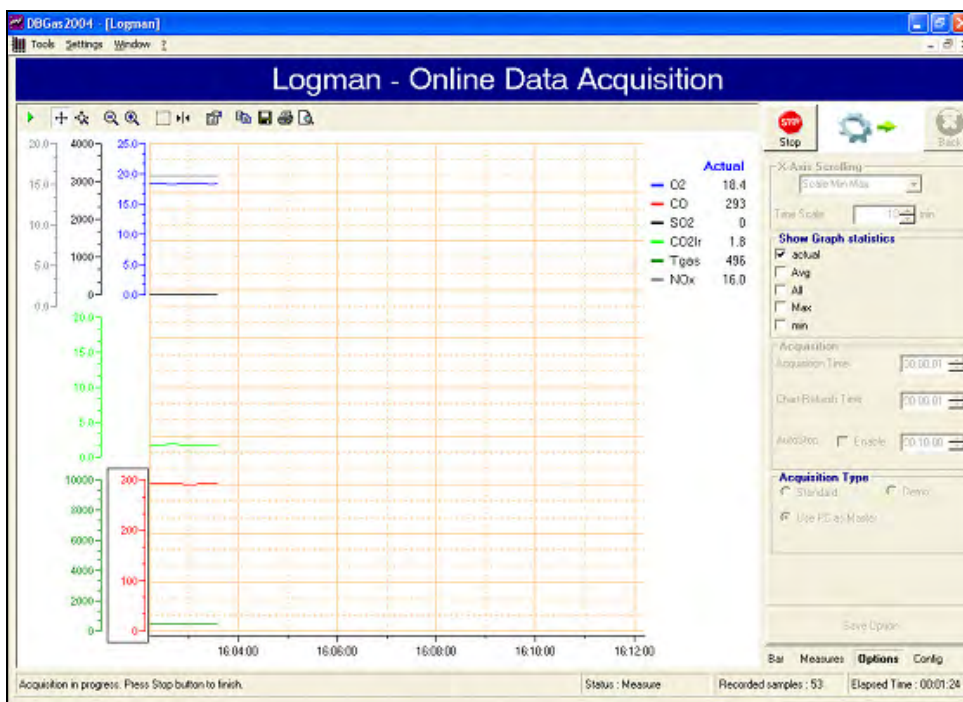


Figura 3.16 – Tela do programa DBGas 2004.

As emissões de O₂, NO, NO₂ e CO são realizadas por sensores eletroquímicos enquanto que as de CO₂ são analisadas por sensor infra-vermelho. Os dados de NO_x são calculados com base nas medições de NO e NO₂.

A sonda de coleta de gases foi posicionada no ponto 6. A Figura 3.17 mostra a posição da sonda no escapamento do turboeixo.

3.7.8 Erros nos instrumentos

Os erros dos instrumentos na bancada são listados na Tabela 3.18. A Tabela 3.19 mostra os parâmetros, o tipo de sensor, a faixa de medição a resolução e o erro para cada tipo de emissão. Para NO_x, o erro considerado foi o mesmo de NO e NO₂.



Figura 3.17 – Sonda de coleta de dados de emissões

Tabela 3.18 – Erros nos instrumentos.

Instrumentação do Turboeixo				
	Medida	Unidade	Símbolo	Erro
Célula de Carga	Carga do dinamômetro	N	F_{din}	0,1
Tacômetro	Rotação	rpm	N	1
Manômetro "U" – água	Pressão estática da entrada de ar	mmH ₂ O	dP(a-0)	1
Termopar K	Temperatura saída da turbina	°C	T(6)	1
Termopar K	Temperatura de entrada de ar	°C	T(2)	
Rotâmetro	Vazão de combustível	g/s	m	0,1

Tabela 3.19 – Parâmetros de análise do analisador de gases GL8000.

Analisador de Gases Greenline 8000				
Parâmetro	Tipo de Sensor	Faixa de Medição	Resolução	Erro
O ₂	Eletroquímico	0-25%	0,10%	±0,1%vol
CO ₂	Infra -vermelho	0-20,00%	0,01%	±3% leit. ou ± 0, 3%
CO	Eletroquímico	0-20000 ppm	1 ppm	<300 ppm ±10 ppm Até 2000 ppm ±4% >2000 ppm ±10%
NO _x	Calculado	0-5000 ppm	1 ppm	<100 ppm ±5 ppm Até 4000 ppm ±4%

Catálogo Eurotron Unigás 8000

3.8 TRATAMENTO DOS DADOS

O teste é realizado em um turboeixo estacionário em altitude constante. O tratamento dos dados utilizou como referência MARTINS (2003).

3.8.1 Potência

As medidas foram feitas variando-se a força no dinamômetro, portanto em potências diferentes.

$$\dot{W}_{din} = \frac{F_{din} \times N}{26300} \quad [\text{kW}] \quad (25)$$

onde F_{din} é a carga líquida aplicada no dinamômetro [N], e N é a rotação [rpm].

Como o valor lido pela carga líquida aplicada é o dobro da carga líquida real, o valor de F_{din} deve ser dividido por dois. Portanto:

$$\dot{W}_{din} = \frac{F_{din} \times N}{52600} \quad [\text{kW}] \quad (26)$$

A constante 52600 já transforma o valor em kW.

A relação ar/combustível também pode ser definida como a relação entre as vazões mássicas de ar e de combustível de acordo com a equação 27.

$$f = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_f} \quad (27)$$

3.8.2 Vazão de ar

O cálculo do fluxo mássico de ar é feito através das curvas de calibração de ar levando-se em conta a razão entre a pressão de entrada no compressor e a pressão ambiente.

$$\theta = \frac{P_{s(A-0)}}{P_{amb}} \quad (28)$$

A vazão corrigida está na ordenada da curva de correção da vazão de ar e é calculada pela equação 29.

$$\dot{m}_{ar,corr} = \frac{\dot{m}_{ar} \times \sqrt{T_{amb}}}{X_0 \times P_{amb}} \quad (29)$$

Onde: \dot{m}_{ar} é o fluxo mássico de ar [lb/s], X_0 é a área efetiva de entrada de ar que é de 15,30 in² (96,77 cm²), T_{amb} é a temperatura ambiente [K] e P_{amb} é a pressão ambiente [lbf/in²]. Considerando que 1 lb = 453,59 g, faz-se a conversão de lb/s para g/s.

As curvas de calibração da vazão de ar foram plotadas de acordo com a referência em um gráfico em MS Excel. Foi gerada uma linha de tendência polinomial de ordem seis conforme a equação 30.

$$\dot{m}_{ar,corr} = a.\theta^6 + b.\theta^5 + c.\theta^4 + d.\theta^3 + e.\theta^2 + f.\theta + g \quad (30)$$

Foram geradas três curvas: a) Curva A - para $0,0 \leq \theta < 0,01$; Curva B - para $0,01 \leq \theta < 0,09$; Curva C - para $0,1 \leq \theta < 0,9$. A Tabela 3.20 mostra os parâmetros para correção da vazão de ar. As curvas de correção da vazão de ar são mostradas no apêndice B

Tabela 3.20 – Parâmetros para calibração da vazão de ar

Parâmetros para Calibração da Vazão de Ar							
Curva	a	b	c	d	e	f	g
A	-1,517E+12	5,209E+10	-7,000E+08	4,648E+06	-1,658E+04	3,721E+01	-8,732E-04
B	1,573E+06	-3,823E+05	3,134E+04	-6,736E+02	-4,604E+01	4,731E+00	3,993E-02
C	-8,577E-05	7,702E+05	-2,852E+05	5,573E+04	-6,006E+03	3,487E+02	-8,048E+00

3.8.3 Consumo específico do combustível

O consumo específico de combustível ($bsfc$) é a razão entre o fluxo mássico (\dot{m}_f) de combustível e a potência retirada no dinamômetro (\dot{W}_{din}) no momento da coleta dos dados e é calculado pela equação 31.

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_{din}} \quad (31)$$

[g/kW.s]

3.8.4 Rendimento térmico

O rendimento térmico do turboeixo é a razão entre a potência calculada e a potência térmica gerada pelo fluxo de combustível.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{din}}{\dot{m}_f \times PCI_f} \quad (32)$$

[%]

onde PCI_f é o poder calorífico do combustível, em kJ/kg.

O PCI_f das misturas é calculado de acordo com a proporção em massa entre os PCIs do querosene e do biodiesel de acordo com a equação 33.

$$PCI_f = \%BD_m \times PCI_{BD} + \%QAV_m \times PCI_{QAV} \quad (33)$$

[kJ/kg]

O PCI do querosene de aviação é 42800 kJ/kg de acordo com a portaria ANP 137. Segundo a Fertibom² o PCI do biodiesel varia entre 39400 e 41800 kJ/kg. Foi adotado o valor médio de 40600 kJ/kg. A Tabela 3.21 mostra os valores de PCI calculados para as misturas.

² Informação fornecida por Heitor Mariano Gobbi Barbosa através de correspondência eletrônica em 15/08/2007.

A Figura 3.18 mostra a variação do PCI das amostras com o aumento da porcentagem de biodiesel na mistura.

Tabela 3.21 – PCI por mistura.

Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]	
Mistura	PCI [kJ/kg]
B00	42800
B05	42682
B10	42565
B30	42105
B50	41658
B70	41226
B100	40600

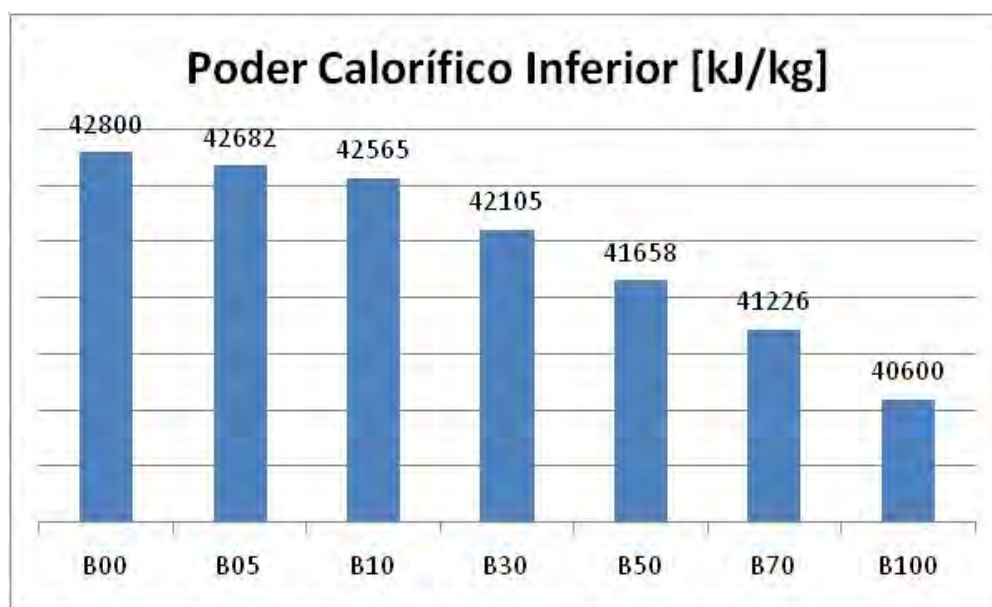


Figura 3.18 – Variação do PCI por mistura.

3.8.5 Temperatura nas palhetas

A temperatura nas palhetas da turbina é fator de segurança para a operação de qualquer turbina. A temperatura de chama adiabática varia de acordo com o combustível e mesmo sendo a temperatura de chama adiabática um cálculo teórico, na prática, a mudança de combustível deve gerar variação de temperatura na entrada da turbina. A Figura 3.19 mostra o display com as informações de EICAS (Engine Information and Crew Alerting System) de uma aeronave Embraer EMB-170 onde se destaca a indicação da ITT (Inter Turbine Temperature). A indicação da ITT acontece após a turbina de alta pressão, o que corresponde ao ponto de saída da turbina do turboeixo.

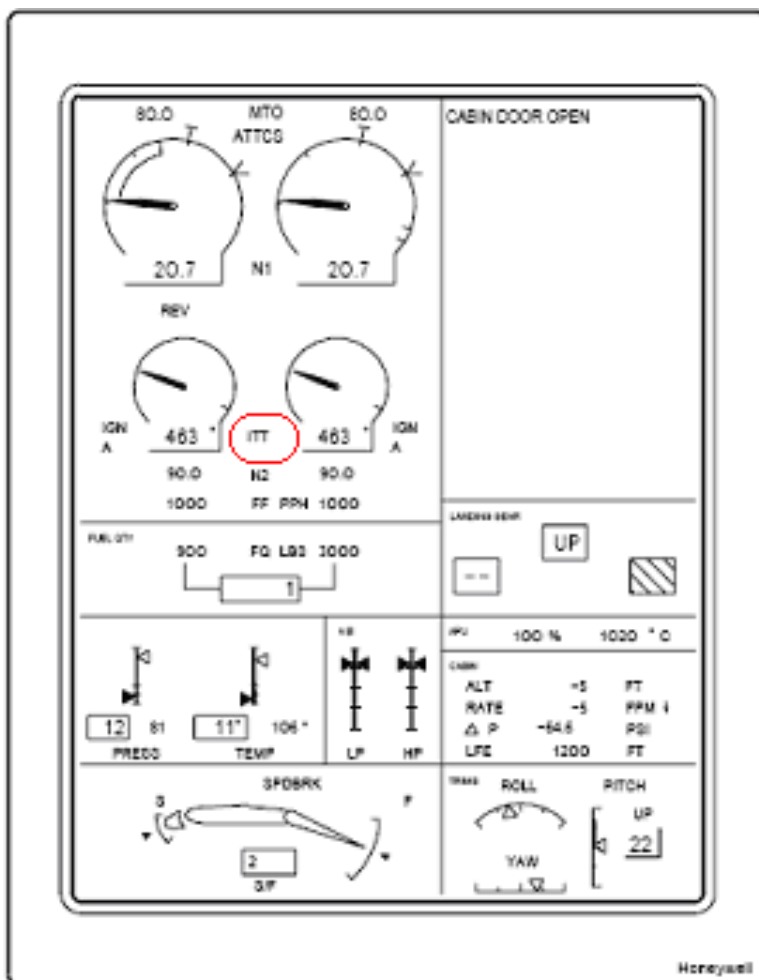
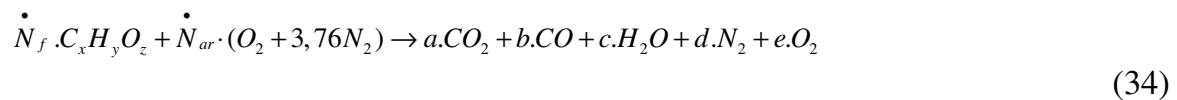


Figura 3.19 – Indicação de ITT no EICAS de uma aeronave EMB-170.

3.8.6 Emissões

As emissões foram analisadas de duas maneiras. Primeiramente foram analisadas as emissões em massa em comparação ao consumo de combustível e em segundo, a emissão em massa em relação à potência. O primeiro passo foi determinar a vazão mássica das emissões. As emissões de CO_2 são dadas em porcentagem de volume, as de CO e NO_x em ppm. O termo ppm denota partes por milhão em base volumétrica, cm^3/m^3 ou $mmol/mol$ (CARVALHO E LACAVA, 2003). A conversão de ppm para %vol é feita multiplicando-se o valor em ppm por 10^{-5} . Para se determinar a vazão mássica de emissões partimos da equação real de combustão (34), em termos de vazão molar.



Embora seja muito importante a vazão de NO_x pode ser negligenciada nessa etapa dos cálculos. O fator de emissão de NO_x e sua emissão específica serão determinados no final dos cálculos.

Para se determinar a vazão molar do combustível dividiu-se a vazão mássica do combustível pelo seu peso molecular de acordo com a equação 35.

$$\dot{N}_f = \frac{\dot{m}_f}{M_f} \quad \left[\frac{mol}{s} \right] \quad (35)$$

O peso molecular de cada mistura varia de acordo com a Tabela 3.22

Tabela 3.22 – Peso molecular do combustível..

Peso molecular do combustível				
Combustível				
	C	H	O	Total
B00	132,00	21,00	0,00	153,00
B02	133,97	21,39	0,64	156,00
B05	136,92	21,97	1,60	160,49
B10	141,83	22,95	3,20	167,98
B30	161,49	26,85	9,60	197,94
B50	181,16	30,74	16,00	227,90
B70	200,82	34,64	22,40	257,86
B100	230,31	40,49	32,00	302,80

Para se determinar a vazão molar do ar dividiu-se a vazão mássica do combustível pelo seu peso molecular de acordo com a equação 36.

$$\dot{N}_a = \frac{\dot{m}_a}{M_a} \quad \left[\frac{mol}{s} \right] \quad (36)$$

O peso molecular do ar foi obtido pela ponderação dos pesos moleculares do oxigênio e do nitrogênio em relação à sua proporção na composição do ar conforme a equação 37.

$$M_a = 0,21.M_{O_2} + 0,79.M_{N_2} = 0,21.32 + 0,79.28 = 28,84 \quad \left[\frac{g}{mol} \right] \quad (37)$$

As concentrações de emissões em base seca são dadas pelas equações 38, 39 e 40. Onde “a” é o coeficiente referente ao CO₂, “b” é o coeficiente referente ao CO, “d” ao N₂ e “e” ao O₂.

$$[O_2]_{bs} = \frac{e}{a+b+d+e} \quad (38)$$

$$[CO_2]_{bs} = \frac{a}{a+b+d+e} \quad (39)$$

$$[CO]_{bs} = \frac{b}{a+b+d+e} \quad (40)$$

Para se determinar os coeficientes dos produtos de combustão partiu-se da concentração de O_2 .

$$t = a + b + d + e \quad (41)$$

Os coeficientes dos produtos são determinados através do balanço dos elementos químicos.

Do carbono:

$$a + b = x \cdot \dot{N}_f \quad (42)$$

Do nitrogênio:

$$d = \dot{N}_{N_2} \quad (43)$$

Onde,

$$\dot{N}_{N_2} = 0,79 \cdot \dot{N}_a \quad (44)$$

Rearranjando-se a equação 41 o denominador “ t ” fica:

$$t = x \cdot \dot{N}_f + \dot{N}_{N_2} + e \quad (45)$$

Então a concentração de O_2 ficou

$$[O_2]_{bs} = \frac{e}{x \cdot \dot{N}_f + \dot{N}_{N_2} + e} \quad (46)$$

Isolando-se o coeficiente e .

$$e = \frac{\left(x \cdot \dot{N}_f + \dot{N}_{N_2} \right) \cdot [O_2]_{bs}}{1 - [O_2]_{bs}} \quad (47)$$

O coeficiente “ a ” do CO_2 foi calculado pela equação 48

$$a = [CO_2]_{bs} \cdot t \quad (48)$$

O coeficiente “ b ” do CO foi calculado pela equação 49, onde a concentração de CO deve ser convertida para $\%_{vol}$

$$b = [CO]_{bs} \cdot t \quad (49)$$

Da mesma forma pode-se calcular um coeficiente “ f ” para a emissão de NO_x

conforme a equação 50. Deve-se converter a concentração de NO_x para $\%_{vol}$.

$$f = [NO_x]_{bs} . t \quad (50)$$

A as vazões mássicas das emissões, foram calculadas multiplicando-se os coeficientes a, b e f pelos respectivos pesos moleculares (44, 28 e 30 g/mol). Para o NO_x foi considerado o peso molecular do NO.

$$\dot{m}_{CO_2} = a.44 \quad \left[\frac{g}{s} \right] \quad (51)$$

$$\dot{m}_{CO} = b.28 \quad \left[\frac{g}{s} \right] \quad (52)$$

$$\dot{m}_{NO_x} = f.30 \quad \left[\frac{g}{s} \right] \quad (53)$$

Com a vazão mássica das emissões e a vazão mássica de combustível, calculou-se os fatores de emissão.

$$FE_{[A]} = \frac{\dot{m}_{[A]}}{\dot{m}_f} \quad \left[\frac{g_{[A]}}{g_f} \right] \quad (54)$$

E as emissões específicas (SE) foram calculadas de acordo com a equação 55.

$$SE_{[A]} = \frac{\dot{m}_{[A]}}{W_{din}} \quad \left[\frac{g_{[A]}}{kW} \right] \quad (55)$$

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Conforme descrito no capítulo 3 os testes foram realizados com misturas de querosene e biodiesel nas seguintes proporções 0,5, 10, 30, 50 e 70% de biodiesel em volume.

Para cada mistura foram realizados testes em três rotações 2300, 2600 e 3000 rpm.

Em cada rotação variou-se a potência de frenagem do eixo, através da variação de carga em um dinamômetro hidráulico. A Tabela 3.17 mostra as condições em que os testes foram realizados.

A coleta de gases foi realizada três minutos após a estabilização da rotação na potência desejada e foi retirada uma amostra de quarenta medidas de O₂, CO₂, CO e NO_x, ainda, para a coleta dos gases foram determinadas as incertezas totais, em um intervalo de confiança de 95% conforme demonstra a Tabela 3.9

A análise dos resultados foi feita, primeiramente, para as medidas de vazão do ar e combustível, em seguida para os parâmetros de desempenho, emissões, operação e resíduos.

4.1 MEDIDAS DE VAZÃO

A vazão mássica de ar foi o primeiro parâmetro analisado. As Figuras 4.1, 4.2 e 4.3 mostram a variação da vazão mássica em relação aos testes.

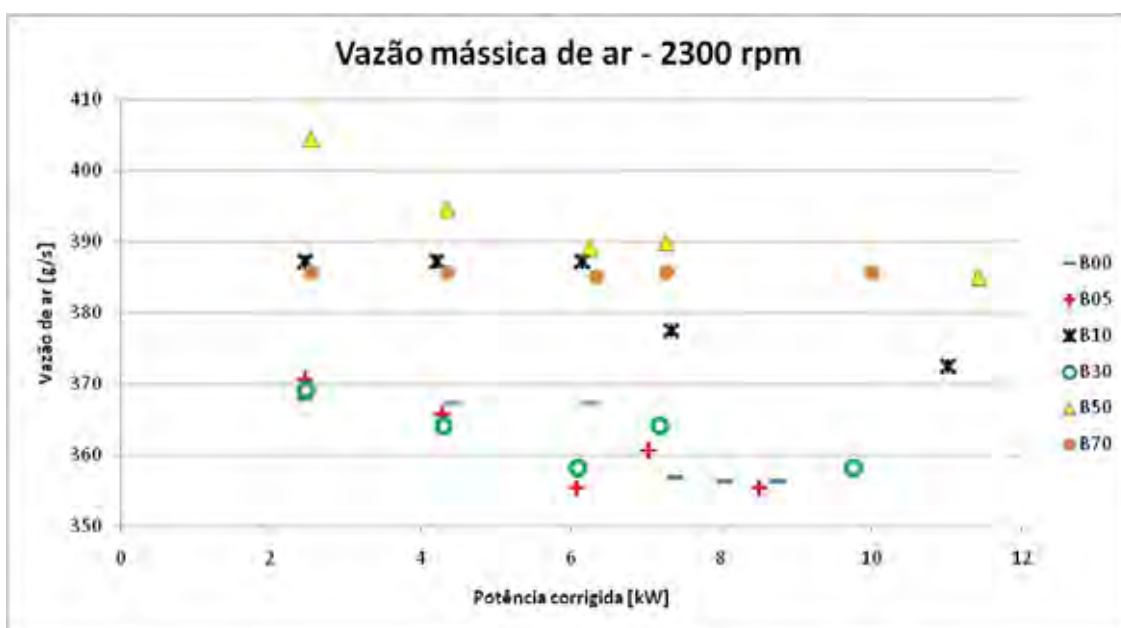


Figura 4.1 – Vazão mássica de ar - 2300 rpm.

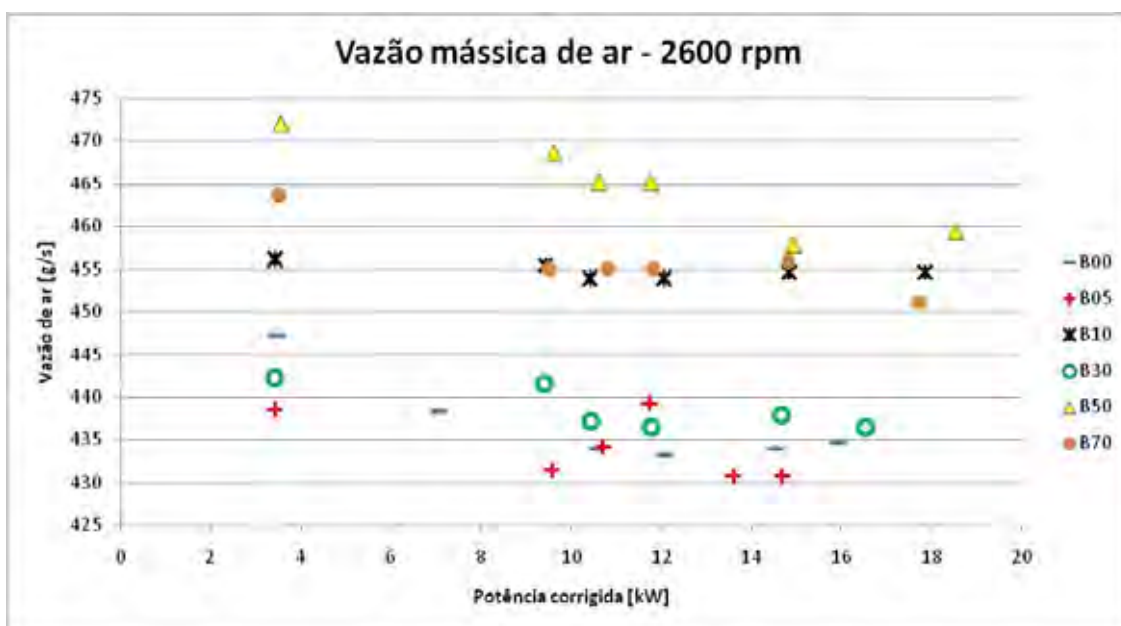


Figura 4.1 – Vazão mássica de ar - 2600 rpm.

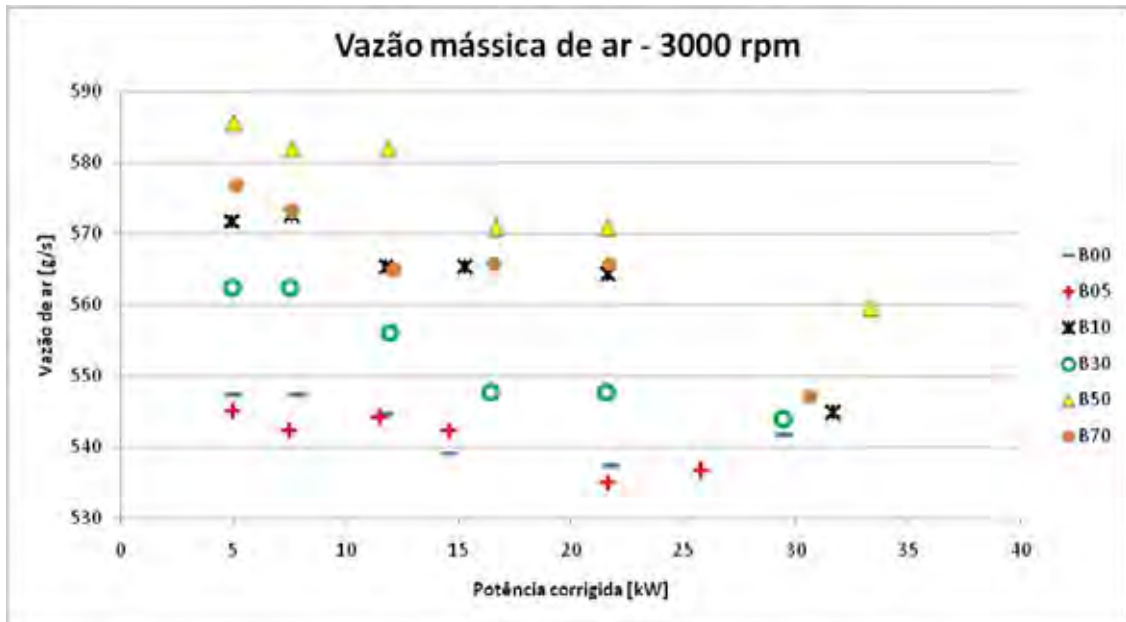


Figura 4.3 – Vazão mássica de ar - 3000 rpm.

As medidas mostram que houve variação de vazão mássica entre os testes. A vazão mássica diminui com o aumento da potência e o comportamento é o mesmo para as três rotações.

Conforme mostram as equações 28 e 29, a vazão mássica de ar na entrada do turboeixo é função da pressão ambiente, da pressão de entrada de ar e da temperatura de entrada de ar. Os testes foram realizados em dias diferentes, com condições diferentes de temperatura e pressão ambientes. A análise das variações de condições ambientais entre os testes foi realizada para se entender porque há variação de vazão massica para cada teste. A Figura 4.4 mostra a variação de temperatura ambiente entre os testes e a Figura 4.5 mostra a variação de pressão entre os testes.

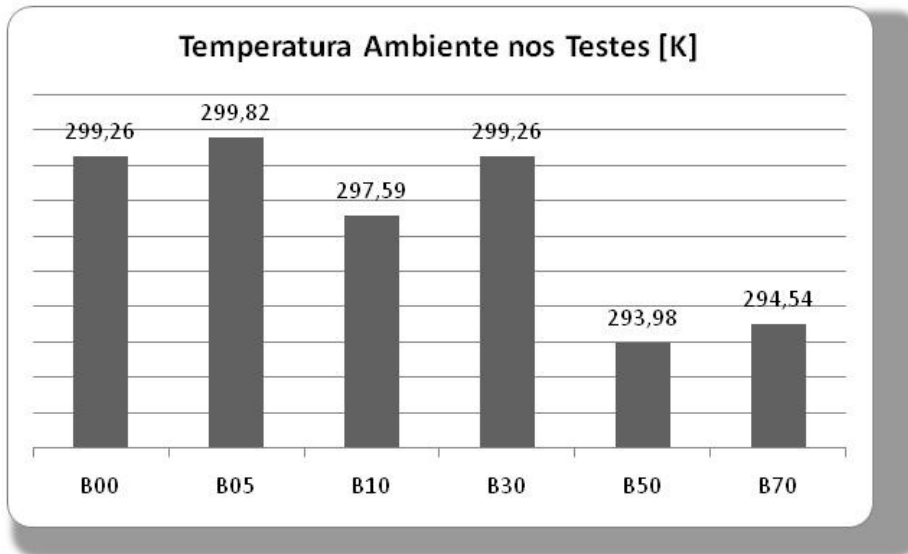


Figura 4.4 – Variação de temperatura ambiente entre os testes.

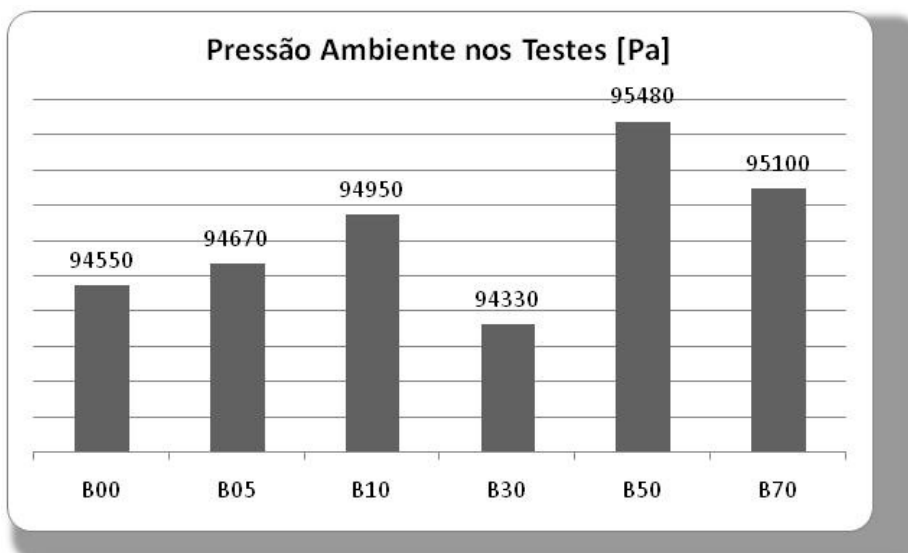


Figura 4.5 – Variação de pressão ambiente entre os testes.

Para se explicar a variação de vazão mássica entre os vários pontos de potência em um mesmo teste foi feita uma análise das variações nas condições de entrada de ar durante cada teste.

Cada coleta de dados para uma determinada rotação tem a duração de aproximadamente uma hora. Durante a coleta de dados houve variação de temperatura na entrada de ar do turboeixo. As Figuras 4.6, 4.7 e 4.8 mostram as

variações de temperatura de entrada de ar durante os testes para as rotações de 2300, 2600e 3000 rpm.

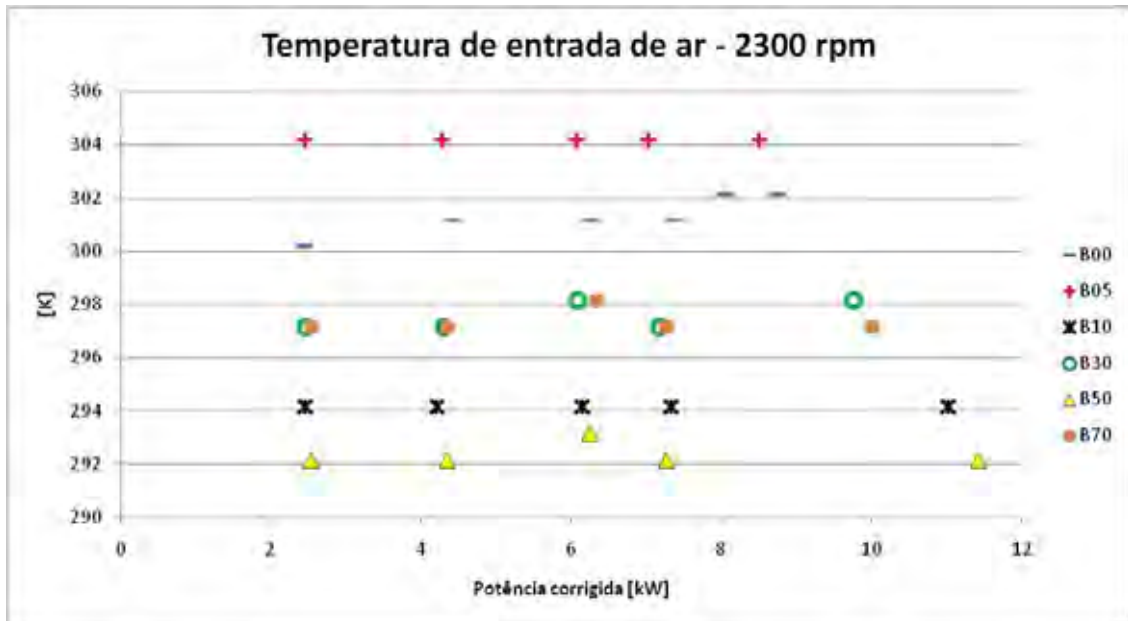


Figura 4.6 – Temperatura de entrada de ar - 2300 rpm.

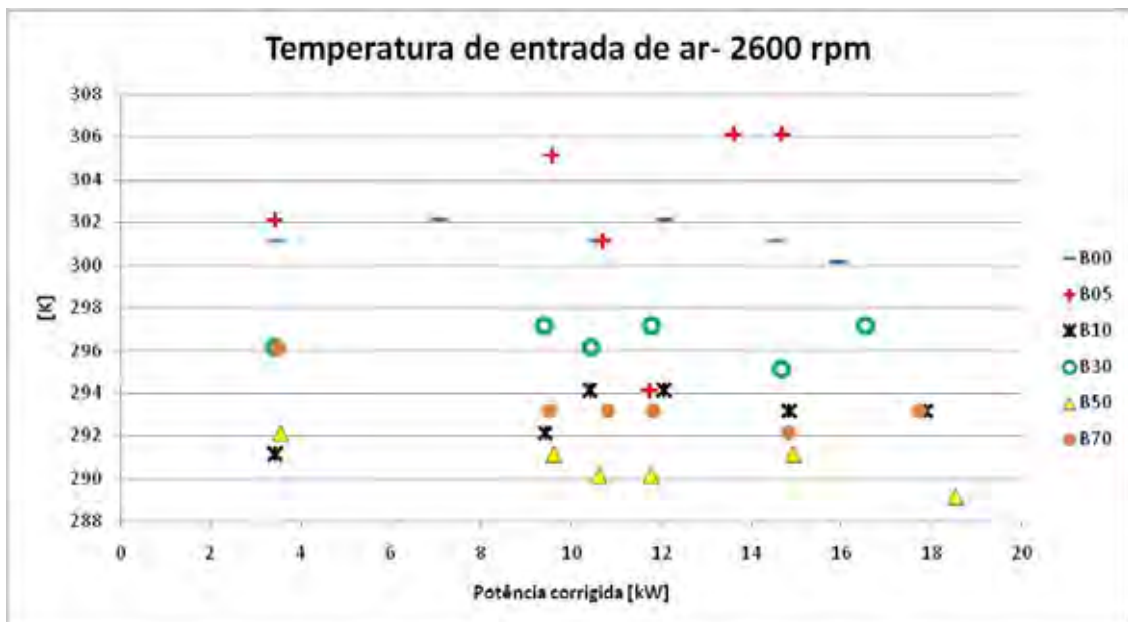


Figura 4.7 – Temperatura de entrada de ar - 2600 rpm.

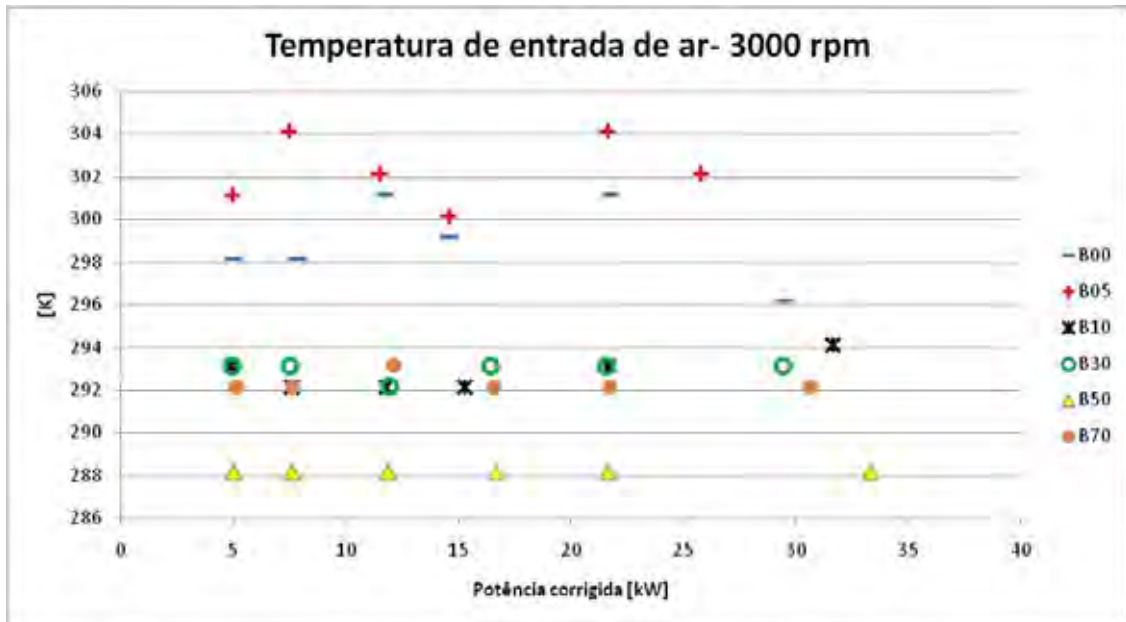


Figura 4.8 – Temperatura de entrada de ar - 3000 rpm.

O manômetro em “U” mede o diferencial de pressão estática entre o plenum de entrada de ar e a pressão ambiente em mmH₂O.

Além da variação de temperatura, verificou-se também que durante os testes houve variação de $P_{s(A-0)}$. As Figuras 4.9, 4.10 e 4.11 mostram as variações do diferencial de pressão durante os testes para as rotações de 2300, 2600 e 3000 rpm.

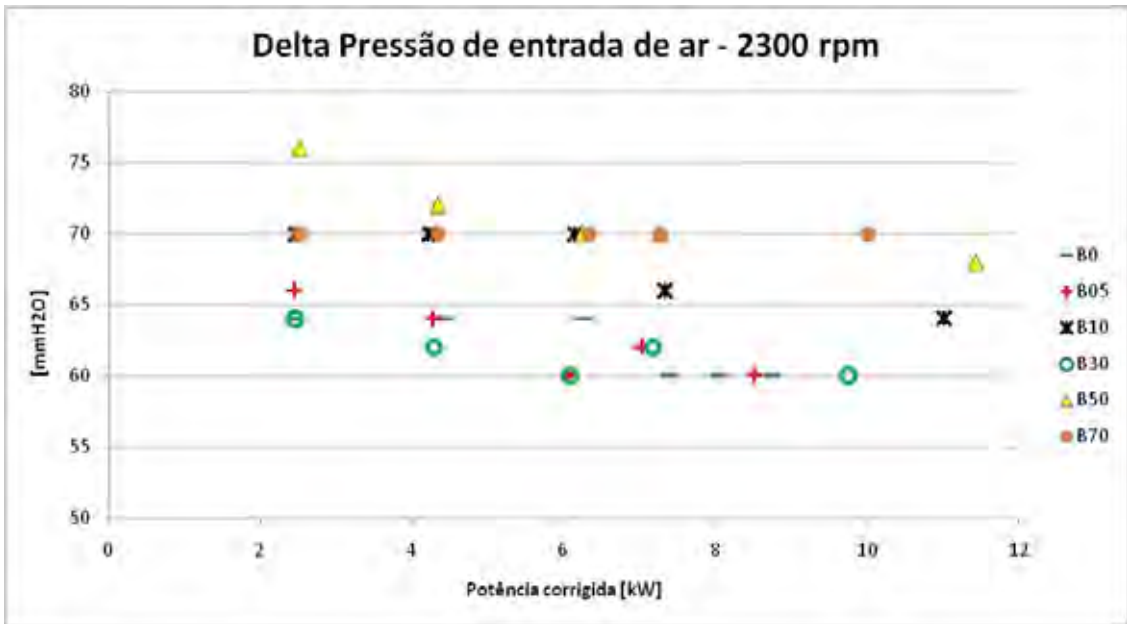


Figura 4.9 – Diferencial de pressão na entrada de ar -2300 rpm.

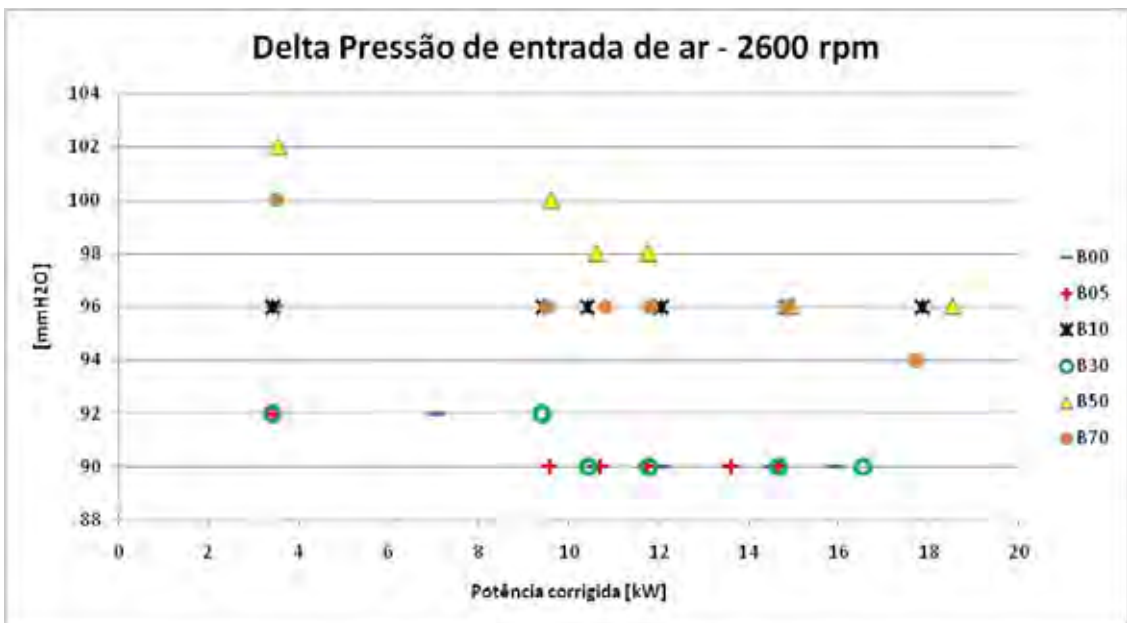


Figura 4.10 – Diferencial de pressão na entrada de ar - 2600 rpm.

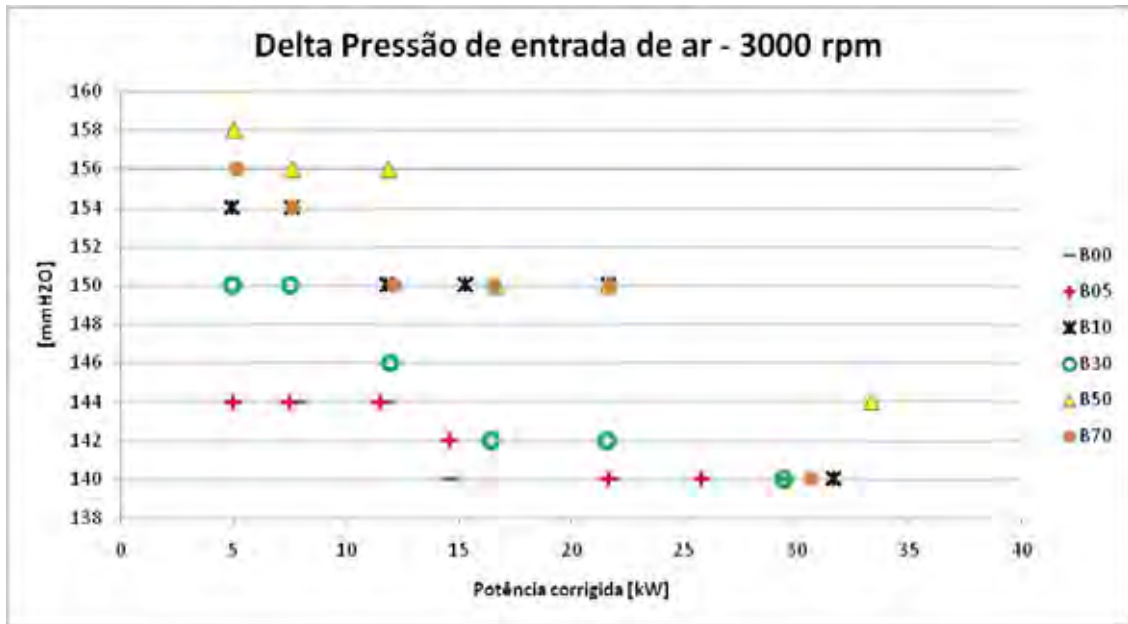


Figura 4.11 – Diferencial de pressão na entrada de ar - 3000 rpm.

A vazão volumétrica é função somente do volume deslocado para cada revolução do compressor. Para uma determinada rotação o deslocamento volumétrico de ar deve permanecer constante independente das condições ambientais. A variação de vazão volumétrica entre dois testes realizados na mesma rotação indica erro nas medidas.

Para se confirmar a validade das medidas, calculou-se a vazão volumétrica para cada condição de tomada de medidas, levando-se em conta os fatores ambientais através da massa específica do ar de entrada.

De acordo com as variações de temperatura e pressão ambientes e de entrada no turboboeixo, calculou-se a massa específica do ar pela equação 56, onde P_0 em kPa, T_0 em K e $R = 0,287 \text{ kJ/kg.K}$.

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (56)$$

Conforme citado anteriormente a medida feita no manômetro “U” é o diferencial de pressão estática entre o plenum na entrada de ar e a pressão ambiente.

Para se determinar os valores da pressão estática no ar de entrada (P_0), subtraiu-se o valor de $P_{s(A-0)}$ da pressão ambiente de acordo com a equação 57. O fator de conversão de mmH₂O para kPa utilizado foi $1\text{mmH}_2\text{O} = 10^{-2}\text{ kPa}$.

$$P_0 = P_{amb} - P_{s(A-0)} \quad [\text{kPa}] \quad (57)$$

As Figuras 4.12, 4.13 e 4.14 mostram que houve variação de massa específica do ar de entrada entre e durante os testes.

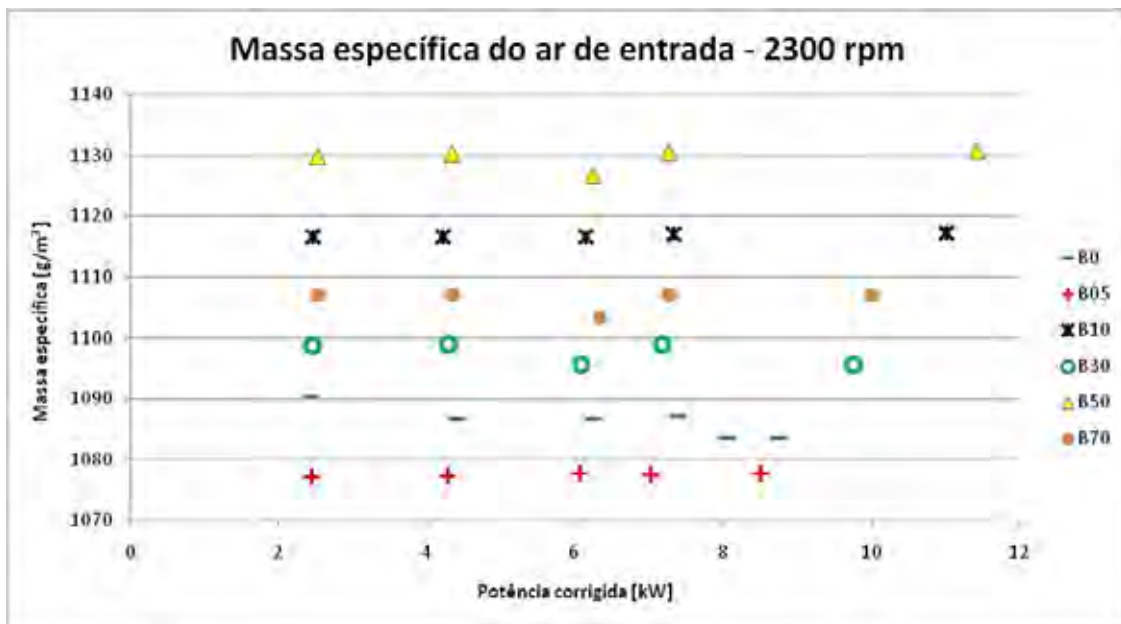


Figura 4.12 – Massa específica do ar de entrada - 2300 rpm.

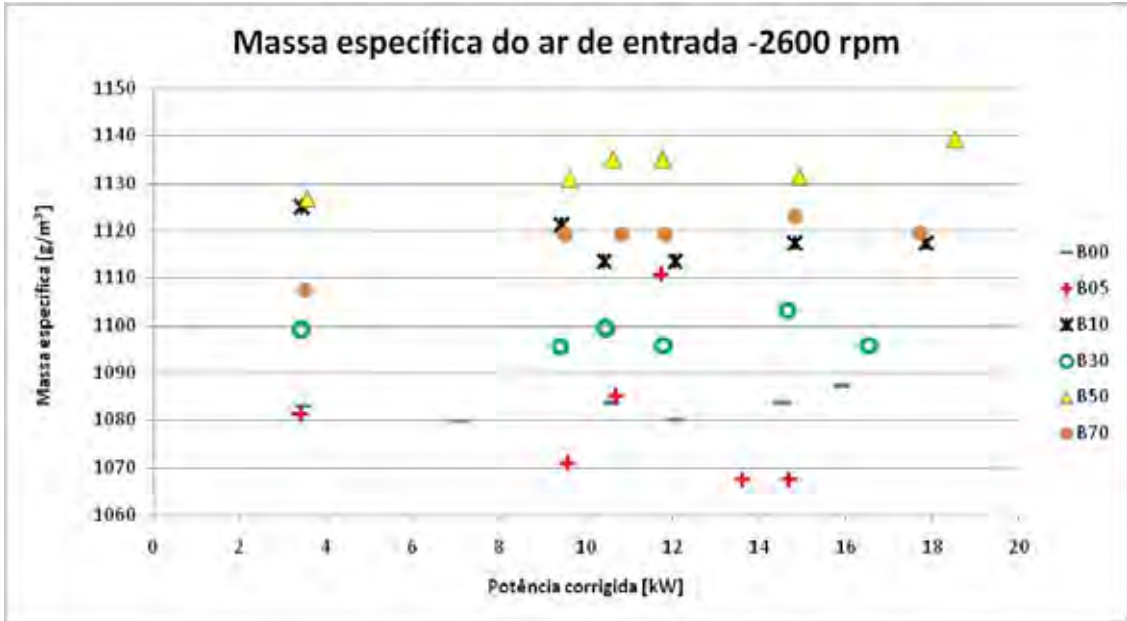


Figura 4.13 – Massa específica do ar de entrada - 2600 rpm.

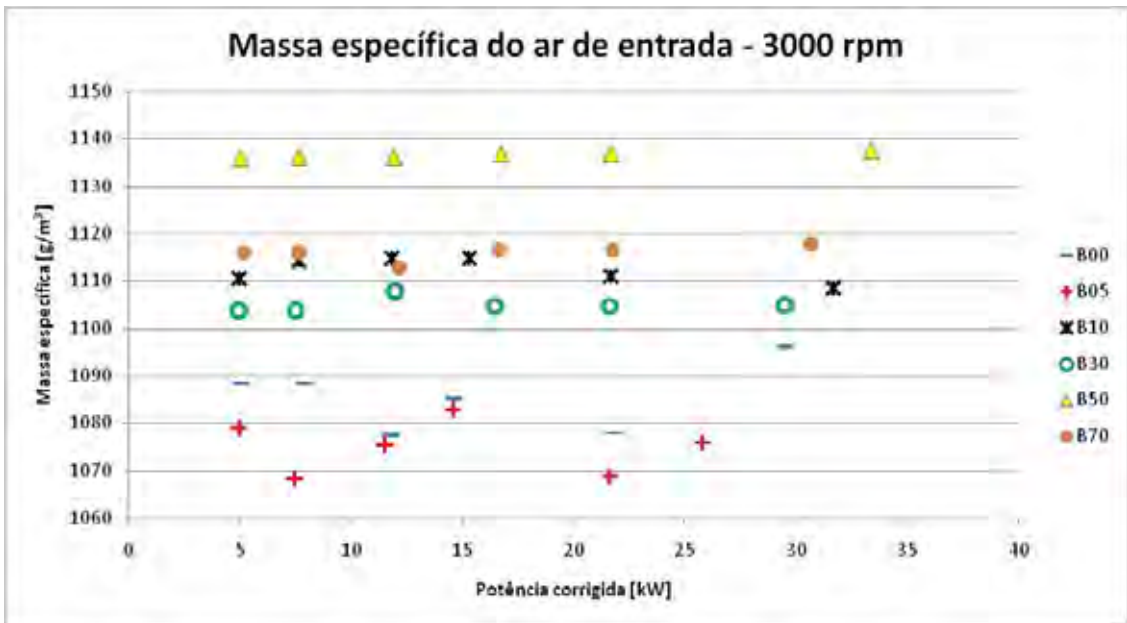


Figura 4.14 – Massa específica do ar de entrada - 3000 rpm.

Depois de calculada a massa específica do ar de entrada, determinou-se a vazão volumétrica de ar através da equação 58.

$$Q_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_0} \quad [\text{g/m}^3] \quad (58)$$

As Figuras 4.15, 4.16 e 4.17 mostram que a vazão volumétrica no turboeixo manteve-se praticamente constante para cada rotação independente do tipo de combustível utilizado e da potência de frenagem do teste.

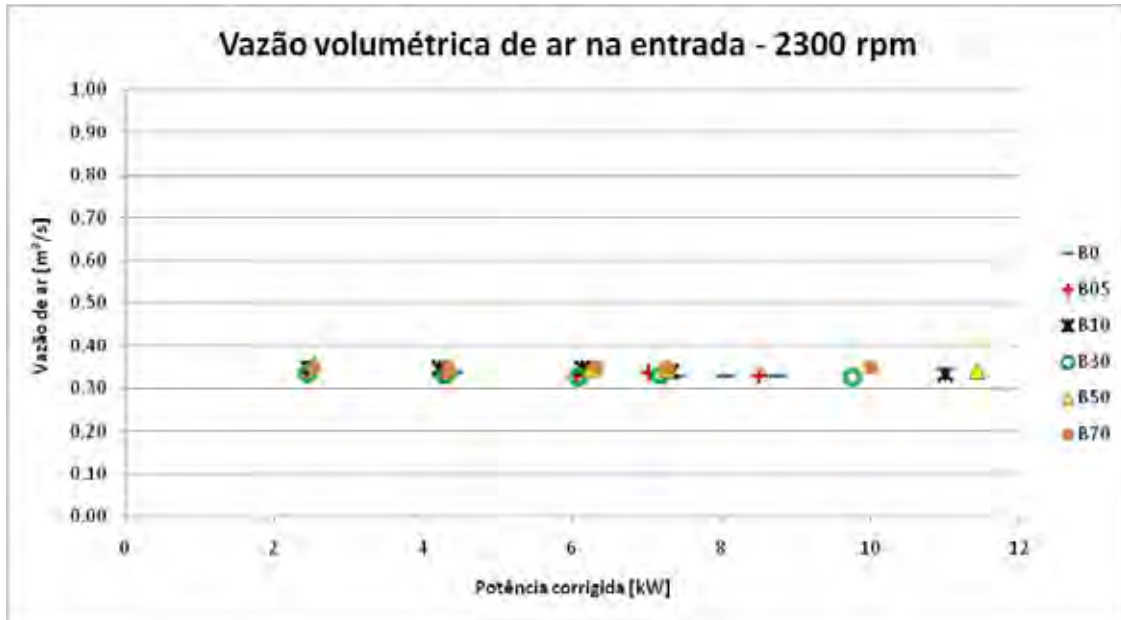


Figura 4.15 – Vazão volumétrica de ar - 2300 rpm.

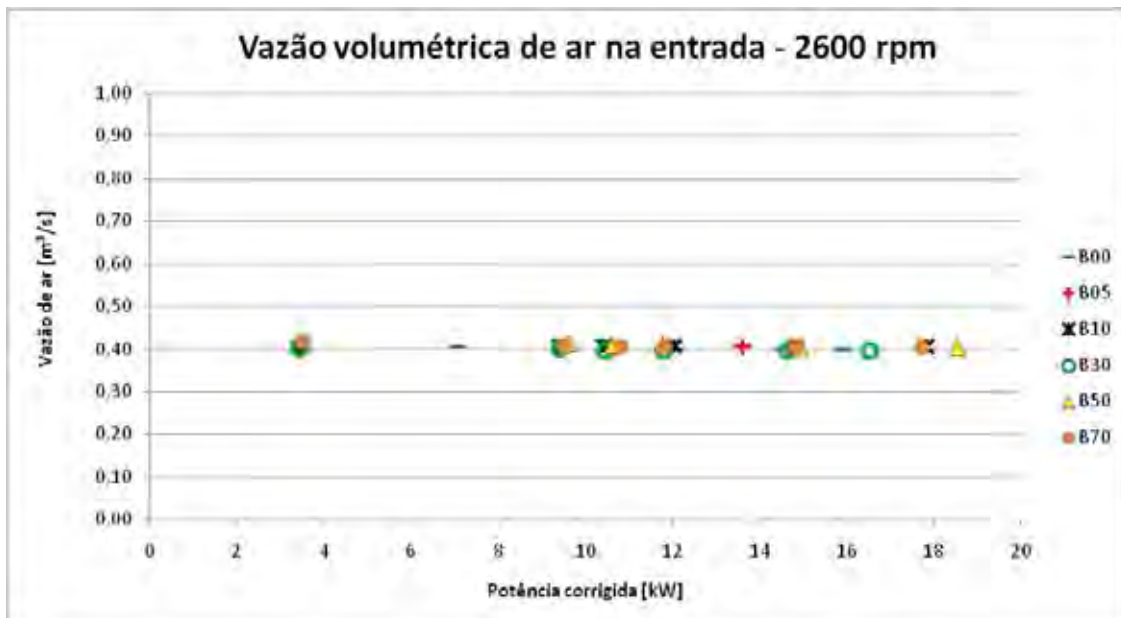


Figura 4.16 – Vazão volumétrica de ar - 2600 rpm.

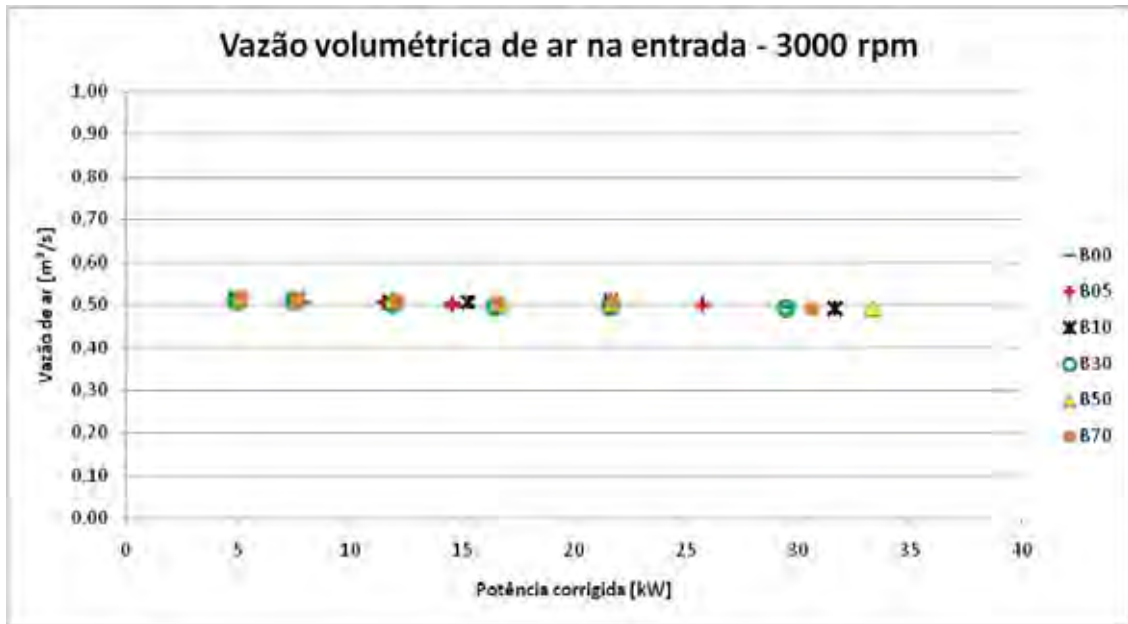


Figura 4.17 - Vazão volumétrica de ar - 3000 rpm.

O comportamento da vazão volumétrica de ar comprova que a variação de vazão mássica de ar medida está correta e que esta variação acontece porque há variação de condições ambientais, tanto entre os testes para cada combustível quanto para cada ponto de tomada de dados em um mesmo teste.

As Figuras 4.18, 4.19 e 4.20 mostram o comportamento da vazão mássica de combustível durante os testes.

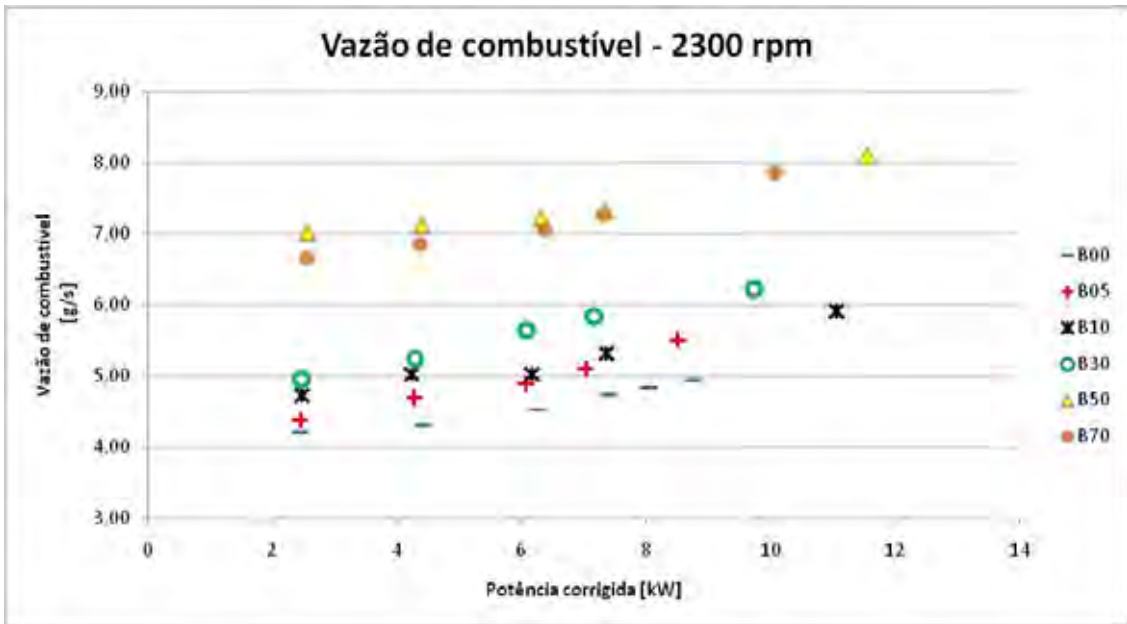


Figura 4.18 – Vazão de combustível - 2300 rpm.

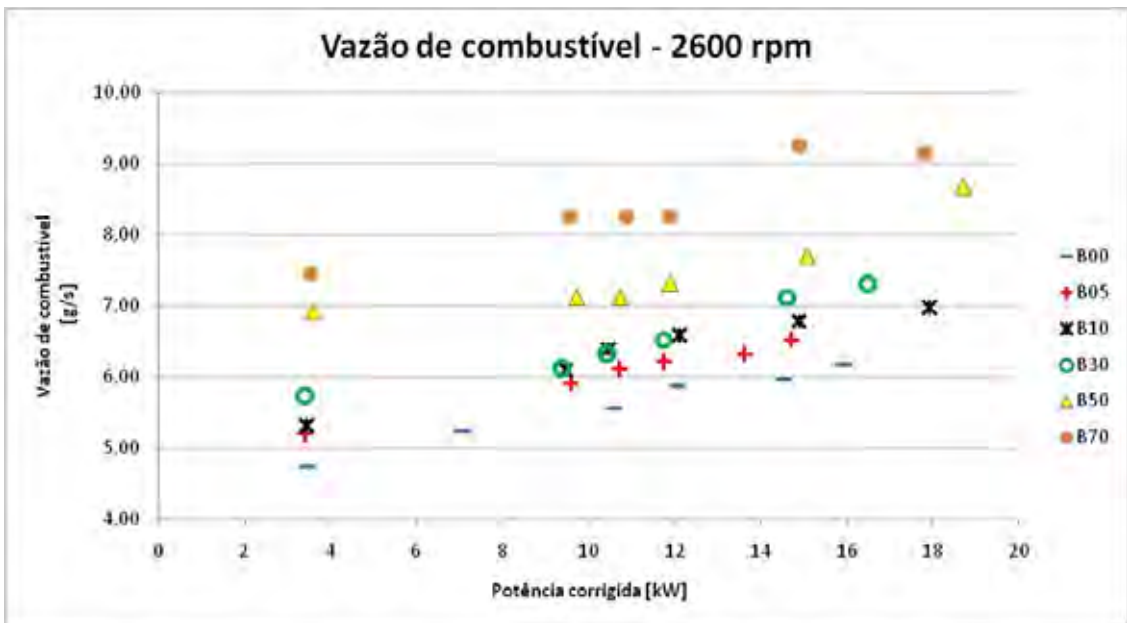


Figura 4.19 – Vazão de combustível - 2600 rpm.

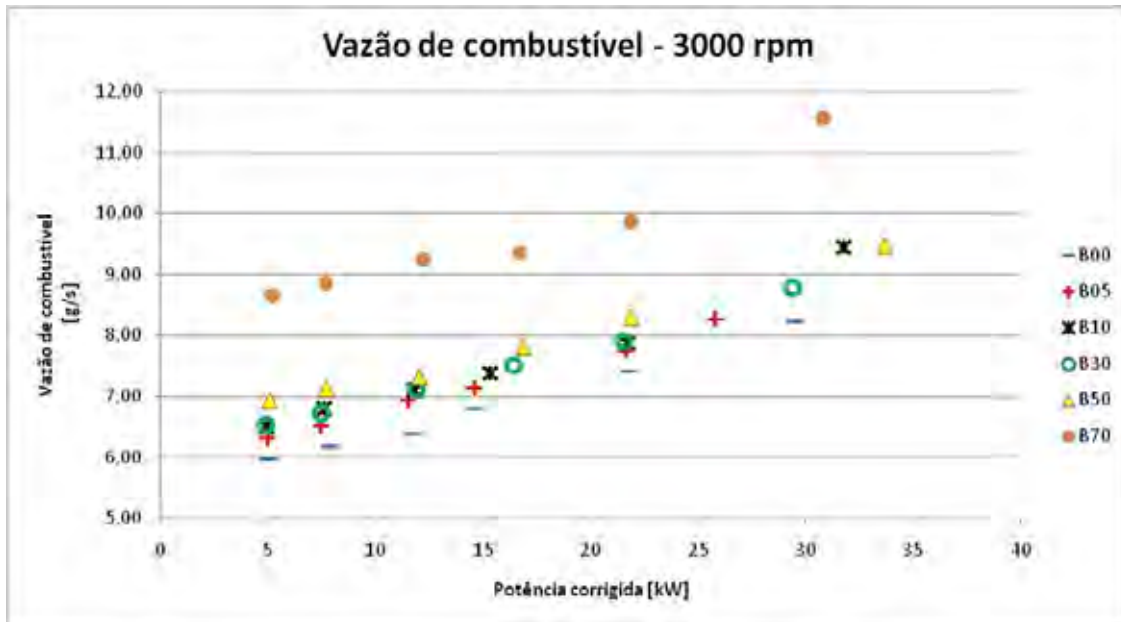


Figura 4.20 – Vazão de combustível - 3000 rpm.

O consumo de combustível depende da quantidade de energia que este combustível contém, ou seja, do seu poder calorífico.

Nas três condições de rotação a vazão do querosene aumenta com o aumento da potência. Esse comportamento era esperado, pois a potência é relacionada à quantidade de energia que é injetada na câmara de combustão. A quantidade de energia é denominada potência térmica e é determinada pela equação 59.

$$\dot{W}_{term} = \dot{m}_f PCI_f \quad [\text{kW}] \quad (59)$$

O PCI é uma característica do combustível, portanto para que um mesmo combustível produza maior potência é necessário que haja aumento de vazão.

Quando se muda o combustível o PCI também varia, então para uma mesma potência a vazão de combustível também deve variar.

A Tabela 3.21 mostra que o PCI do combustível diminui conforme se

adiciona biodiesel à mistura. As Figuras 4.18, 4.19 e 4.20 confirmam que há aumento de consumo de combustível correlacionado ao aumento do teor de biodiesel na mistura de combustível e que este comportamento ocorre nas três rotações.

Para que os testes fossem ajustados às mesmas condições de operação, corrigiu-se a vazão de combustível segundo os parâmetros δ e θ de acordo com as definições de atmosfera padrão mostradas por OLSON (2003). As razões de temperatura e pressão de atmosfera padrão par ao nível do mar são definidas pelas equações 38 e 39.

$$\theta = \frac{P}{P_{ref}} \quad (38)$$

e

$$\delta = \frac{T}{T_{ref}} \quad (39)$$

Onde P_{ref} e T_{ref} são condições padrão ao nível do mar ($P = 101325$ Pa e $T = 288,15$ K). Porém para a padronização dos testes utilizou-se $P = 94550$ Pa e $T = 299,26$ K que foram as condições ambientais do teste com o querosene puro.

Dessa maneira pode-se corrigir a potência de acordo como foi feito por VYNCKE-WILSON ET AL (2006) e NASCIMENTO ET AL (2006) pela equação 60.

$$\dot{W}_{din,corr} = \frac{\dot{W}_{din}}{\partial \cdot \sqrt{\theta}} \quad [\text{kW}] \quad (60)$$

E através da diferença entre as potências medida e corrigida pode-se determinar a vazão de combustível corrigida. Primeiro se calculou a vazão de combustível excedente através da razão entre a diferença entre a potência medida e potência corrigida e o poder calorífico de cada mistura (equação 61)

$$\dot{m}_{f,ex} = \frac{\dot{W}_{din} - \dot{W}_{din,corr}}{PCI_f} \quad [\text{g/s}] \quad (61)$$

Então a vazão mássica corrigida de combustível foi determinada pela diferença entre a vazão mássica medida e a vazão mássica excedente (equação 62).

$$\dot{m}_{f,corr} = \dot{m}_f - \dot{m}_{f,ex} \quad [\text{g/s}] \quad (62)$$

As Figuras 4.21, 4.22 e 4.23 mostram as vazões de combustível corrigidas e confirmam o comportamento esperado.

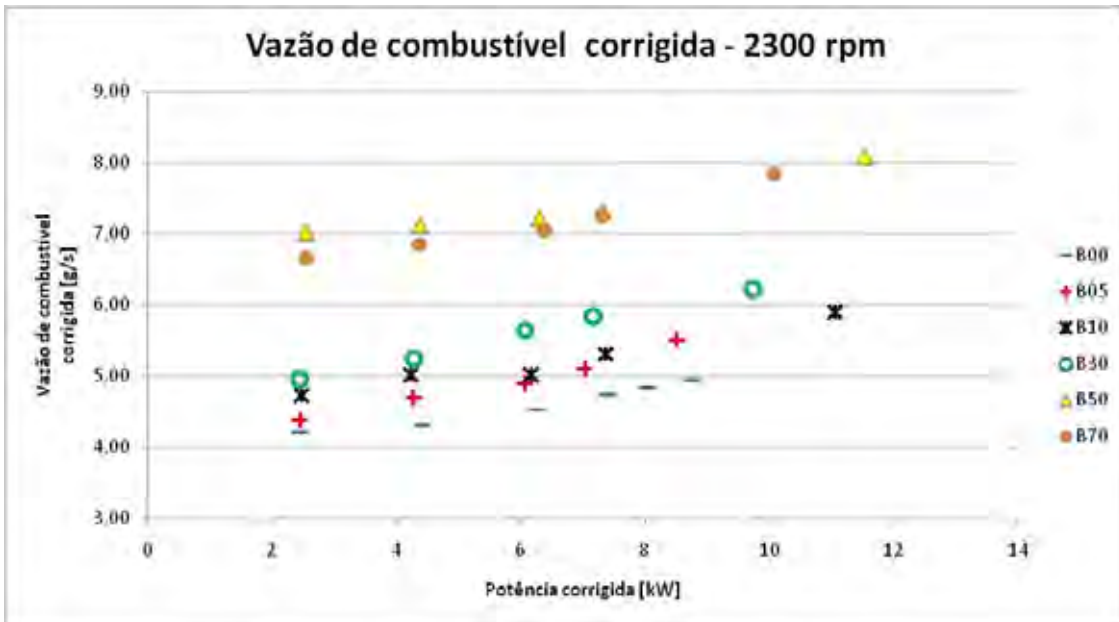


Figura 4.21 – Vazão de combustível corrigida - 2300 rpm.

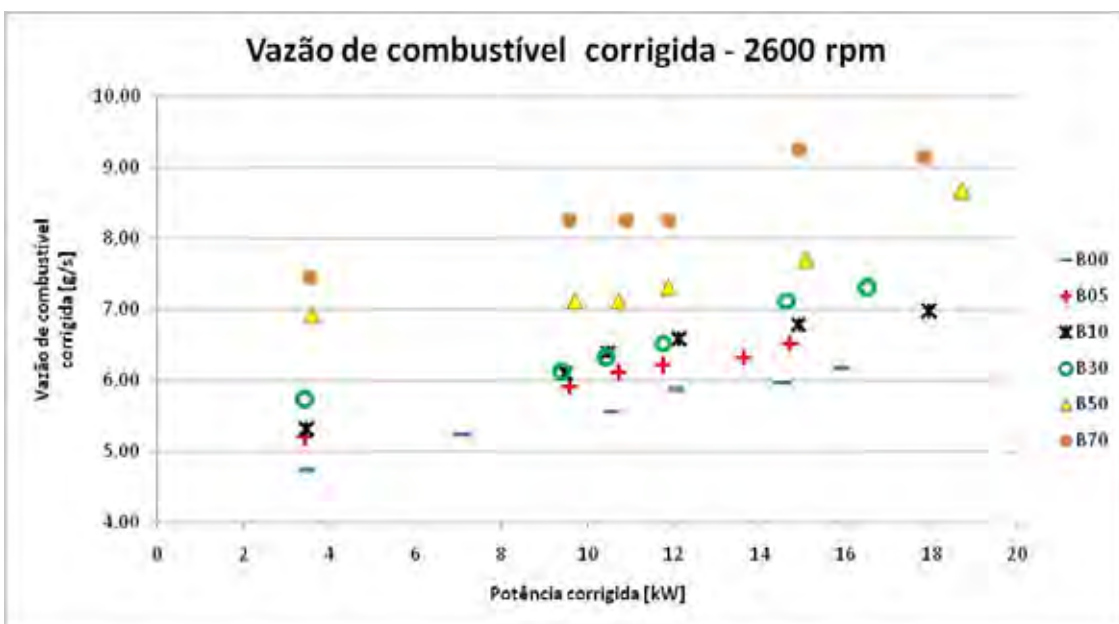


Figura 4.22 – Vazão de combustível corrigida - 2600 rpm.

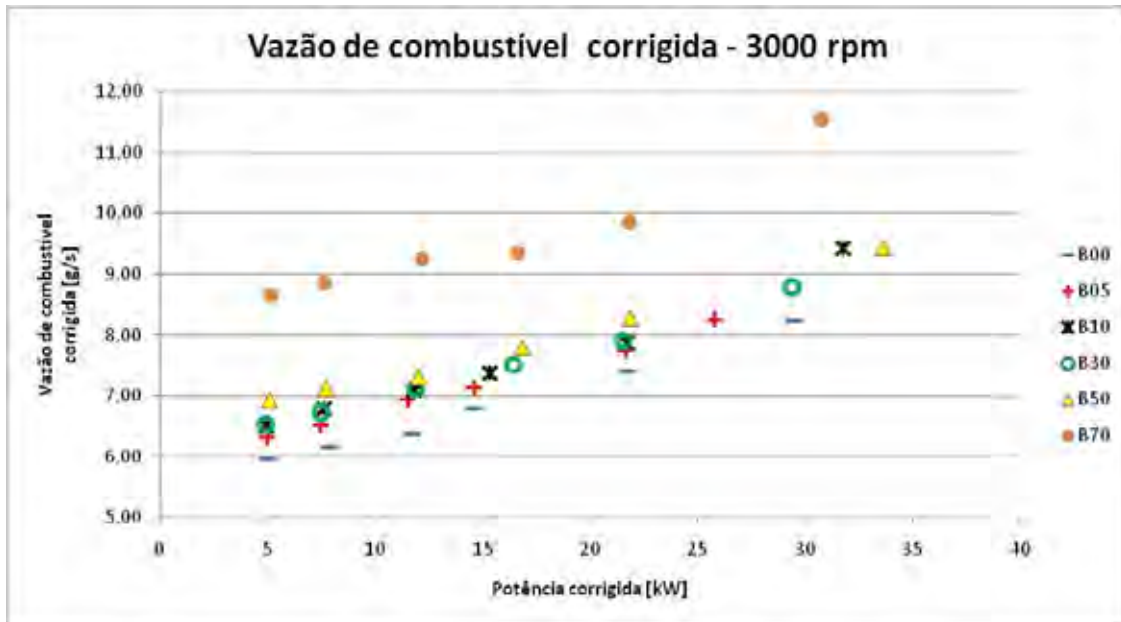


Figura 4.23 – Vazão de combustível corrigida - 3000 rpm.

A relação ar/combustível é definida como a razão entre o ar fornecido e o combustível em massa. (equação 27).

As Figuras 4.24, 4.25 e 4.26 mostram o comportamento da relação ar/combustível para as várias condições de teste.

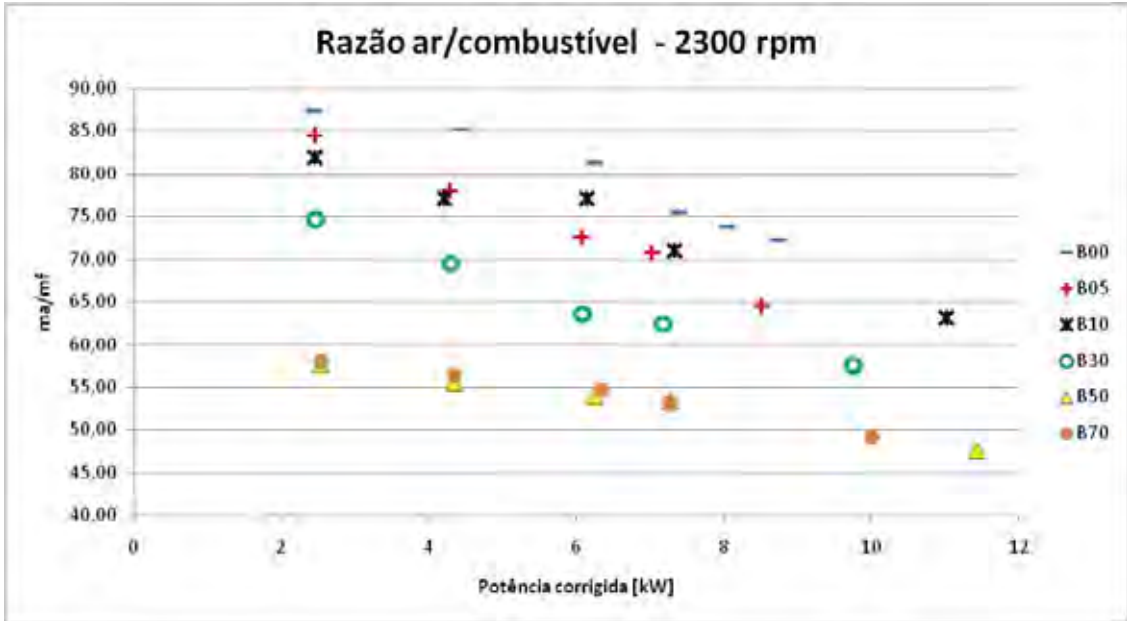


Figura 4.24 – Razão ar/combustível - 2300 rpm

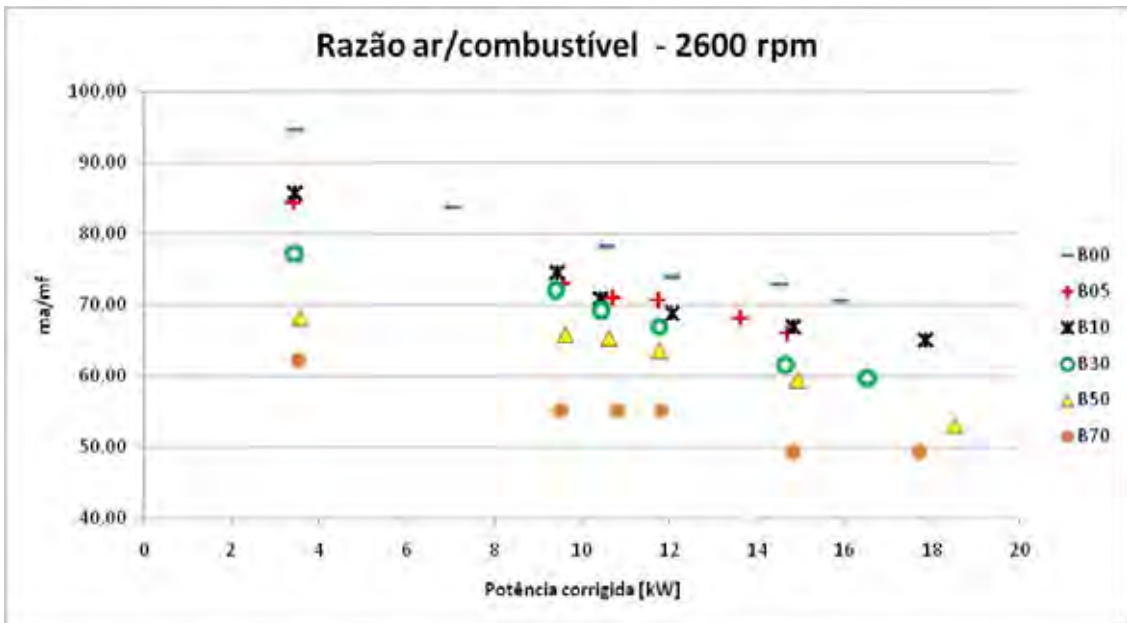


Figura 4.25 – Razão ar/combustível - 2600 rpm

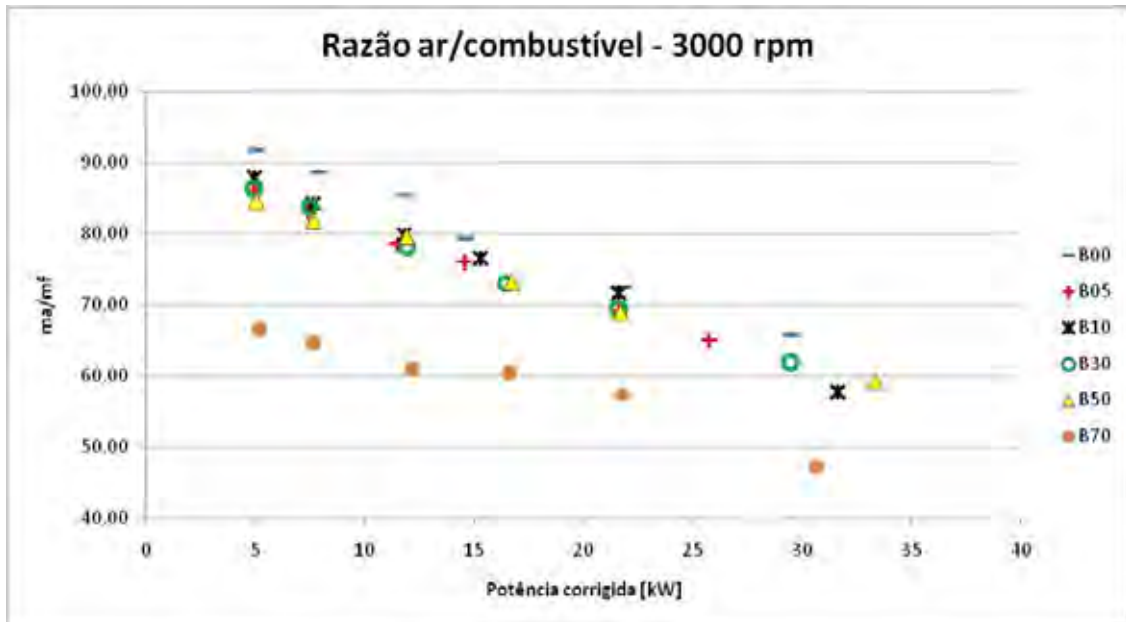


Figura 4.26 – Razão ar/combustível - 3000 rpm

O comportamento do querosene mostra que a razão ar/combustível diminui com o aumento da potência. Esse comportamento ocorre porque há aumento no consumo de combustível com o aumento da potência da turbina, porém a alimentação de ar permanece praticamente a mesma para a rotação definida.

A tabela 3.14 mostra as quantidades de cada elemento químico em massa para a reação estequiométrica de cada uma das misturas. A Tabela 3.16 mostra que para as misturas as razões ar/combustível estequiométricas diminuem com o aumento de oxigênio na composição.

As Figuras 4.24, 4.25 e 4.26 mostram que todas as misturas seguiram o comportamento do querosene, diminuição da razão ar/combustível com o aumento da potência e que comprovaram o comportamento estudado nas equações 11 e 12 e Tabelas 3.14 e 3.16.

A diminuição da razão ar/combustível para uma mesma potência em uma mesma rotação acontece porque, quanto mais oxigenado menos o combustível precisa de ar de alimentação para oxidar. Esse excesso de ar, juntamente com o

maior consumo de combustível oxigenado nessa potência, provoca uma diminuição na razão ar/combustível.

4.2 DESEMPENHO

Uma vez definida a potência térmica pela equação 59 pode-se analisar se o aumento de consumo de combustível segue a proporção correta em que o PCI da mistura diminui.

Para que a vazão de combustível aumente somente o suficiente para que a diminuição de poder calorífico seja compensada, a potência térmica deve apresentar valor constante para cada rotação, potência e combustível.

As Figuras 4.27, 4.28 e 4.29 mostram o comportamento real da potência térmica corrigida nos testes. Definiu-se como potência térmica corrigida o produto do PCI pela vazão mássica de combustível já corrigida.

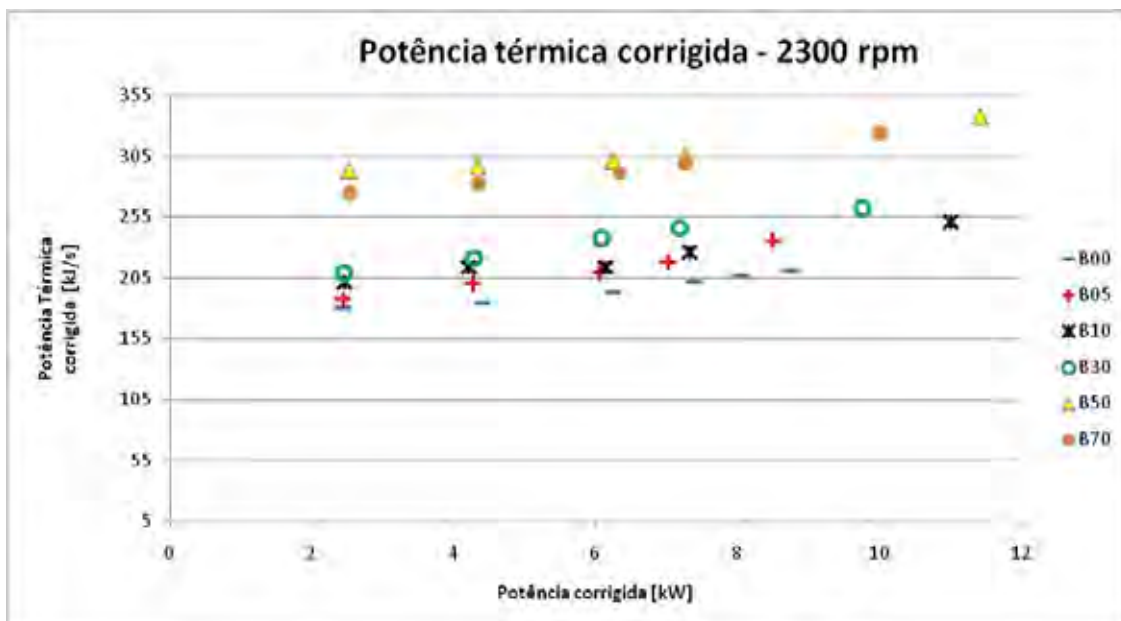


Figura 4.27 – Potência térmica corrigida - 2300 rpm

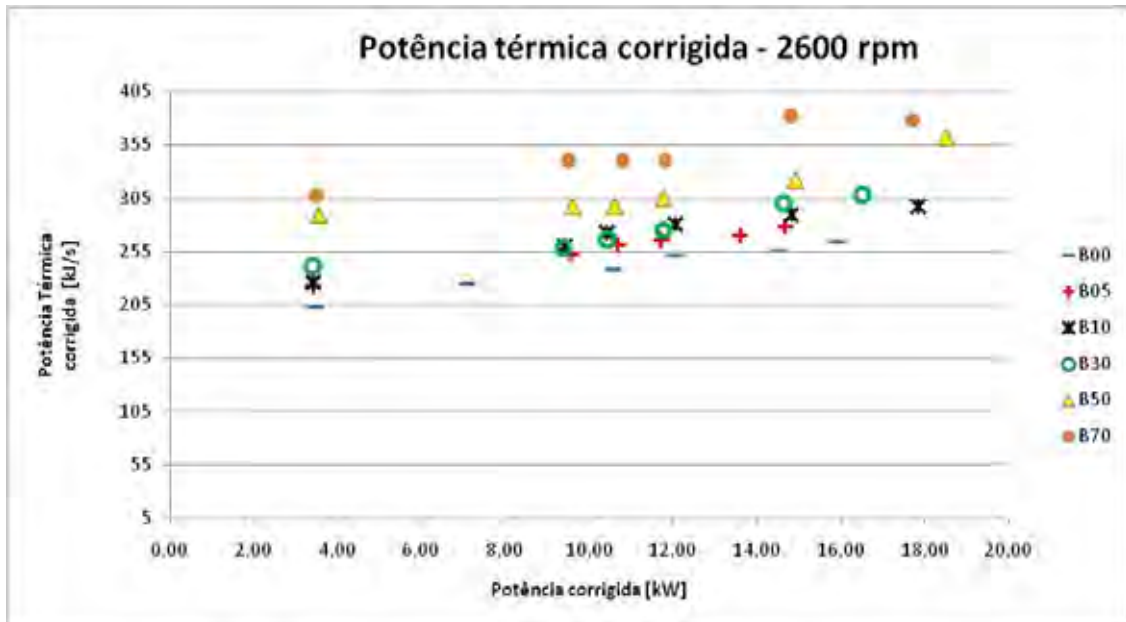


Figura 4.28 – Potência térmica corrigida - 2600 rpm

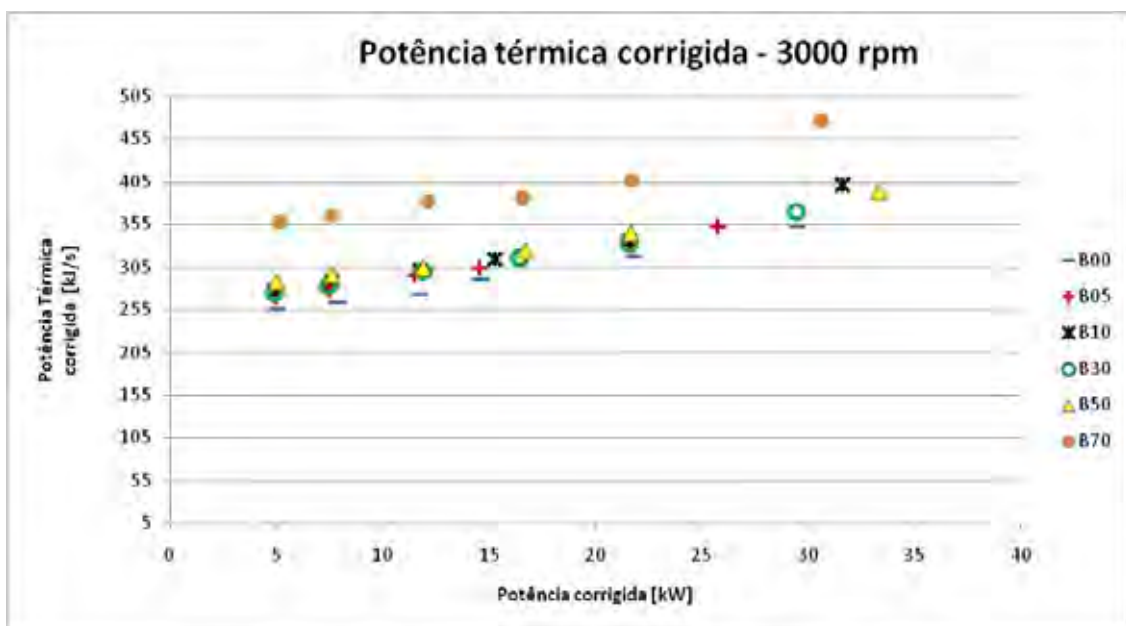


Figura 4.29 – Potência térmica corrigida - 3000 rpm

Os gráficos mostram que a potência térmica, que é a potência que é inserida pelo combustível na câmara de combustão, aumenta com o aumento da quantidade de biodiesel na mistura. Esse comportamento mostra que a vazão de combustível aumenta em proporção maior que a queda de PCI provocada pela mudança de combustível.

A energia liberada pelo combustível provoca um ganho de temperatura entre a entrada da câmara de combustão e a entrada da turbina. Esse ganho de calor é diretamente proporcional à potência térmica alimentada ao turboeixo.

Para condições de operação próximas, teoricamente o ganho de temperatura dever permanecer constante independentemente do combustível

No turboeixo não há ponto de coleta de temperatura na seção três (saída da câmara de combustão), portanto considerando-se que nas mesmas condições de operação a energia recebida pela turbina é a mesma, a queda de temperatura entre as seções 3 e 4 deve ser praticamente a mesma. Considerou-se que a diferença de temperatura entre a saída da turbina e a entrada de ar.

As Figuras 4.30, 4.31 e 4.32 mostram como foi o ganho de temperatura entre a entrada de ar e a saída da turbina.

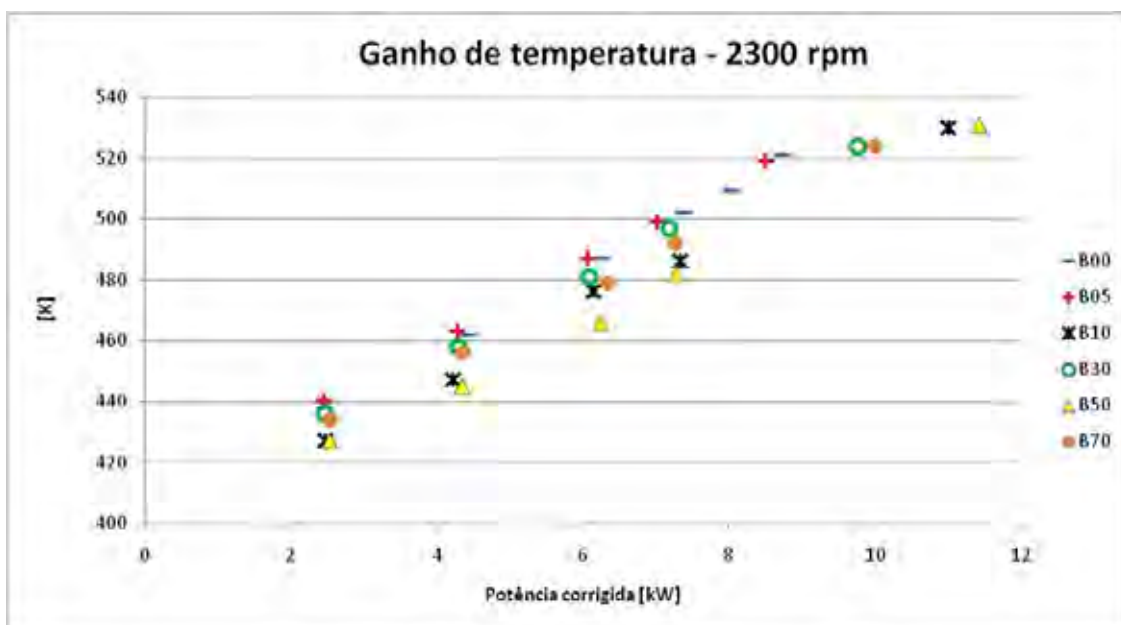


Figura 4.30 – Ganho de temperatura - 2300 rpm

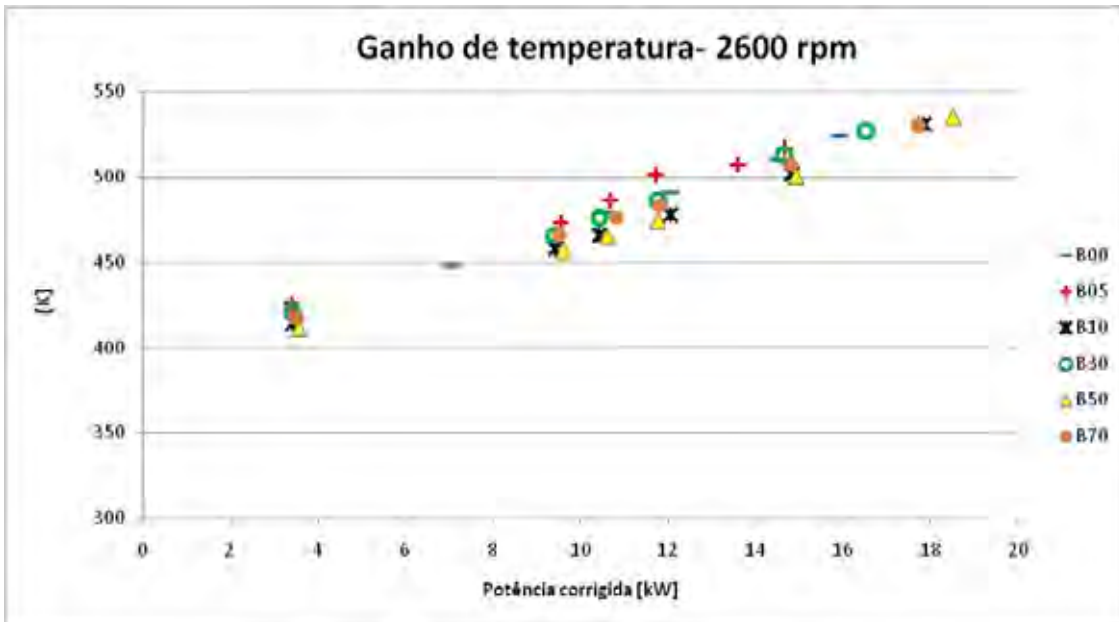


Figura 4.31 – Ganho de temperatura - 2600 rpm

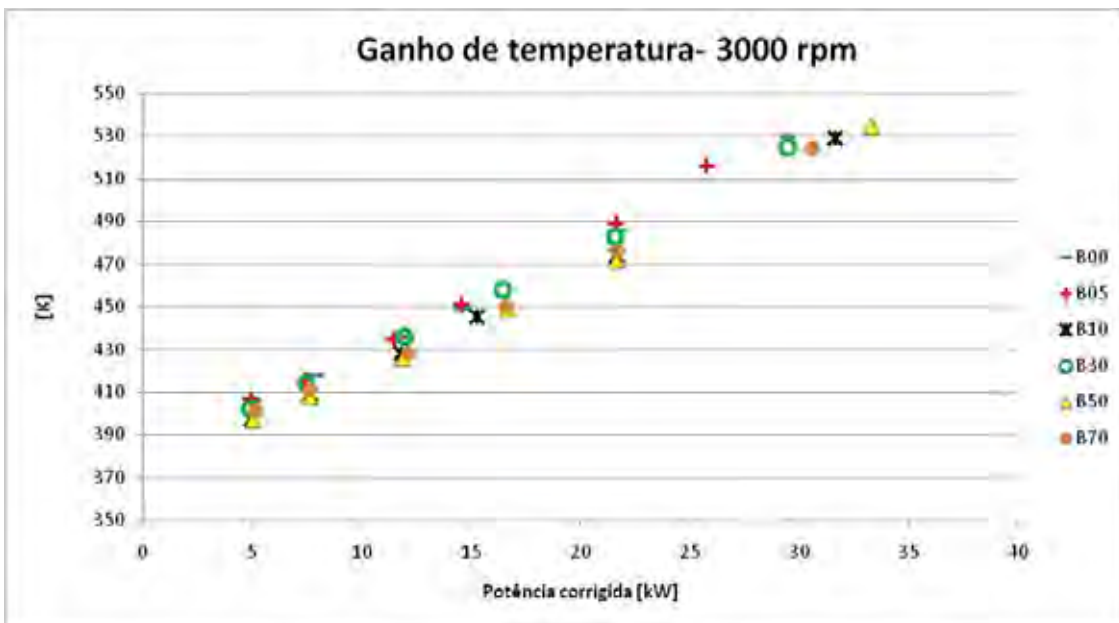


Figura 4.32 – Ganho de temperatura - 3000 rpm

Os gráficos mostram que o ganho de temperatura manteve-se praticamente constante para as condições de teste. Analisado esse comportamento, concluiu-se que parte da potência térmica injetada no sistema é utilizada para aquecer o excesso de ar, ou seja, essa vazão excedente de combustível não gera potência de eixo.

A equação 32 mostra que a eficiência térmica é inversamente proporcional à potência térmica para uma mesma potência de frenagem. As Figuras 4.33, 4.34 e 4.35 mostram o comportamento da eficiência térmica calculada nos testes.

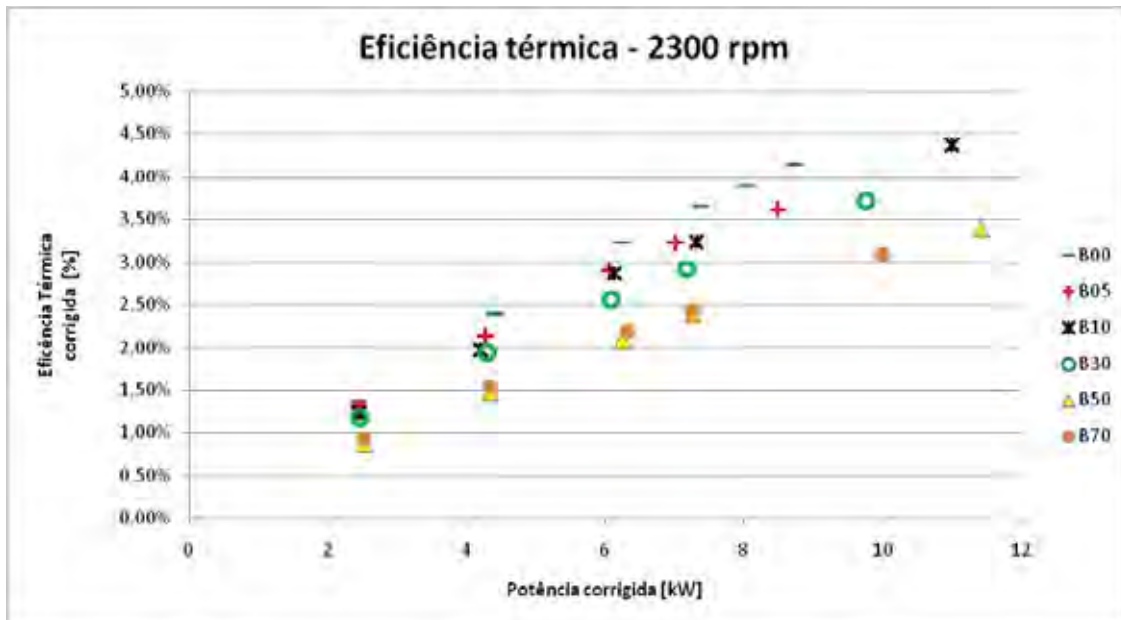


Figura 4.33 – Eficiência térmica - 2300 rpm

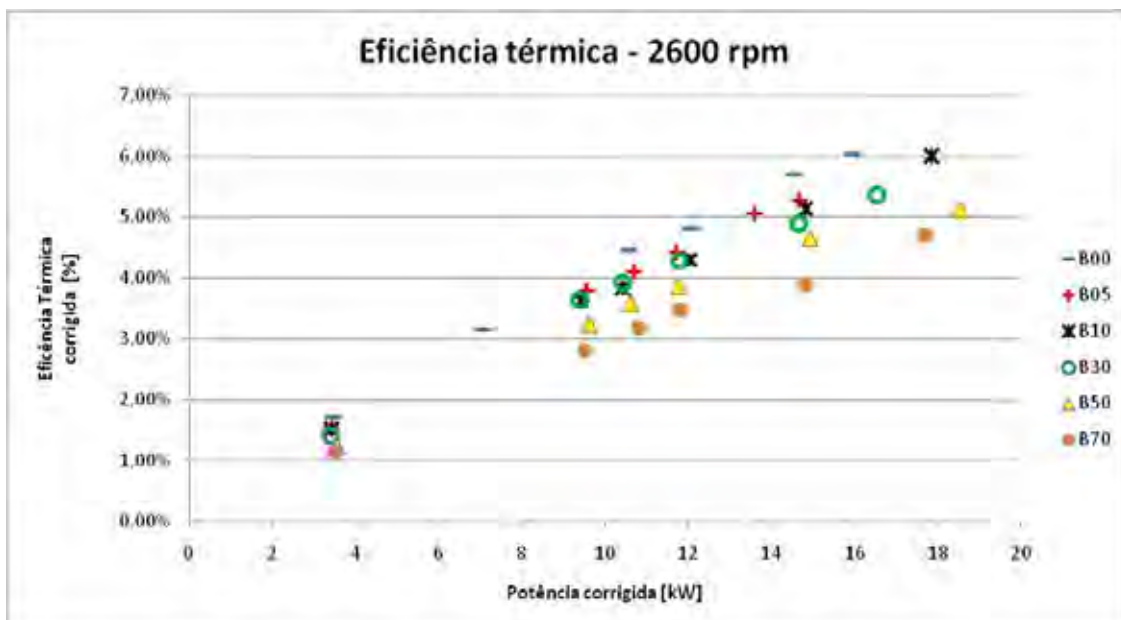


Figura 4.34 – Eficiência térmica - 2600 rpm

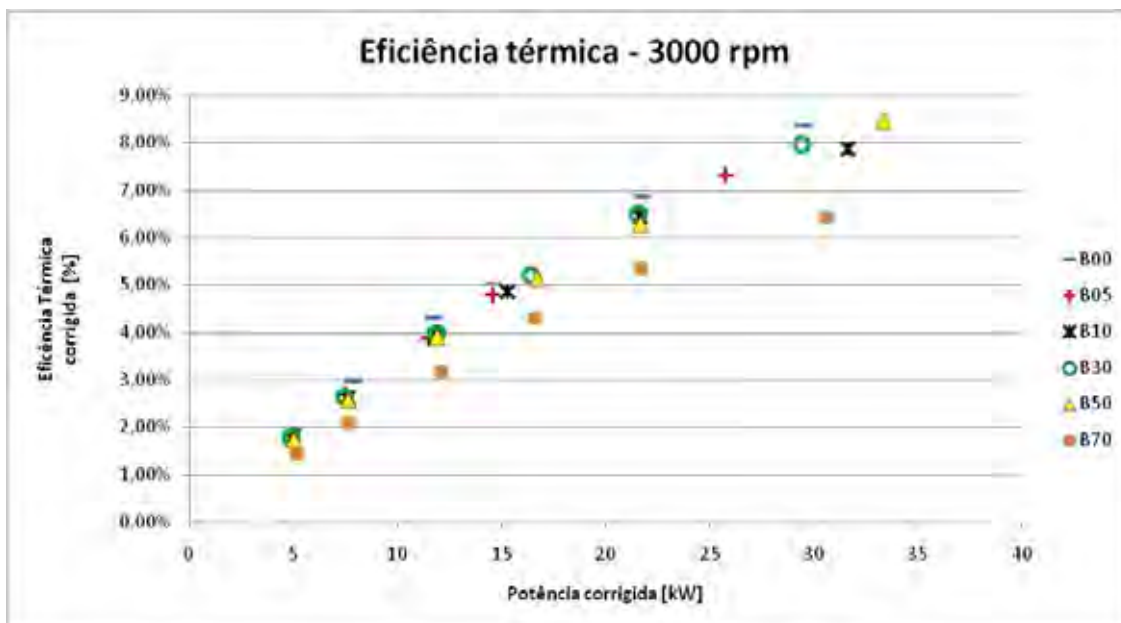


Figura 4.35 – Eficiência térmica - 3000 rpm

O comportamento do B00 mostra que a eficiência térmica aumenta com o aumento da potência. Esse comportamento mostra que há aumento de potência retirada no eixo em proporção maior em que há aumento de potência térmica inserida na turbina. Esse comportamento é repetido em todas as rotações.

Em todas as misturas o comportamento do ganho de temperatura observado para o querosene foi repetido em todas as rotações. A potência térmica inserida no turboeixo aumenta com o aumento do teor de biodiesel na bancada. Esse comportamento explica a queda de eficiência térmica para uma mesma potência quando se usam misturas mais oxigenadas. Nas três rotações mostrou-se que há queda de eficiência térmica relacionada ao aumento de biodiesel na mistura para uma mesma potência.

O consumo específico de combustível mostra a relação entre a vazão de combustível e a potência retirada no eixo (equação 31). As Figuras 4.36, 4.37 e 4.38 mostram o comportamento do consumo específico de combustível entre os testes.

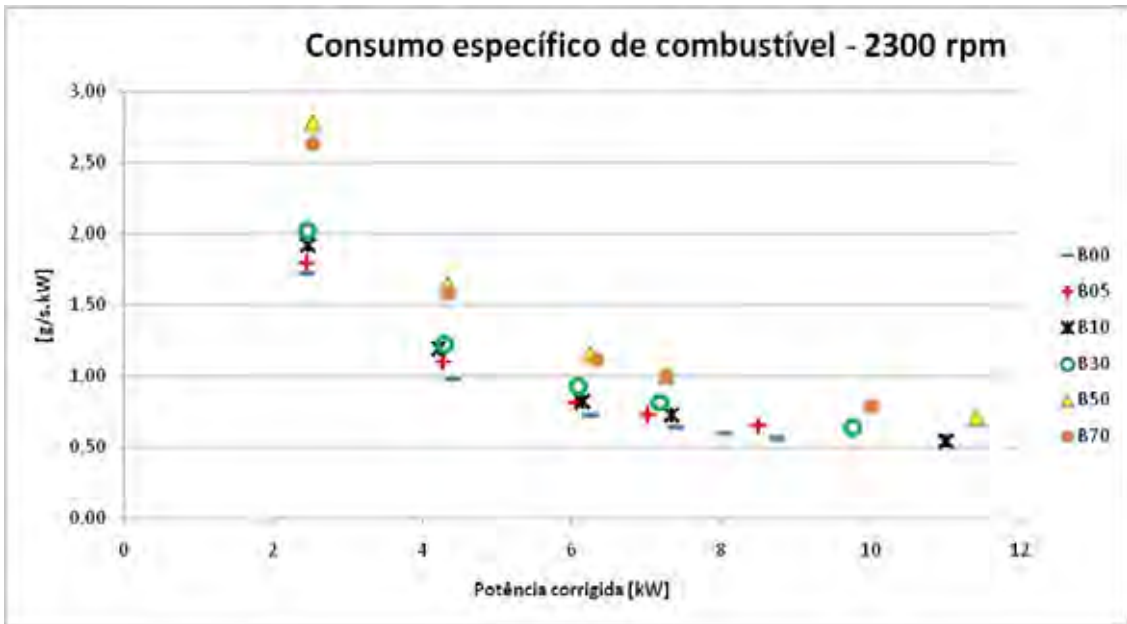


Figura 4.36 – Consumo específico de combustível - 2300 rpm

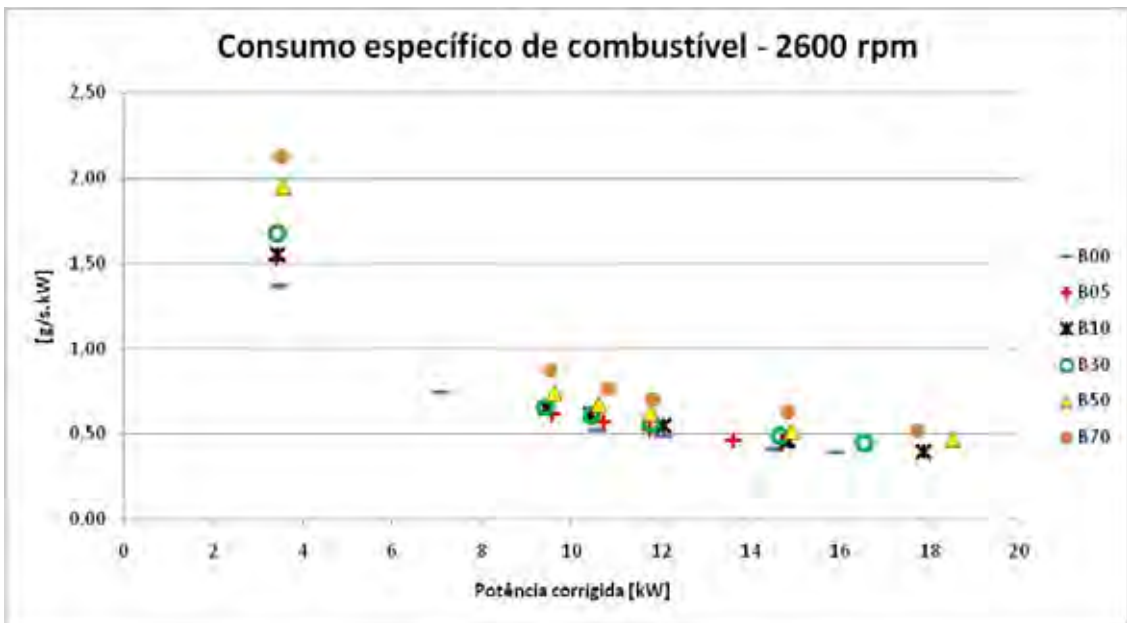


Figura 4.37 – Consumo específico de combustível - 2600 rpm

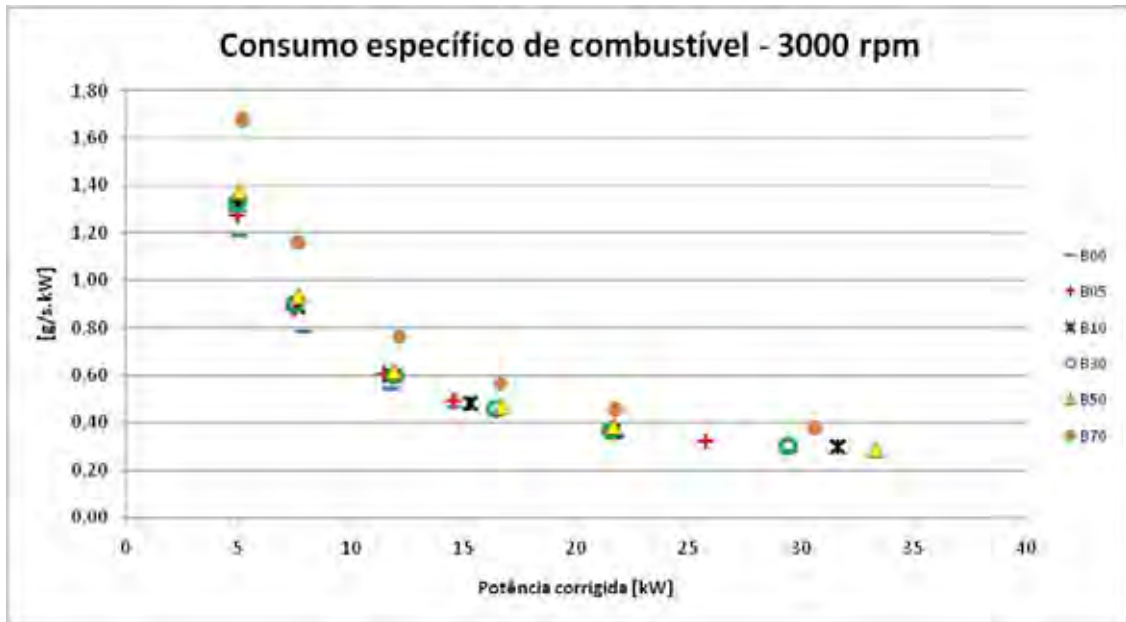


Figura 4.38 – Consumo específico de combustível - 3000 rpm

Os gráficos mostram que o consumo específico de querosene diminui com o aumento da potência. Esse comportamento demonstra que o aumento da vazão de combustível que acontece com o aumento de potência é proporcionalmente menor que o ganho de potência medido na bancada. Esse comportamento se repete para as três rotações e corrobora com os gráficos de eficiência térmica em mostrar que o turboeixo opera melhor em potências mais altas.

Da mesma maneira que o aumento de biodiesel na mistura gera aumento de vazão de combustível para uma mesma potência, o consumo específico para as misturas mais oxigenadas aumenta em uma mesma potência. Todas as misturas seguiram o comportamento do querosene em todas as rotações em relação à potência.

4.3 EMISSÕES

As Figuras 4.39, 4.40 e 4.41 mostram o comportamento da concentração volumétrica de oxigênio nos testes.

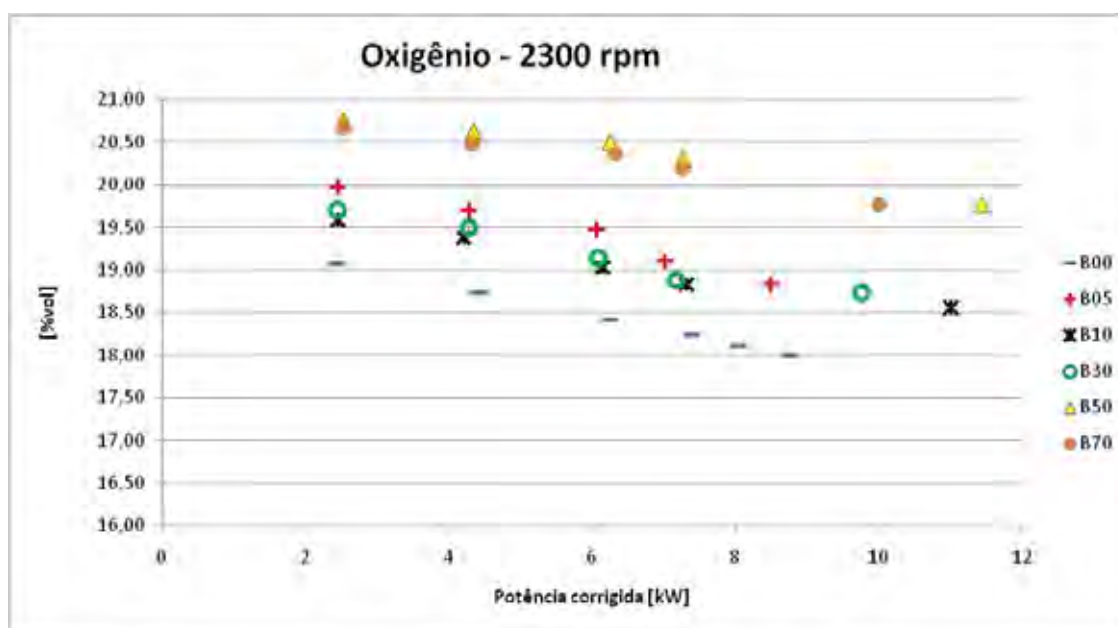


Figura 4.39 – Concentração volumétrica de oxigênio nos gases de exaustão - 2300 rpm

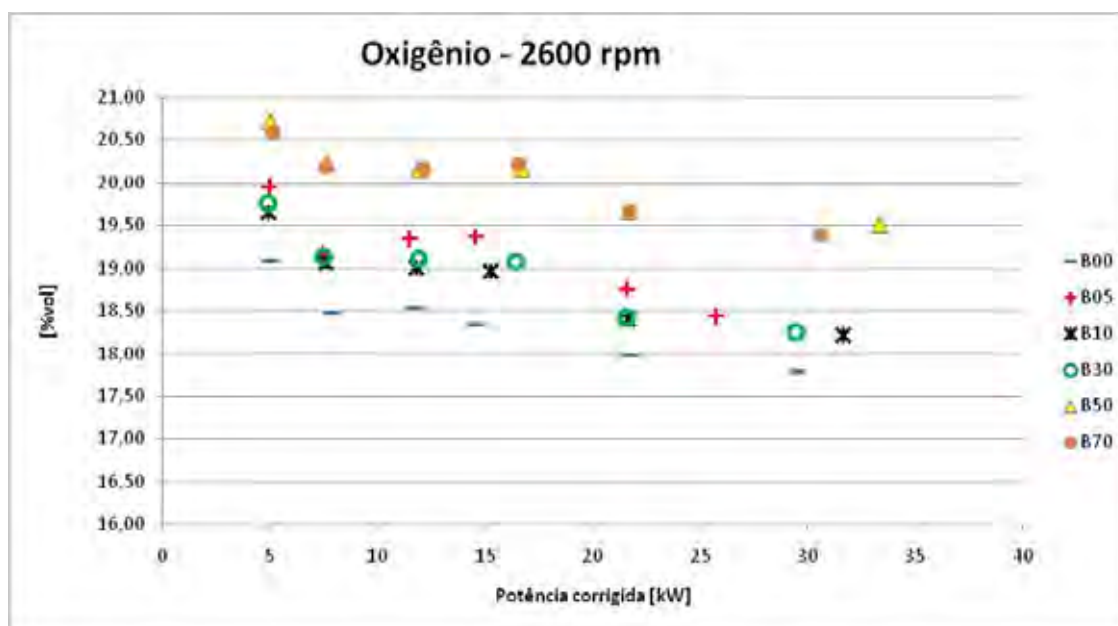


Figura 4.40 – Concentração volumétrica de oxigênio nos gases de exaustão - 2600 rpm

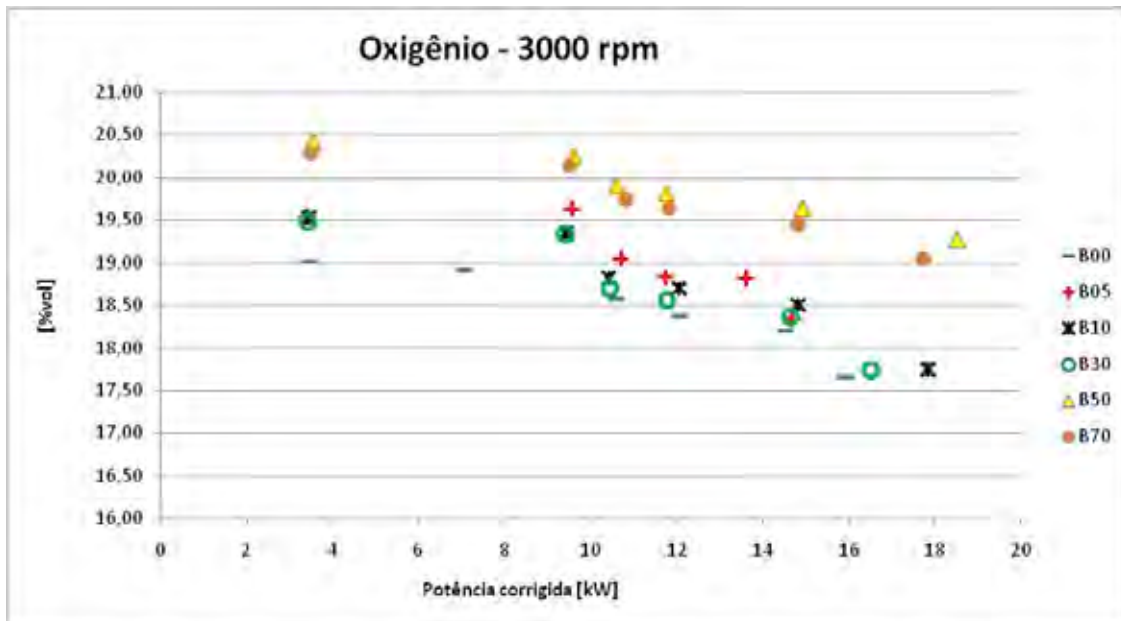


Figura 4.41 – Concentração volumétrica de oxigênio nos gases de exaustão - 3000 rpm

O comportamento do B00 mostra uma tendência de queda de concentração volumétrica de oxigênio nos gases de exaustão com o aumento da potencia medida. Esse comportamento é esperado, pois o aumento de potência é gerado pelo aumento de vazão de combustível. O aumento na vazão de combustível gera maior necessidade de consumo de oxigênio na reação de combustão. A vazão volumétrica de ar é constante para uma mesma rotação, então a concentração de oxigênio deve diminuir com o aumento da potência. O mesmo comportamento ocorre nas três rotações.

A comparação entre as equações 11 e 12 mostra que a maior presença de oxigênio na composição do combustível, provoca uma menor necessidade de oxigênio para que ocorra a reação de combustão. Então para uma mesma potência e mesma rotação, a maior concentração de biodiesel na mistura deve liberar mais oxigênio nos gases de exaustão.

Os gráficos mostram que o comportamento das emissões de oxigênio nas misturas foi coerente com o esperado. Para uma mesma potência as misturas mais

oxigenadas mostraram maior concentração de oxigênio nos gases de exaustão. O comportamento demonstrado para as emissões de O_2 em relação à potência de saída quando se utilizou querosene puro se repetiu para todas as misturas nas três rotações.

O fator de emissão é a quantidade de poluente que é gerada por quantidade de combustível, as Figuras 4.42, 4.43 e 4.44 mostram o comportamento dos fatores de emissão para dióxido de carbono.

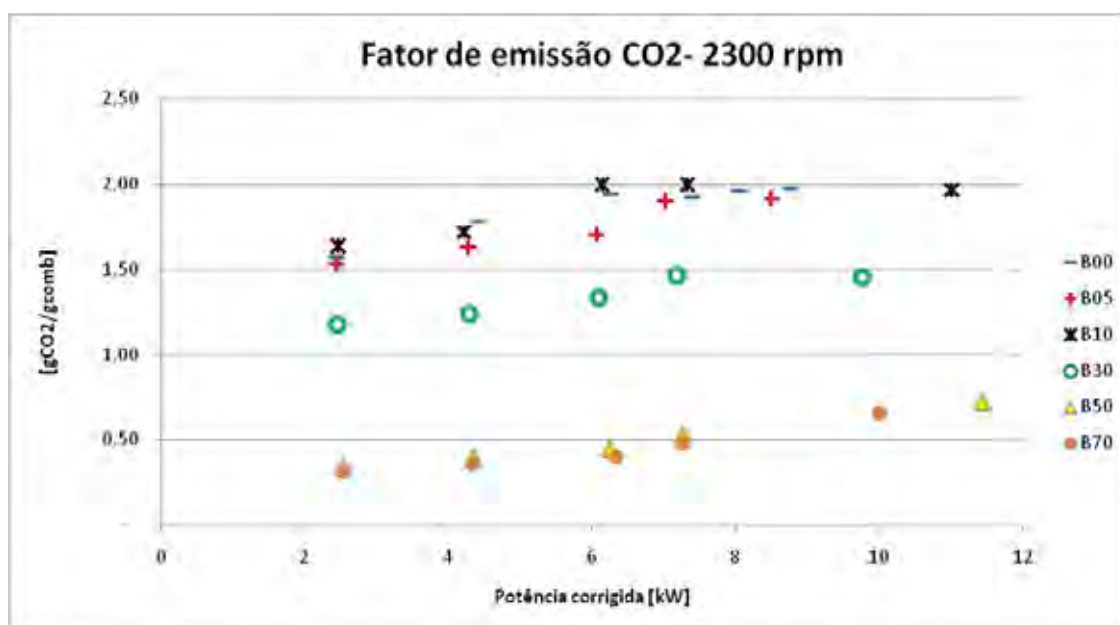


Figura 4.42 – Fator de emissão de dióxido de carbono - 2300 rpm

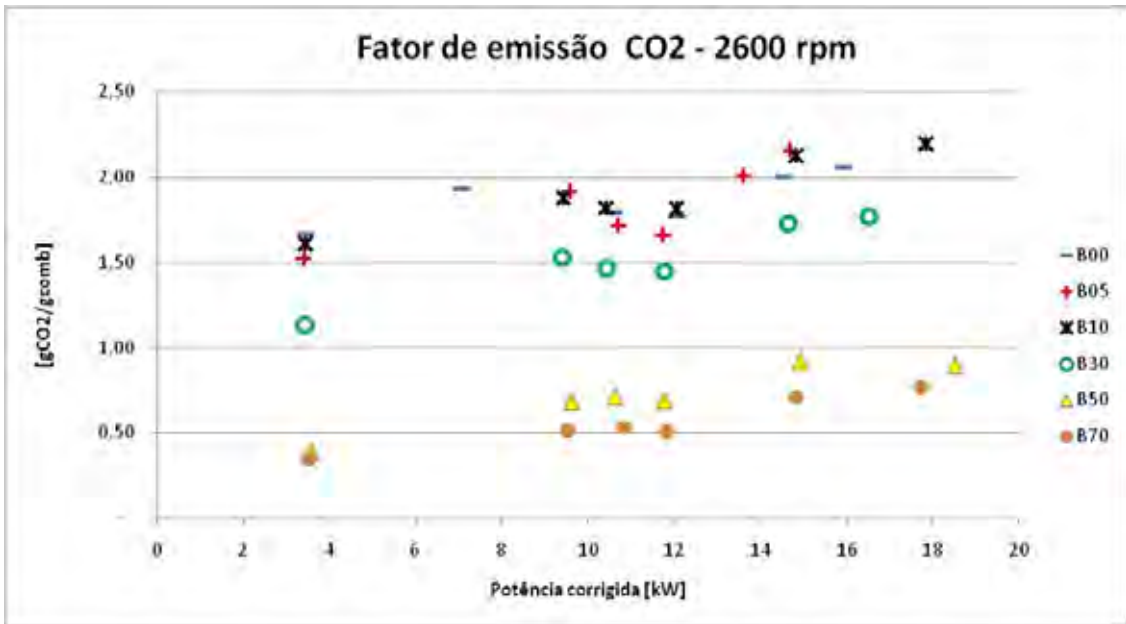


Figura 4.43 – Fator de emissão de dióxido de carbono - 2600 rpm

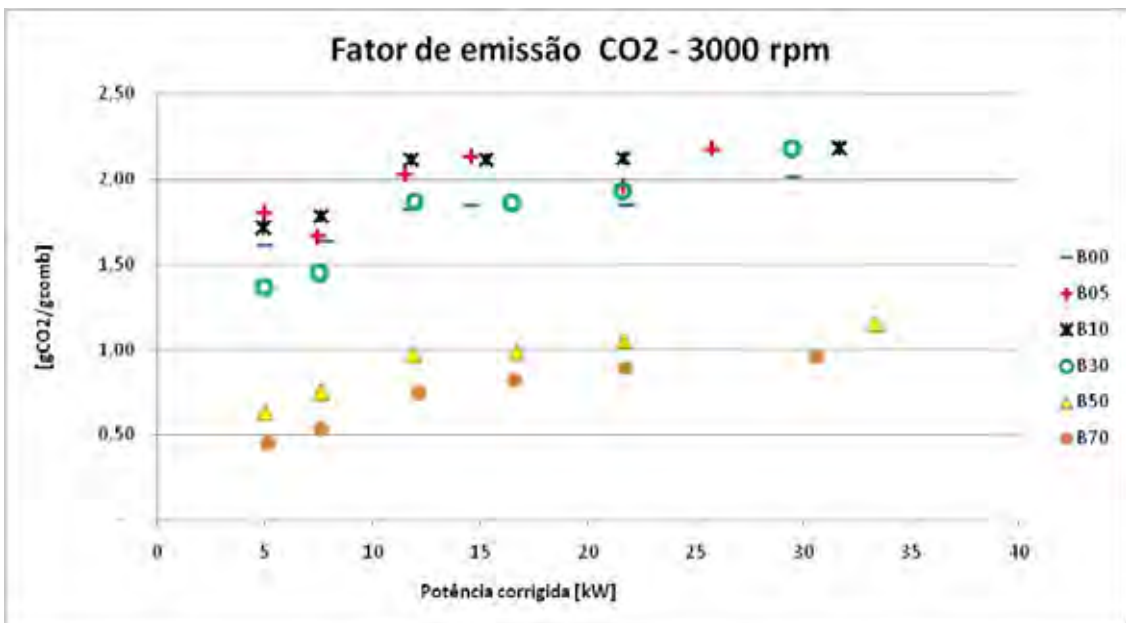


Figura 4.44 – Fator de emissão de dióxido de carbono - 3000 rpm

O fator de emissão relaciona a vazão mássica da emissão com a vazão mássica do combustível (equação 54).

Da maneira inversa ao que acontece com o oxigênio, o dióxido de carbono aumenta para o querosene com o aumento da potência. Esse aumento ocorre porque

há maior consumo de combustível com o aumento da potência. O mesmo comportamento se repete para as três rotações.

O fator de emissão de CO₂ está ligado à quantidade de C que está presente no combustível. Assim uma maior proporção em massa de C no combustível gera uma maior emissão de CO₂ para a mesma vazão.

A Tabela 3.15 mostra que os fatores de emissão de CO₂ diminuem com o aumento da proporção de biodiesel na mistura.

A Tabela 4.1 mostra que a proporção em massa de carbono diminui com o aumento da proporção de biodiesel na mistura.

Tabela 4.1 – Proporção de carbono em massa por mistura.

Proporção de carbono em massa			
	C [g/mol]	m total [g/mol]	%C
B00	132,00	153,00	86,27%
B05	136,92	160,49	85,31%
B10	141,83	167,98	84,43%
B30	161,49	197,94	81,59%
B50	181,16	227,90	79,49%
B70	200,82	257,86	77,88%
B100	230,31	302,80	76,06%

A análise das figuras 4.42, 4.43 e 4.44 mostrou que os fatores de emissão de CO₂, para uma mesma potência e rotação, diminuíram com o aumento do teor de biodiesel na mistura, o comportamento se repete para as três rotações. Esse comportamento mostra que o aumento da vazão de combustível provocado pelo aumento de biodiesel na mistura é proporcionalmente menor que a diminuição da proporção de carbono em massa na mistura.

Os resultados confirmam a queda de emissões de CO₂ na utilização de

misturas de biodiesel em relação ao querosene de aviação realizado por LOPP ET AL (1995)

A emissão específica de CO₂ é a quantidade de dióxido de carbono que é gerada por unidade de potência. As Figuras 4.45, 4.46 e 4.47 mostram o comportamento das emissões específicas de dióxido de carbono.

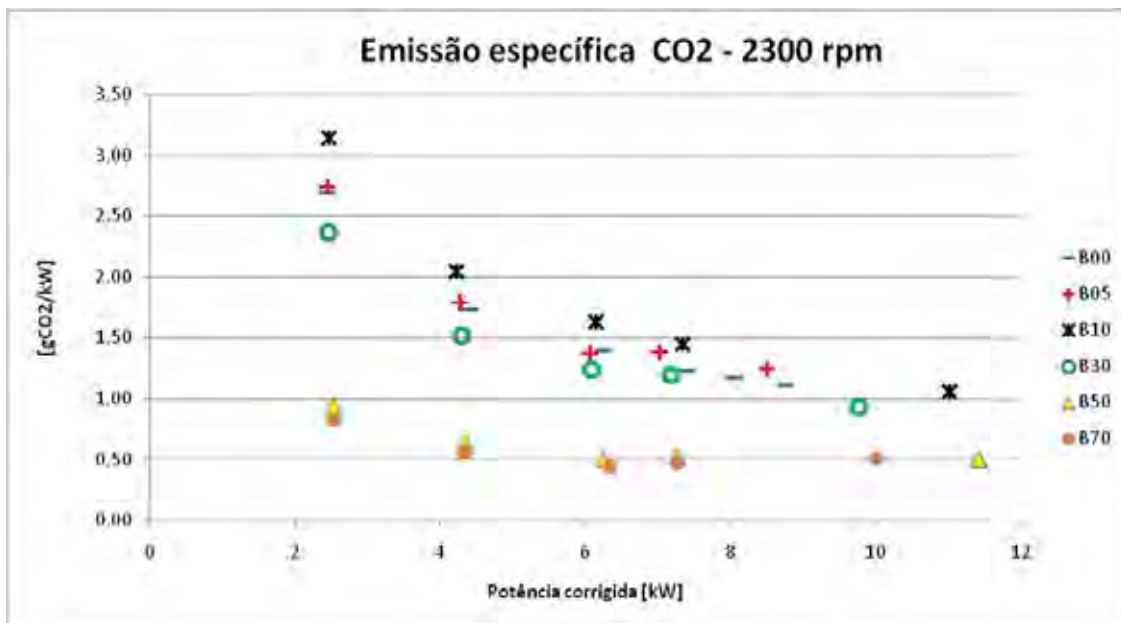


Figura 4.45 – Emissão específica de dióxido de carbono - 2300 rpm

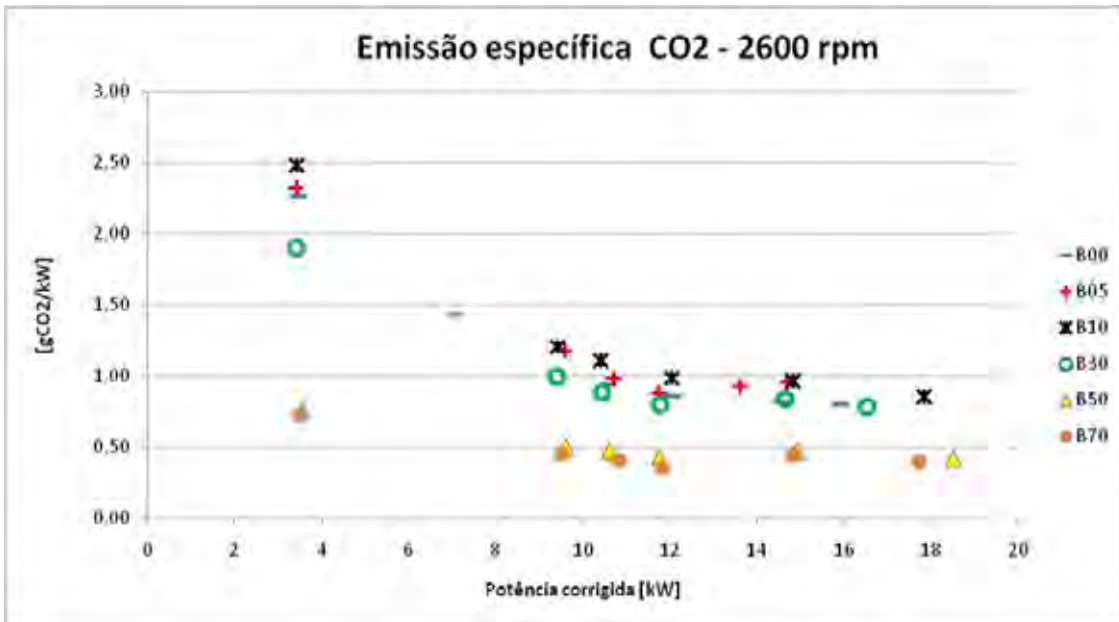


Figura 4.46 – Emissão específica de dióxido de carbono - 2600 rpm

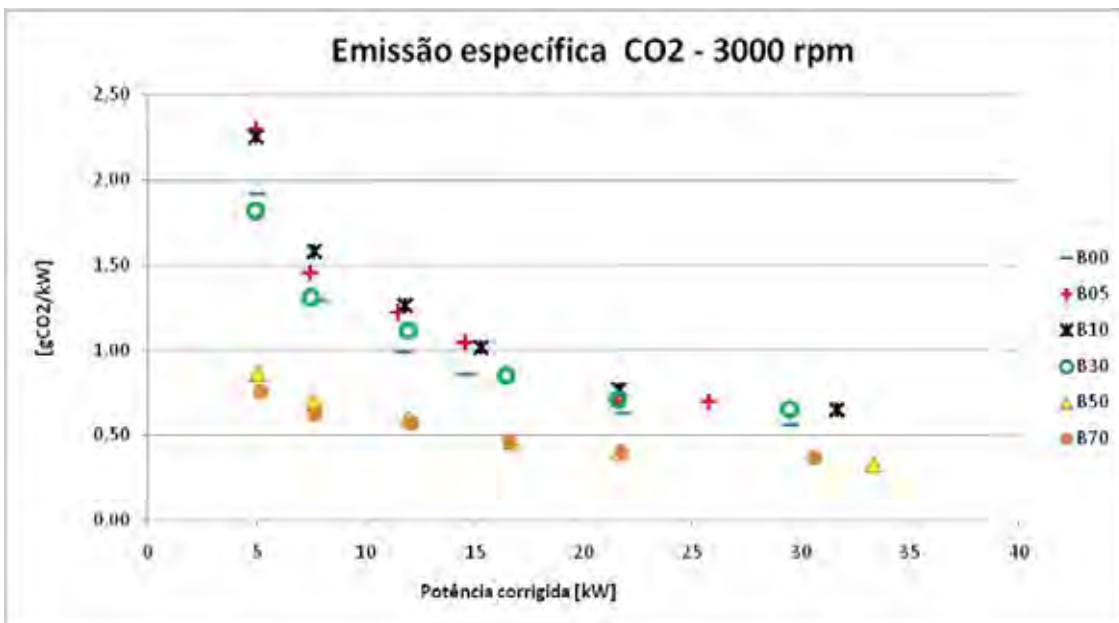


Figura 4.47 – Emissão específica de dióxido de carbono - 3000 rpm

As emissões de CO_2 esta correlacionada diretamente com consumo de combustível, dessa forma os gráficos de emissão específica seguem a mesma tendência dos gráficos de consumo específico. Como o aumento de vazão de combustível é menor que o aumento de potência medida no eixo, o aumento das emissões de CO_2 também é menor que o aumento de potência medida no eixo da

bancada.

As Figuras 4.48, 4.49 e 4.50 mostram o comportamento das emissões de CO por vazão de combustível³.

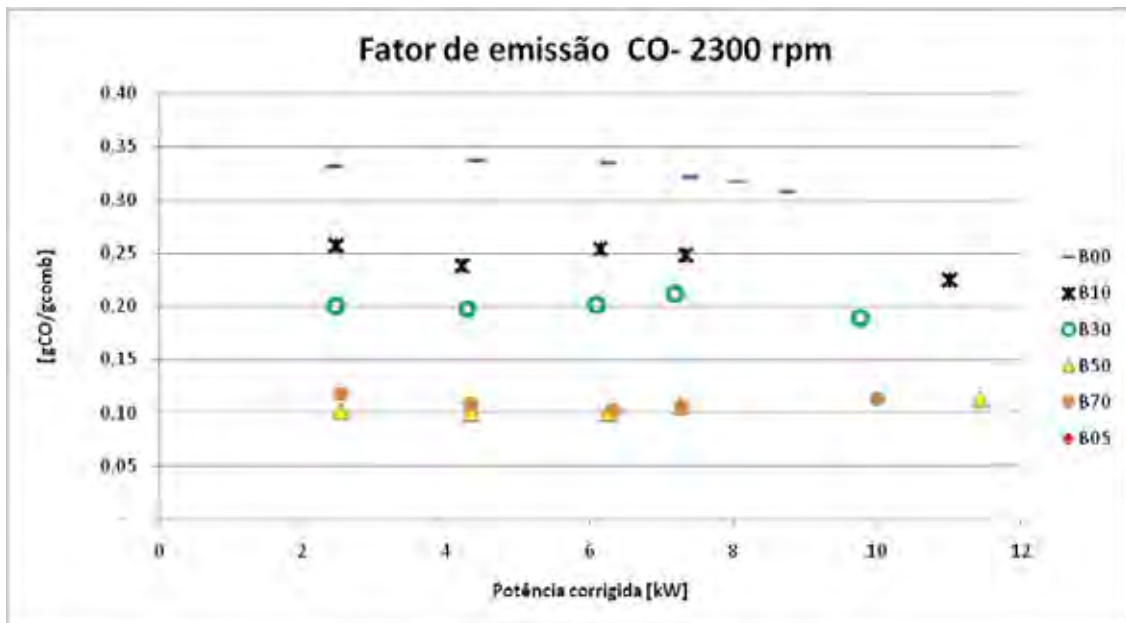
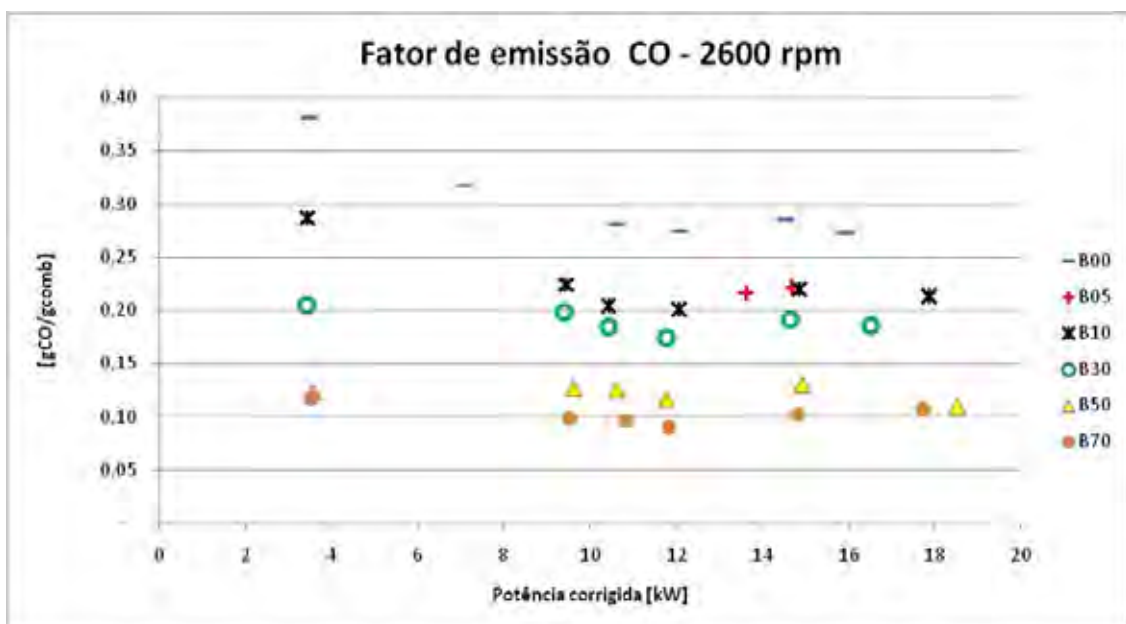


Figura 4.48 – Fator de emissão de monóxido de carbono - 2300 rpm



³ Para as rotações 2300 e 2600 rpm, houve perda de dados de emissões de CO para B05

Figura 4.49 – Fator de emissão de monóxido de carbono - 2600 rpm

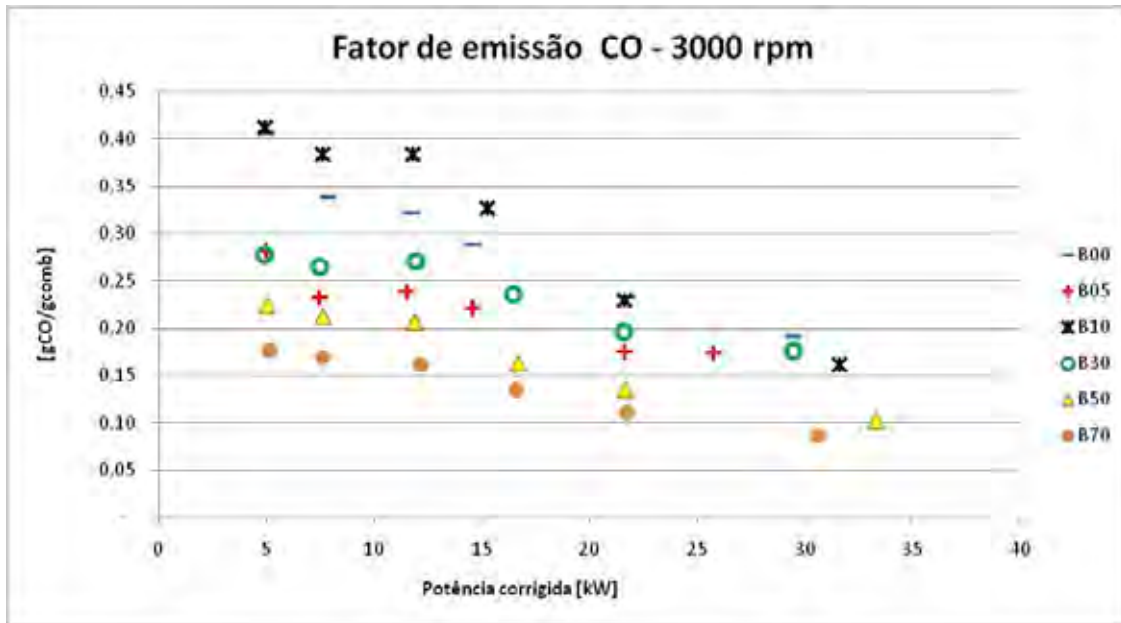


Figura 4.50 – Fator de emissão de monóxido de carbono - 3000 rpm

Inversamente ao comportamento do CO₂ o aumento na potência provoca uma diminuição de emissões de CO para o querosene de aviação. Conforme demonstrado por LACAVA (2000) a taxa de emissão de monóxido de carbono, diminui conforme se melhora a atomização do spray. O injetor do turboeixo é do tipo centrífugo pressurizado e a atomização do combustível melhora conforme se aumenta a vazão no injetor e a pressão de entrada neste (LACAVA ET AL, 2004). O aumento da potência de frenagem provoca uma maior vazão de combustível, portanto o comportamento das emissões de CO em relação à potência é coerente com o esperado para o querosene. O mesmo comportamento se confirma nas três rotações.

Conforme demonstrado pelos gráficos de vazão de combustível o aumento do teor de oxigênio na mistura provoca aumento de vazão de combustível para uma mesma potência. Os gráficos mostram que essa tendência se confirma quando alteramos o combustível. A mesma tendência é observada para todas as rotações.

As Figuras 4.51, 4.52 e 4.53 mostram o comportamento das emissões específicas de CO.

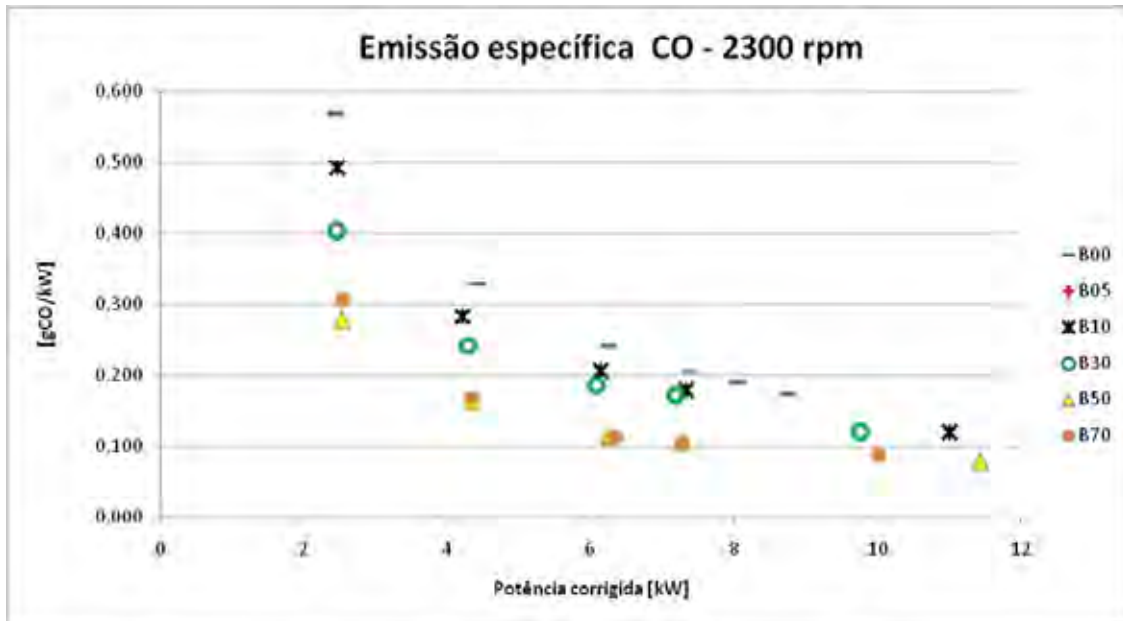


Figura 4.51 – Emissão específica de monóxido de carbono - 2300 rpm

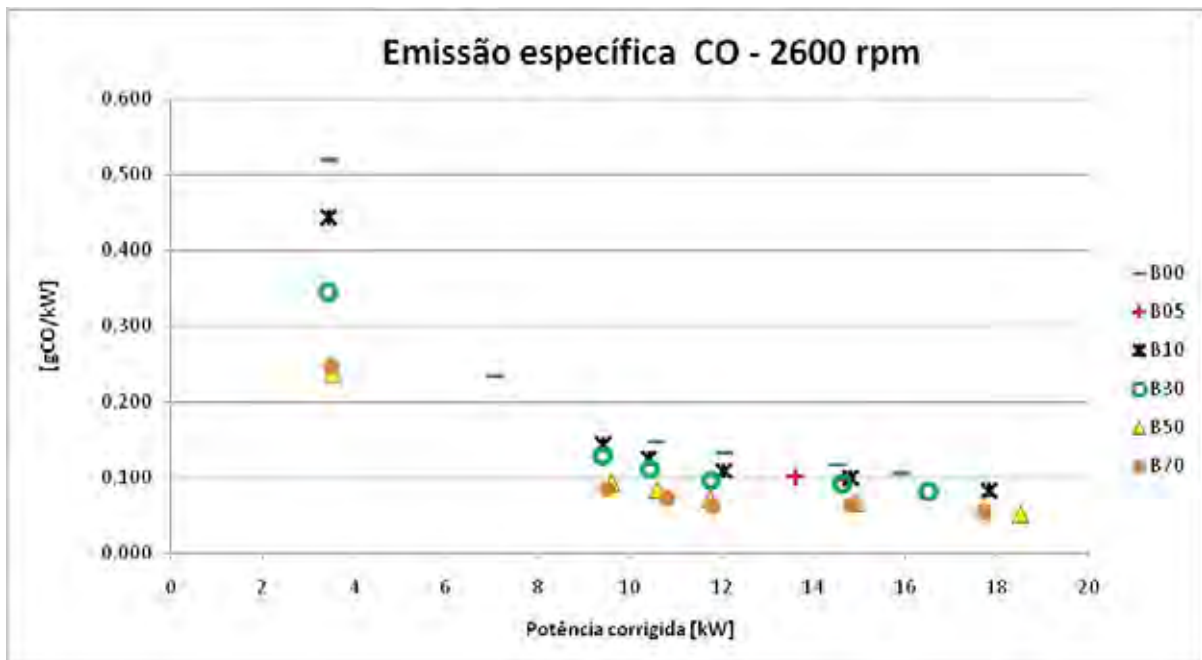


Figura 4.52 – Emissão específica de monóxido de carbono - 2600 rpm

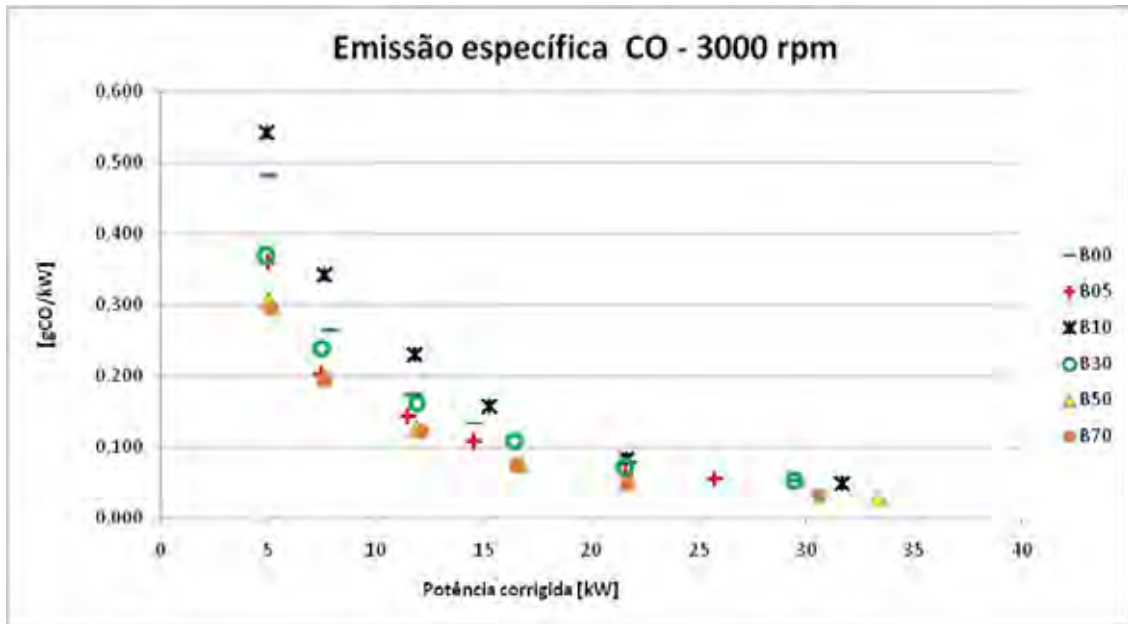


Figura 4.53 – Emissão específica de monóxido de carbono - 3000 rpm

Os gráficos de emissão específica de CO, também seguem a mesma tendência do comportamento dos gráficos de consumo específico e comprovam que em potências mais altas as taxas de emissão de monóxido de carbono se tornam menores. A mesma tendência foi observada em todas as rotações.

As Figuras 4.54, 4.55 e 4.56 mostram o comportamento das emissões de NO_x em relação à potência para cada rotação.

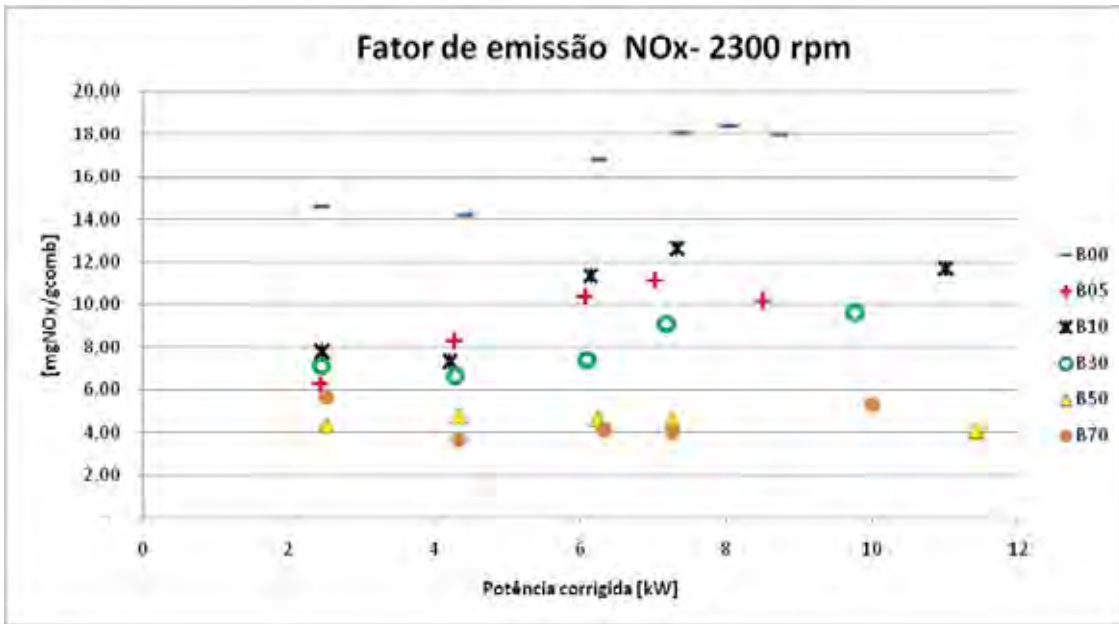


Figura 4.54 – Fator de emissão de óxidos nitrogenados - 2300 rpm

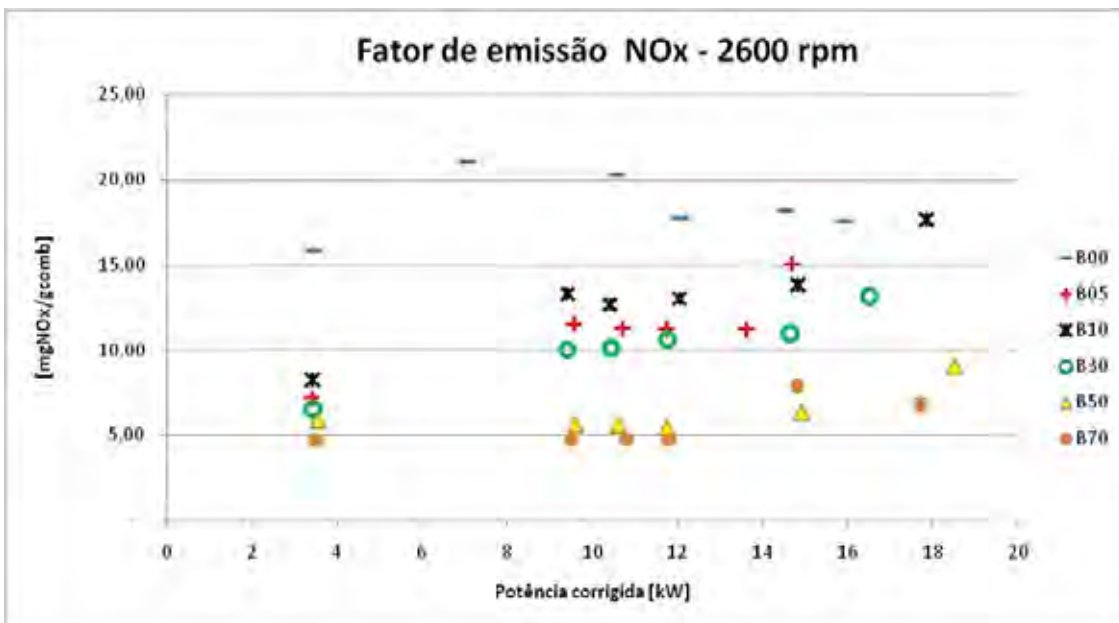


Figura 4.55 – Fator de emissão de óxidos nitrogenados - 2300 rpm

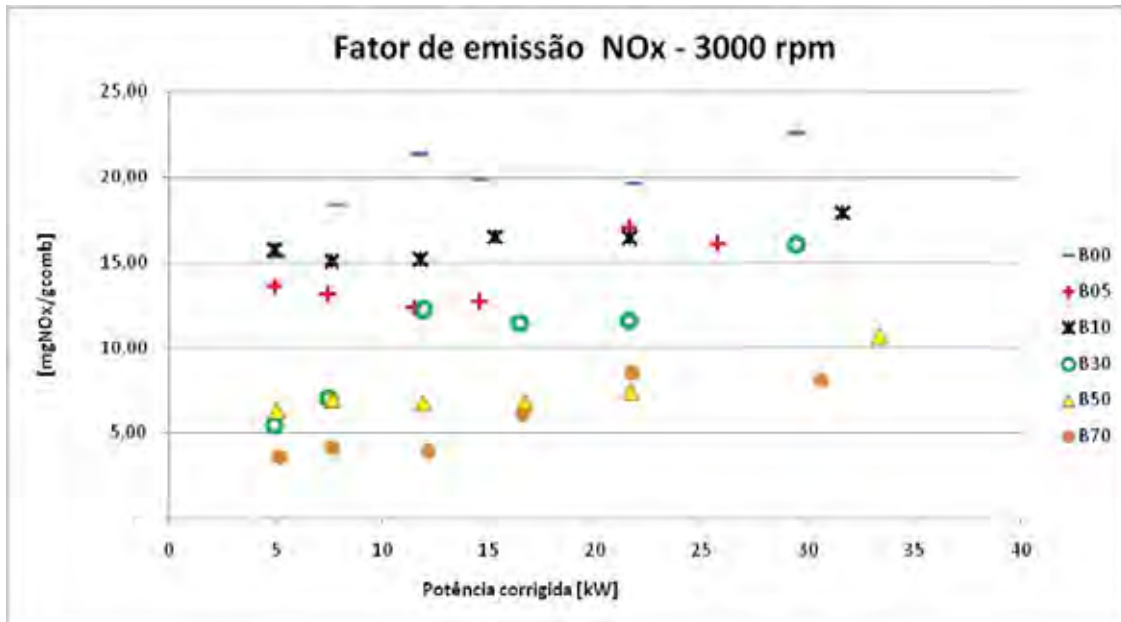


Figura 4.56 – Fator de emissão de óxidos nitrogenados - 3000 rpm

Observando-se o comportamento do querosene demonstra uma tendência de aumento de emissões de NO_x com o aumento da potência

Conforme demonstram CARVALHO E LACAVA (2003) pela equação 63 de GLARBORG (1994) e pela equação 64 de CHIGIER (1981), a taxa de formação de NO_x térmico é função exponencial da temperatura na região de chama e em menor grau das concentrações de O₂ e N₂.

$$\frac{d[NO]}{dT} = 1,3 \cdot \exp\left(-\frac{67650}{T}\right) \cdot [O_2] \cdot [N_2] \quad (63)$$

$$\frac{d[NO]}{dT} = 6,04 \times 10^{13} \frac{\exp\left(-\frac{69090}{T}\right)}{\sqrt{T}} \cdot [O_2]^{\frac{1}{2}} \cdot [N_2] \quad (64)$$

O experimento não mediu a temperatura na região de chama, mas tomou-se como referência a temperatura na saída da turbina e deduziu-se que a variação de

temperatura na zona primária tenha variado da mesma maneira.

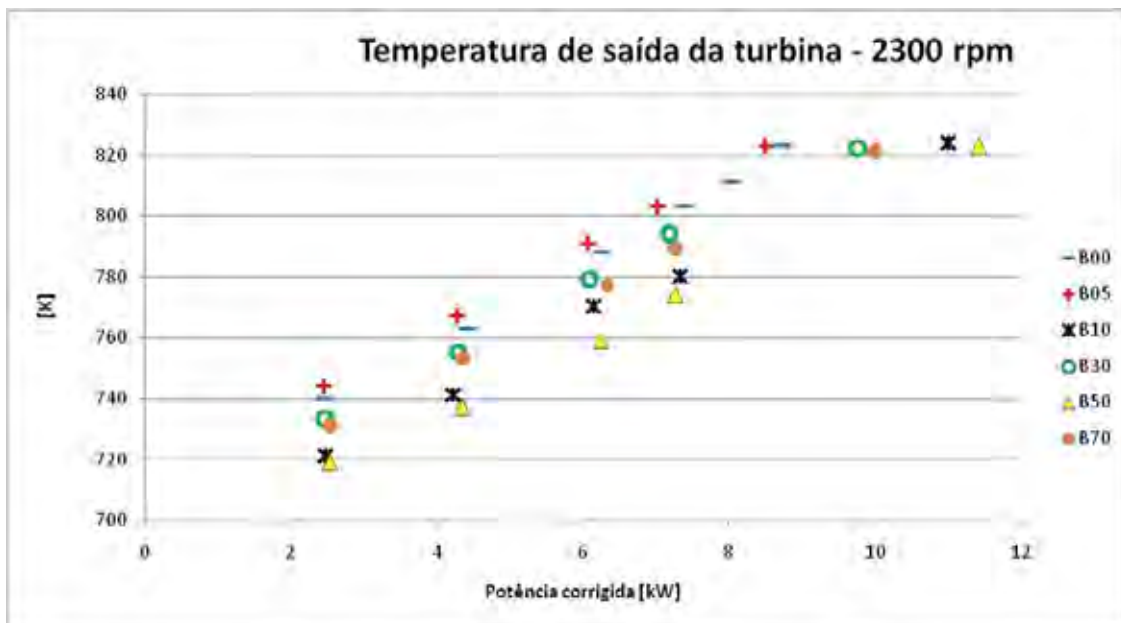


Figura 4.57 – Temperatura de saída da turbina - 2300 rpm

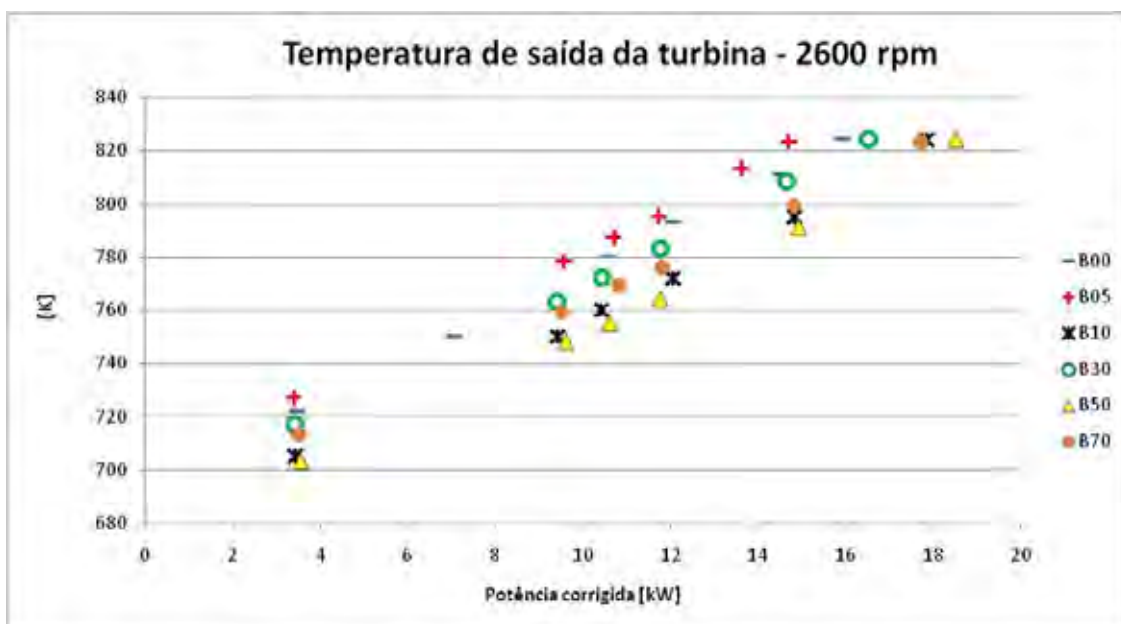


Figura 4.58 – Temperatura de saída da turbina - 2600 rpm

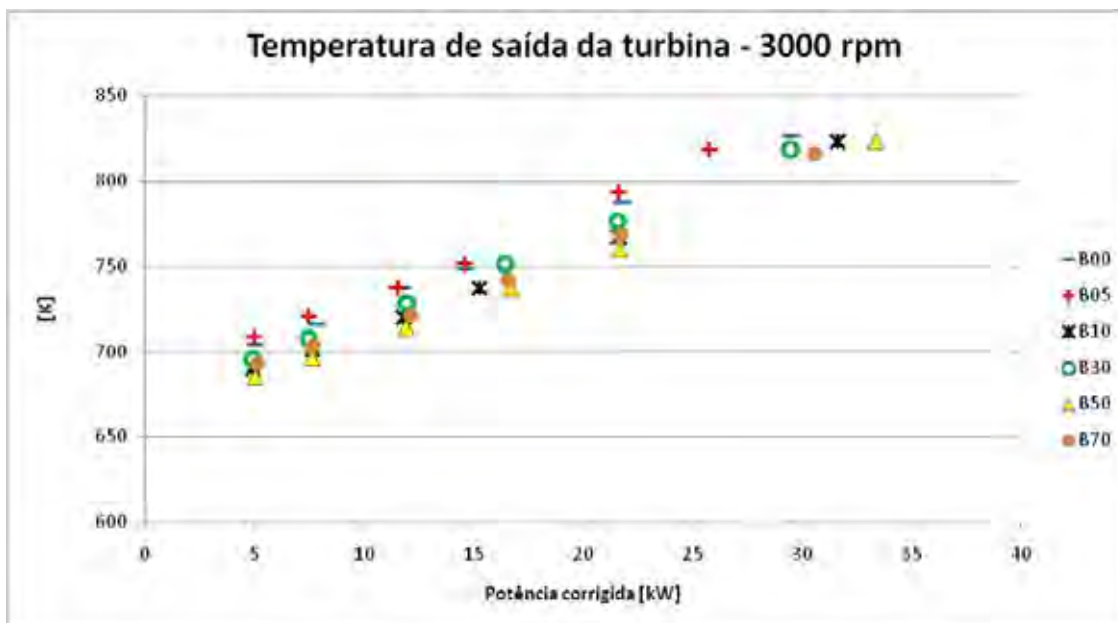


Figura 4.59 – Temperatura de saída da turbina - 3000 rpm

As Figuras 4.57, 4.58 e 4.59 mostraram que há aumento de temperatura de saída da turbina com o aumento de potência e analisados em conjunto com os gráficos de emissões de NO_x , comprovam essa dependência da formação de NO_x em relação à temperatura na zona de chama.

O comportamento das emissões de NO_x para o B00 se repete em todas as rotações.

Da mesma maneira que os gráficos de temperatura pós-turbina mostram o aumento de temperatura com o aumento de potência, mostram também uma tendência de diminuição da temperatura com o aumento da porcentagem de biodiesel na mistura.

As medidas de concentração de NO_x no ponto de coleta de dados teve seu valor máximo de 33 ppm. O erro total calculado de 5,03 ppm conforme tabela 3.9. Embora o erro seja muito alto em relação aos valores medidos, o comportamento das emissões mostrou uma tendência de diminuição com o aumento de biodiesel na mistura. O mesmo comportamento em relação à potência se confirmou nas três

rotações, assim como o comportamento em relação à variação de combustível.

Os resultados confirmam o estudo realizado pelo RAFDC da universidade de Baylor, que mostrou redução de emissões de NO_x com a adição de biodiesel nas misturas de biodiesel/querosene de aviação.

As Figuras 4.60, 4.61 e 4.62 mostram o comportamento das emissões específicas de NO_x .

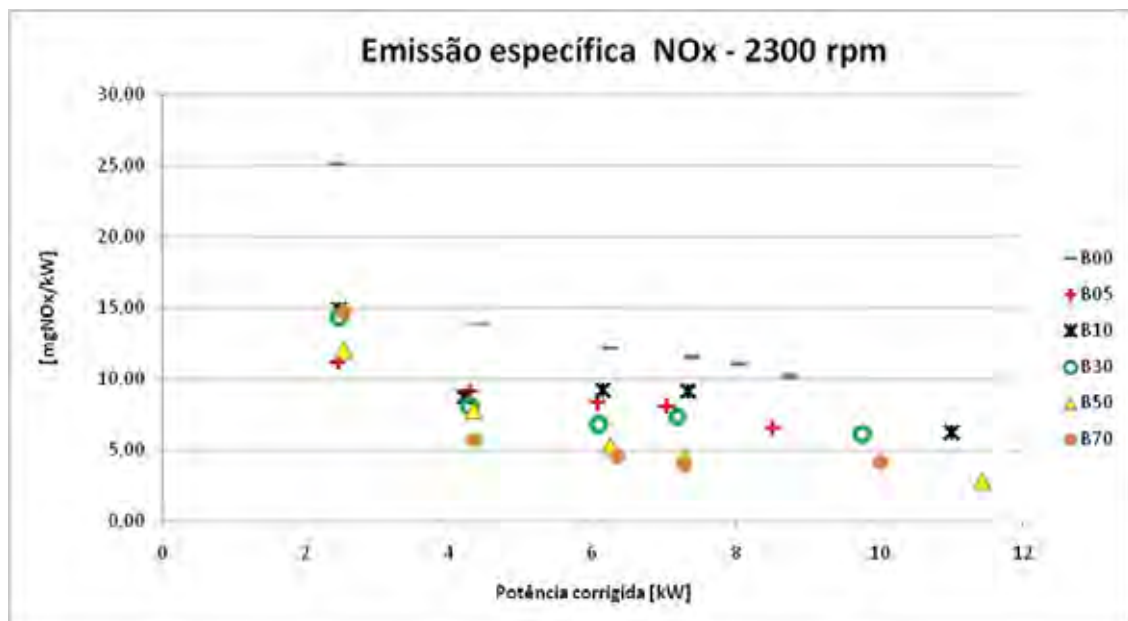


Figura 4.60 – Emissão específica de óxidos nitrogenados - 2300 rpm

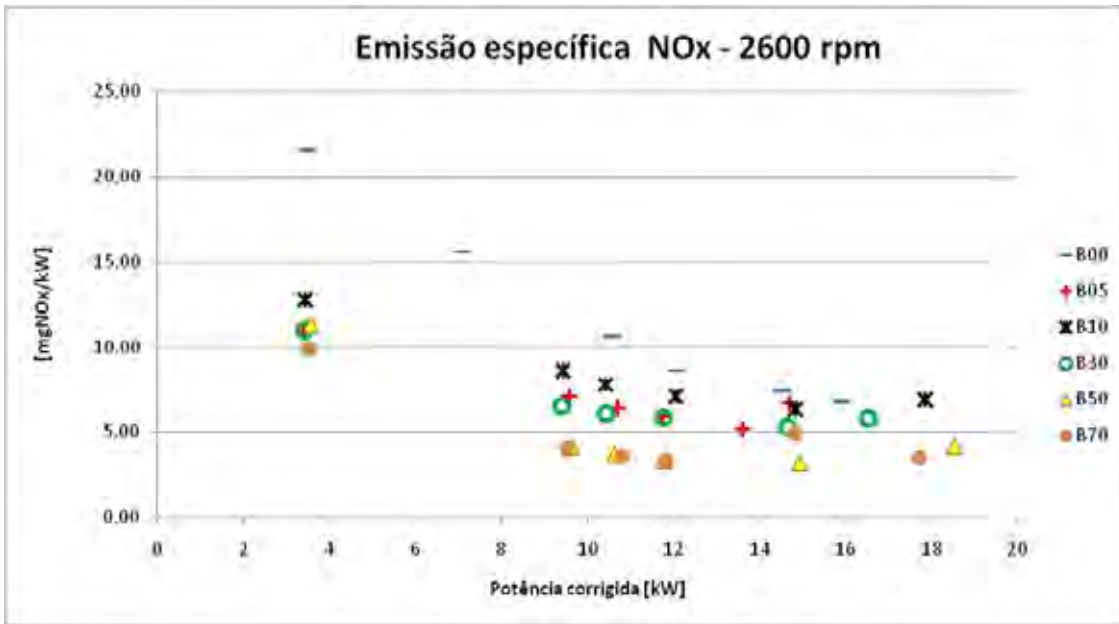


Figura 4.61 – Emissão específica de óxidos nitrogenados - 2600 rpm

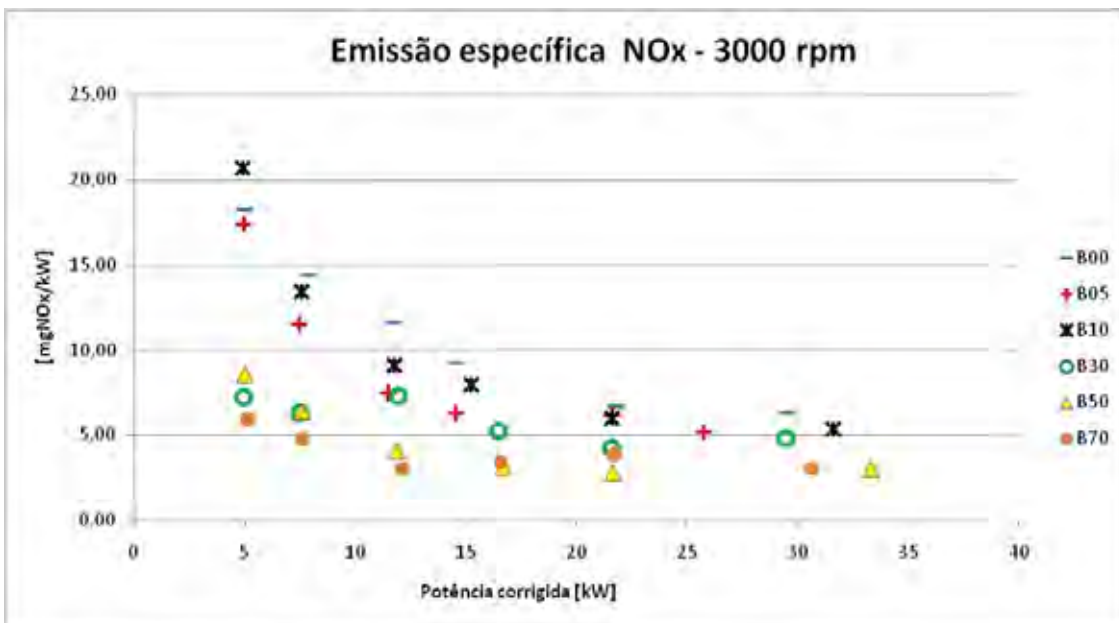


Figura 4.62 – Emissão específica de óxidos nitrogenados - 3000 rpm

A análise dos gráficos de NO_x , mostram que mesmo que haja aumento de emissões de óxidos nitrogenados com o aumento da potência, esse aumento é menor que o ganho de potência gerado pelo processo de combustão na câmara. Esse comportamento em relação à potência se repetiu para todas as misturas nas três rotações. Os gráficos confirmam que o aumento do teor de biodiesel na mistura

provoca diminuição de emissões de NO_x para uma mesma potência.

4.4 OPERAÇÃO DO TURBOEIXO

Não houve variações significativas em relação à operação do turboeixo. Embora os parâmetros de desempenho tenham sofrido variação entre os testes, a variação das características físico-químicas das misturas não provocou variação na operação da bancada.

Este comportamento reforça estudos feitos LOPP ET AL (1995).

4.5 RESÍDUOS

Embora a operação do turboeixo não tenha mostrado variações significativas, ao final dos testes o turboeixo mostrou uma queda de rendimento, mesmo sendo operado com B00. Ao inspecionar o bico injetor notou-se que havia incrustações no mesmo. Não houve a preocupação de se inspecionar o injetor no início do experimento, portanto não se pode concluir que estas incrustações foram originadas pela utilização das misturas no turboeixo. Porém durante o procedimento de calibração do rotâmetro, notou-se um aumento significativo na perda de carga no sistema. O problema foi solucionado com uma limpeza da válvula agulha ainda montada na bancada. Aconselha-se a utilização de filtro de combustível para a utilização das misturas. A Figura 4.63 mostra a formação de resíduos no injetor do turboeixo.



Figura 4.63 – Resíduos no injetor de combustível.

5. CONCLUSÕES

A análise dos parâmetros de vazão demonstrou que os fatores ambientais provocam alterações na vazão mássica de ar, mas que a vazão volumétrica permaneceu constante entre e durante os testes, para uma rotação constante. A análise da vazão de combustível mostrou-se coerente com o esperado. O menor poder calorífico do biodiesel, e conseqüentemente das misturas, provocou maior vazão de combustível.

A razão ar/combustível diminuiu com o aumento da concentração de biodiesel na mistura, o que foi provocado pelo aumento da vazão de combustível e pela menor necessidade de oxigênio do ar, para que a reação de combustão ocorresse.

Porém ao se analisar os parâmetros de desempenho, verificou-se que o aumento na vazão de combustível não é provocado somente pela queda do PCI nas misturas. A análise da potência térmica mostrou que o aumento do consumo de combustível não é proporcional ao valor da diminuição do poder calorífico do combustível e que esse comportamento acontece com misturas mais ricas em biodiesel, ao se utilizar essas misturas há menor necessidade de ar para a queima do combustível, porém a vazão de ar permaneceu a mesma, concluiu-se que parte do combustível queimado foi utilizado para aquecer esse excesso de ar.

A eficiência térmica diminuiu quando se alterou o combustível para misturas mais oxigenadas, esse fato é explicado pela variação de potência térmica que acontece quando as misturas têm maior teor de biodiesel.

O consumo específico aumentou com a adição de biodiesel na mistura.

A concentração de oxigênio aumentou com o aumento de biodiesel na mistura, fato que comprova que, sendo o etil-éster um combustível oxigenado, a necessidade

de oxigênio do ar para o processo de combustão é menor.

Os fatores de emissão para o dióxido e monóxido de carbono se comportaram de maneira inversa para um mesmo combustível. Houve aumento no fator de emissão do dióxido de carbono quando se aumentou a potência no teste. Esse comportamento foi causado pela melhora na atomização do combustível no atomizador provocada pelo aumento de vazão de combustível. A melhor atomização do combustível provocou uma melhor mistura entre combustível e oxidante, o que resultou em uma combustão mais completa aumentando a emissão de dióxido de carbono. O comportamento inverso do fator de emissão do monóxido de carbono, diminuição do fator de emissão com o aumento da potência de eixo para um mesmo combustível, confirma essa análise.

Os fatores de emissão de dióxido e monóxido de carbono diminuíram com o aumento de biodiesel nas misturas mesmo com o aumento do consumo de combustível provocado pelo menor PCI das misturas. A menor presença, em massa, de carbono na composição das misturas afeta mais esse comportamento que o aumento da vazão de combustível

Os fatores de emissão de óxidos nitrogenados aumentaram com o aumento da potência. Em potências maiores, a temperatura dos gases de exaustão também foram maiores. Embora não se tenha medido a temperatura na região de chama, deduziu-se que a temperatura na região de chama tenha se comportado da mesma maneira que a temperatura dos gases de exaustão. O aumento dos fatores de emissão dos óxidos nitrogenados é explicado pelo aumento de temperatura na câmara de combustão.

A temperatura dos gases de exaustão diminuiu com o aumento da porcentagem de biodiesel na mistura. Da mesma forma os fatores de emissão de óxidos nitrogenados diminuíram com a utilização de misturas mais oxigenadas.

As emissões específicas de dióxido de carbono, monóxido de carbono e óxidos nitrogenados diminuíram com o aumento da potência para um mesmo combustível. Esse comportamento mostrou que o ganho de potência é maior que o aumento na emissão de poluentes ocorrida no dióxido de carbono e nos óxidos de nitrogênio e confirma a diminuição das emissões de monóxido de carbono em potências mais altas.

Seguindo o mesmo comportamento ocorrido com os fatores de emissão, quando se aumentou a quantidade de biodiesel na mistura todas as emissões específicas diminuíram.

Não houve alterações significativas na operação do turboeixo, porém foram encontradas incrustações no atomizador ao final dos testes. Devido a falta de inspeção no atomizador antes do início dos testes, não se pode concluir que essas incrustações foram geradas pela utilização do biodiesel na turbina.

Analisados todos esses parâmetros concluiu-se que a utilização de misturas de biodiesel/querosene de aviação é tecnicamente viável para utilização em turbinas a gás estacionárias, projetadas para operação com querosene puro. A variação de desempenho mais significativa é o aumento do consumo de combustível. As variações de emissões de poluentes mostraram-se bastante interessantes do ponto de vista ambiental, pois além de ser um combustível renovável, as emissões de CO₂, CO e NO_x mostraram queda.

Os testes foram realizados em um turboeixo estacionário, com altitude constante e pequenas variações de temperatura e pressão ambiente, mesmo assim, essas variações mostraram influência em relação ao comportamento. Turbinas a gás utilizadas em motores aeronáuticos operam com variações de temperatura e pressão ambientes bastante adversas. O querosene de aviação tem temperatura de congelamento inferior a -40° enquanto que a temperatura de congelamento do

biodiesel fica por volta de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, fato esse que por si já impediria a utilização do biodiesel puro como combustível aeronáutico, porém não há estudos sobre o comportamento da temperatura de congelamento em misturas biodiesel querosene. Este trabalho não é conclusivo em afirmar que as misturas biodiesel/querosene de aviação podem ser utilizadas como combustível aeronáutico. Sugere-se para estudos futuros uma melhor caracterização das misturas bem como o estudo das variações de pressão e temperatura ambientes em vôo.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL); **Resolução n° 265, de 10/06/03 - Estabelece os procedimentos para prestação de serviços ancilares de geração e transmissão**; Junho; 2003

AIR BRITISH PETROLEUM, **History of Jet Fuel**. Disponível em <http://www.airbp.com/airbp/public/home/default.html> acesso em: 06 mai. 2006

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO – **Especificação de querosene de aviação**. Portaria ANP 137 de 1° de agosto de 2000

ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES, Disponível em www.anfavea.com.br/ .Acesso em 22/07/2008

BONTURI, S. et al. **NO_x Formation in Counter-Flow Opposed - Jet Diffusion CH₄/air Flames**. *Combustion Science and Technology*, v.121, p.217-33, 1996.

BOYCE, M. P. **Gas turbine engineering handbook** Boston Gulf, ; c2006. xviii, 936 p. : il.

BUCHDAHL, J. TWIGG, R. CRESSWELL, L **Fact Sheet Series for Key Stages 2 & 3**, 1999 (updated 2002)

CARVALHO JR, J. A.; LACAVA, P.T.. **Emissões em processos de combustão**. Ed Unesp. 135 p. : il, 2003.

Catálogo Unigas 8000. Disponível em <http://www.ecil.com.br/pt/ti/produtos.asp>. Acesso 15/06/08

CHIGIER, N. **Energy, combustion and environment**. New York: McGraw Hill, 1981

EcoLine 60000 and GreenLine 80000, **Portable flue gas analyzers**
Instruction Manual MM850371 ed.4d

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, Resultados preliminares – BEN
2008. Informe a imprensa. www.ben.epe.gov.br

EMPRESA BRASILEIRA DE AERONAUTICA - EMB-170 – Aircraft
Maintenance Manual Part I – System Description Section. EMBRAER, 2008

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY, **Latest Findings on
National Air Quality, Status and trends through 2006**, United States
Environmental Protection Agency, USA, 2007

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **Acid Rain – why it is a
concern**. EPA information. Australian Environmental Protection Agency. Adelaide,
Australia 2004

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY, **Climate Change**
<http://www.epa.gov/climatechange/science/index.html>, consulta em 08/mar/2008,
United States Environmental Protection Agency

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **Acid Rain**
<http://www.epa.gov/acidrain/what/index.html>, consulta em 08/mar/2008, United
States Environmental Protection Agency

FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. **Aviation & Emissions, a
primer**. Office of Environment and Energy. USA, 2005.

FENIMORE, C. P. **Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames.** *Proc. of the Thirteenth Symposium (International) on Combustion*, p.373-80, 1971.

FERRARI, R.A.; OLIVEIRA, V.S. e SCABIO, O.A. Biodiesel de soja – Taxa de conversão em ésteres etílicos, caracterização físico-química e consumo em gerador de energia. *Química Nova*, v. 28, n. 1, p. 19-23, 2005.

FLACK, R. D. **Fundamentals of Jet Propulsion with Applications - Excerpt - PART I Cycle Analysis - Cambridge University Press -2005**

FRENCH, K, **Recycled fuel performance in the SR-30 gas turbine.** John Brown Univesity, Siloam Springs. Disponível em <http://www.turbine technologies.com/minilab/Technical%20Papers/John%20Brown%20Univ.pdf>. Acesso em 20/08/07

GIULIANI, F. **Gas turbine combustion Technology, dimensioning, diagnostics.** Institute for Thermal Turbomachinery Machine Dynamics Combustion, 2007 January29

GLARBORG, P., JOHNSON J. E., DAM-JOHANSEN, K. Kinetic of **Homogeneous Nitrous Oxide Decomposition.** *Combustion and Flame*, v.99, p.523-32, 1994

GUEDES B.D, BORTHOLIN E., SCHIEL D. **Licenciatura em Ciências Exatas, Instrumentação para o ensino.** USP – São Paulo. Disponível em http://educar.sc.usp.br/licenciatura/2003/ee/Efeito_Estufa.html. Acesso 20/02/2009

INMETRO. **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição,** Instituto Nacional de Metrologia, Rio de Janeiro, 1998.

KNOTHE, G.; GERPEN, J. V.; KRAHL, J.; RAMOS, L. P. **Manual de Biodiesel**. São Paulo: Edgard Blucher, 2006.

LACAVA, P.T. **Propulsão aeronáutica (PRP-20)** _____. Apostila. Instituto Tecnológico de Aeronáutica. São José dos Campos SP

LACAVA, P. T. **Investigação experimental do enriquecimento do ar na incineração de resíduos aquosos**. Tese (Doutorado) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2000.

LACAVA, P.T., BASTOS-NETTO, D., PIMENTA, A.P. **Design procedure and experimental evaluation of pressure-swirl atomizers**. In: 24th International congress of the aeronautical sciences, Yokohama. Anais, 2004.

LACAVA, P.T. **Elementos de combustão (AC-265)** 2003. Apostila. Instituto Tecnológico de Aeronáutica. São José dos Campos SP

LANE D. **Brayton Cycle: The Ideal Cycle for Gas-Turbine Engines Relation to Power Plants**. Disponível em <http://web.me.unr.edu/me372/Spring2001/Brayton%20Cycle.pdf>. Acesso em 15/02/2009.

LASSETER, R.; AKHIL, A.; MARNAY, C.; STEPHENS, J.; DAGLE, J.; GUTTROMSON, R.; MELIPOULOS, A. S.; YINGER, R. ; ETO, J. **White Paper on Integration of Distributed Energy Resources – The CERTS Microgrid Concept**; Consortium for Electric Reliability Technology Solutions (CERTS); April; U.S.A 2002.

LEITE, P. O., Valéria. **Caracterização do escoamento de uma bancada de testes de combustores supersônicos alimentada por ar viciado**, 2006. 205. Tese de doutorado – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.

LOPP D, TANLEY D, ROPP T, CHOLIS J. **Soy-diesel blends use in aviation turbine engines**. Report, Aviation Technology Department of Purdue University. 1995. Disponível em http://www.biodiesel.org/resources/reportsdatabase/reports/gen/19950601_gen-144.pdf. Acesso em 20/03/2007

MARIANO M. V., LAURICELLA, C.M. FRUGOLLI A. D. **Estatística Indutiva: teoria, exercícios resolvidos, exercícios propostos, tarefas**. Apostila _____

MARCOCCIA, R, **A participação do etanol brasileiro em uma nova perspectiva na matriz energética mundial**. Programa interunidades de pós-graduação. Universidade de São Paulo. São Paulo 2007

MARTINS, C. A. **AC-265 Combustão em turbinas a gás**. Notas de aula. Instituto Tecnológico de Aeronáutica. São José dos Campos, SP 2003

MORAES M. A. F. D. de. **Usinas de Álcool e Açúcar: Novos Mercados e Fontes de Financiamento**. Revista preços Agrícolas novembro/dezembro 2000

NAE **Cadernos NAE / Núcleo de Assuntos Estratégicos da Presidência da República**. - nº. 2 (jan. 2005). - Brasília: Núcleo de Assuntos Estratégicos da Presidência da República, Secretaria de Comunicação de Governo e Gestão Estratégica, 2005

NASCIMENTO, M. A. R.; LORA, E. S.; VENTURINI, O. J.; MALDONADO M. R.; ANDRADE, R. V.; CORRÊA JR, P. S. P.; LEITE, M. A. H. **O uso do biodiesel em micro-turbinas a gás – testes de desempenho térmico e emissões**, 5º Fórum de Turbomáquinas – Rio de Janeiro, 2006

NASM, National Air and Space Museum, **Jet Aviation Gallery**, site <http://www.nasm.si.edu/exhibitions/gal106/gal106.html> acessado em 06/05/2006

NITSCH, M. O programa de biocombustíveis Proalcool no contexto da estratégica energética brasileira. Revista de economia política, vol II, nº2 (42), abril-junho/1991

ODGERS, J. Gas turbines fuels and their influence on combustion. Abacus Press UK, 1986

OLSON, O. W., **Aircraft performance flight testing: Technical information handbook**. USAF Flight test center, Edwards air force base, Air force materiel command, 2000.

PARENTE, E. J. S. **Biodiesel: uma aventura tecnológica num país engraçado**. Fortaleza: Tecbio, 2003. 68p.

PERES, J.R.R; FREITAS JR, E. F; GAZZONI, D. L.; **Biocombustíveis: uma oportunidade para o agronegócio brasileiro**. Revista da política agrícola. EMBRAPA. Ano XIV – Nº1 Jan/Fev/Mar. 2005

PÍER J R, **Comparisons of biofuels in high speed turbine locomotives: emissions, energy and cost**. Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board. 1991.

PRATES, C.P. PIEROBON, E.C COSTA, R.C. **Formação do mercado de biodiesel no Brasil**. BNDES Setorial n°25 p 39-64, Rio de Janeiro, mar 2007

RAFDC – Baylor University - **PT6 Test Report** –1998. Disponível em http://www3.baylor.edu/Aviation_Sciences/pdf/PT6ReportWeb.pdf. Acesso 20/03/2007

RAYMER, D.P. **Aircraft design: a conceptual approach**. American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA). AIAA education series, 1991.

Rover I/S60 Operating & Maintenance Manual. Rover gas turbines ltd. Publication n° WM/105, 1966.

ROYAL COMISSION OF ENVIRONMENTAL POLLUTION – **Biomass as a renewable energy source**. UK_____

SAWYER, J. **Gas Turbine handbook**. Volume I, Theory and Design, John W. Sawyer Turbomachinery International Publications, Connecticut, 1985.

SCHNEIDER, P. **Incertezas de medição e ajuste de dados**. Medições Térmicas –Apostila ENG03108. Agosto de 2000; Revisão 2002; 2005-1 Porto Alegre - RS – Brasil

SHANKS, B. CLEMENTS., D., KNOTHE, G., VAN GERPEN J., PRUZKO, R. **Biodiesel Production Technology**. National Renewable Energy Laboratory,1617 Cole Boulevard, Golden, Colorado USA.

TABACNIKS, M. H. **Conceitos básicos da teoria dos erros**, Instituto de Física da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003

UNFCCC - **Kyoto protocol to the united nations framework convention on climate change**- 1998. United Nations Framework Convention on Climate Change. Disponível em http://unfccc.int/kyoto_protocol/items/2830.php . Acesso em 26/03/2008

WENDIG D. **Biofuel in micro gás turbines**, Workshop: Bio-fuelled Micro Gas Turbines in Europe, Brüssel, 24th of September 2004

APÊNDICE A – Dados coletados

TESTE BIODIESEL - ROVER

Data 21/08/2008

Mistura B00

densidade 785 kg/m³

PCI 42800 KJ/kg

Tamb 79 °F

Pamb 945,5 mbar

	LEITURA	Fdin(real)	Vazão	dP (0-a)	Tt(2)	Tt(6)	O2	CO	CO2	NOx
		N	g/s	mmH2O	°C	°C	[%]	[ppm]	[%]	[ppm]
3000 rpm	1	517	9,40	140	23	553	17,65	299,93	2,01	33,00
	2	382	8,60	140	28	514	18,08	324,56	1,74	27,38
	3	256	8,00	140	26	475	18,37	374,29	1,52	24,00
	4	206	7,60	144	28	464	18,57	387,37	1,40	24,00
	5	138	7,40	144	25	443	18,91	391,37	1,21	19,80
	6	88	7,20	144	25	431	19,26	362,27	0,85	9,00
2600 rpm	1	322	7,40	90	27	551	17,77	399,56	1,92	24,00
	2	294	7,20	90	28	538	17,97	403,90	1,80	24,00
	3	244	7,10	90	29	520	18,32	381,37	1,56	23,00
	4	214	6,80	90	28	507	18,52	369,07	1,50	24,88
	5	143	6,50	92	29	477	18,69	397,76	1,38	19,90
	6	70	6,00	96	28	449	19,08	412,93	1,14	16,00
2300 rpm	1	200	6,20	60	29	550	18,00	438,51	1,79	24,00
	2	184	6,10	60	29	538	18,09	441,45	1,74	24,00
	3	169	6,00	60	28	530	18,24	437,48	1,67	23,00
	4	143	5,80	64	28	515	18,47	420,93	1,53	19,00
	5	101	5,60	64	28	490	18,73	406,68	1,36	16,00
	6	56	5,50	64	27	467	19,07	388,34	1,17	16,00

TESTE BIODIESEL - ROVER

Data 04/09/2008

Mistura B05

densidade 788,08 kg/m³

PCI 42690 KJ/kg

Tamb 80 °F

Pamb 946,7 mbar

	LEITURA	Fdin(real)	Vazão	dP (0-a)	Tt(2)	Tt(6)	O2	CO	CO2	NOx
		N	g/s	mmH2O	°C	°C	[%]	[ppm]	[%]	[ppm]
3000 rpm	1	453	9,10	140	29	545	18,33	274,51	2,18	23,68
	2	380	8,60	140	31	520	18,82	259,25	1,84	23,50
	3	256	8,00	142	27	478	18,83	298,34	1,83	16,00
	4	202	7,80	144	29	464	19,05	310,90	1,68	15,00
	5	131	7,40	144	31	447	19,63	284,29	1,29	15,00
	6	87	7,20	144	28	435	19,54	332,37	1,35	15,00
2600 rpm	1	298	7,40	90	33	550	18,22	339,44	2,60	25,00
	2	276	7,20	90	33	540	18,43	335,10	2,42	22,15
	3	238	7,10	90	21	522	19,04	289,59	1,97	16,00
	4	217	7,00	90	28	514	19,04	307,76	1,98	16,00
	5	194	6,80	90	32	505	18,93	341,15	2,06	16,00
	6	69	6,10	92	29	454	19,75	433,59	1,45	14,27
2300 rpm	1	195	6,40	60	31	550	18,89	350,00	2,11	16,00
	2	161	6,00	62	31	530	18,89	346,15	2,11	16,00
	3	139	5,80	60	31	518	19,18	316,12	1,90	16,00
	4	98	5,60	64	31	494	19,48	298,80	1,68	15,00
	5	56	5,30	66	31	471	19,77	290,07	1,49	10,20
	6									

TESTE BIODIESEL - ROVER

Data 25/09/2008

Mistura B10

densidade 791,17 kg/m³

PCI 42580 KJ/kg

Tamb 76 °F

Pamb 949,5 mbar

LEITURA	Fdin(real)	Vazão	dP (0-a)	Tt(2)	Tt(6)	O2	CO	CO2	NOx	
	N	g/s	mmH2O	°C	°C	[%]	[ppm]	[%]	[ppm]	
3000 rpm	1	553	10,40	140	21	550	17,74	287,83	2,47	29,70
	2	378	8,80	150	20	494	18,50	328,73	1,93	21,95
	3	267	8,30	150	19	464	18,70	437,60	1,80	20,58
	4	206	8,00	150	19	447	18,82	493,35	1,73	18,18
	5	133	7,70	154	19	428	19,34	464,70	1,37	17,00
	6	86	7,40	154	20	417	19,53	477,50	1,26	17,00
2600 rpm	1	360	7,90	96	20	551	18,21	336,43	2,20	26,00
	2	299	7,70	96	20	522	18,40	336,83	2,07	19,75
	3	243	7,50	96	21	499	18,96	297,25	1,71	18,00
	4	210	7,30	96	21	487	19,00	294,13	1,66	17,00
	5	190	7,00	96	19	477	19,06	306,45	1,63	17,00
	6	69	6,20	96	18	432	19,66	339,98	1,21	9,13
2300 rpm	1	251	6,80	64	21	551	18,55	362,95	2,02	17,63
	2	167	6,20	66	21	507	18,82	357,35	1,83	17,00
	3	140	5,90	70	21	497	19,02	336,70	1,69	14,03
	4	96	5,90	70	21	468	19,38	314,18	1,44	9,00
	5	56	5,60	70	21	448	19,59	319,50	1,29	9,00
	6									

TESTE BIODIESEL - ROVER

Data 02/10/2008

Mistura B30

densidade 803,5 kg/m³

PCI 42140 KJ/kg

Tamb 79 °F

Pamb 943,3 mbar

LEITURA	Fdin(real)	Vazão	dP (0-a)	Tt(2)	Tt(6)	O2	CO	CO2	NOx	
	N	g/s	mmH2O	°C	°C	[%]	[ppm]	[%]	[ppm]	
3000 rpm	1	516	10,10	140	20	545	17,73	293,78	2,31	25,00
	2	378	9,20	142	20	503	18,36	291,58	1,82	16,00
	3	288	8,80	142	20	478	18,56	332,53	1,66	15,00
	4	209	8,40	146	19	455	18,69	356,05	1,56	15,00
	5	131	8,00	150	20	434	19,33	323,15	1,13	8,00
	6	86	7,80	150	20	422	19,48	329,10	1,03	6,00
2600 rpm	1	334	8,60	90	24	551	18,24	318,00	1,93	21,00
	2	296	8,40	90	22	535	18,42	317,00	1,82	17,00
	3	238	7,80	90	24	510	19,07	265,00	1,40	15,00
	4	211	7,60	90	23	499	19,10	272,10	1,37	13,88
	5	190	7,40	92	24	490	19,12	279,45	1,37	13,20
	6	69	7,00	92	23	444	19,76	269,00	0,94	8,00
2300 rpm	1	223	7,50	60	25	549	18,74	334,08	1,63	15,85
	2	164	7,10	62	24	521	18,89	344,54	1,52	13,79
	3	139	6,90	60	25	506	19,14	320,98	1,35	11,00
	4	98	6,50	62	24	482	19,49	288,33	1,15	9,00
	5	56	6,20	64	24	460	19,71	271,30	1,01	9,00
	6									

TESTE BIODIESEL - ROVER

Data 09/10/2008

Mistura B50

densidade 815,83 kg/m³

PCI 41700 KJ/kg

Tamb 69,5 °F

Pamb 954,8 mbar

LEITURA	Fdin(real)	Vazão	dP (0-a)	Tt(2)	Tt(6)	O2	CO	CO2	NOx	
	N	g/s	mmH2O	°C	°C	[%]	[ppm]	[%]	[ppm]	
3000 rpm	1	577	11,20	144	15	550	19,27	175,95	1,26	17,00
	2	375	10,00	150	15	487	19,64	199,30	0,99	10,13
	3	289	9,50	150	15	464	19,82	225,80	0,87	8,73
	4	206	9,00	156	15	441	19,91	264,38	0,79	8,00
	5	132	8,80	156	15	423	20,26	263,25	0,59	8,00
	6	87	8,60	158	15	412	20,42	268,00	0,48	7,00
2600 rpm	1	370	10,40	96	16	551	19,51	208,25	1,08	16,00
	2	297	9,40	96	18	518	19,67	220,83	0,99	9,95
	3	235	9,00	98	17	491	20,17	183,93	0,69	8,00
	4	212	8,80	98	17	482	20,15	193,33	0,70	8,00
	5	192	9,80	100	18	475	20,23	193,25	0,66	8,00
	6	71	9,00	102	19	430	20,72	180,30	0,37	8,00
2300 rpm	1	258	9,80	68	19	550	19,77	236,60	0,96	8,00
	2	164	9,00	70	19	501	20,31	198,70	0,63	8,00
	3	141	8,90	70	20	486	20,50	184,20	0,52	8,00
	4	98	8,80	72	19	464	20,63	179,18	0,45	8,00
	5	57	8,70	76	19	446	20,75	174,43	0,37	7,00
	6									

TESTE BIODIESEL - ROVER

Data 17/10/2008

Mistura B70

densidade 828,17 kg/m³

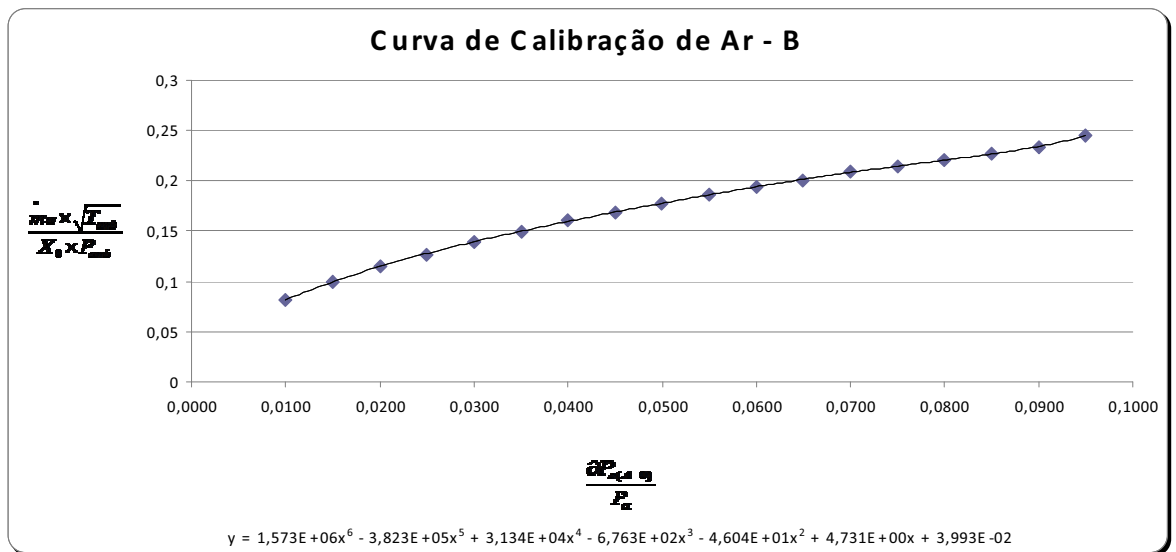
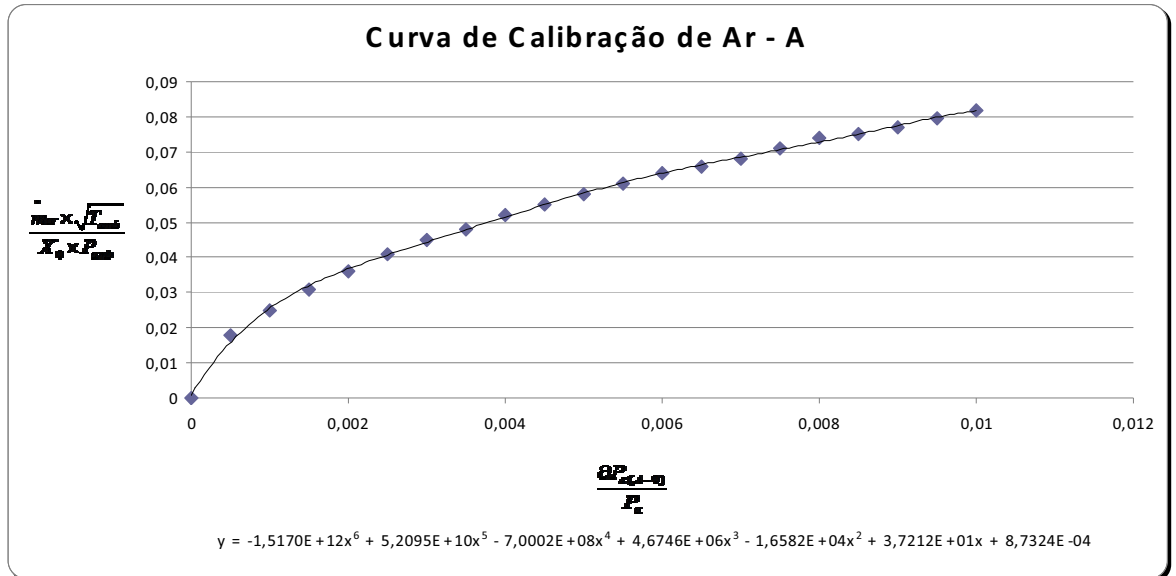
PCI 41260 KJ/kg

Tamb 70,5 °F

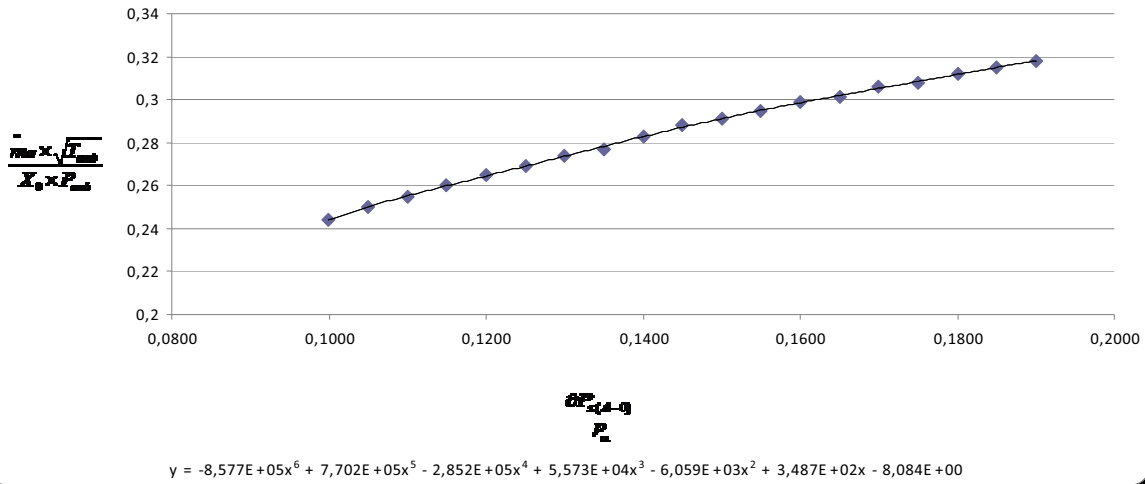
Pamb 951 mbar

LEITURA	Fdin(real)	Vazão	dP (0-a)	Tt(2)	Tt(6)	O2	CO	CO2	NOx	
	N	g/s	mmH2O	°C	°C	[%]	[ppm]	[%]	[ppm]	
3000 rpm	1	530	13,50	140	19	543	19,05	181,93	1,30	16,00
	2	376	11,80	150	19	495	19,45	192,85	1,00	14,00
	3	287	11,30	150	19	469	19,63	223,40	0,87	9,48
	4	210	11,20	150	20	448	19,74	265,30	0,79	6,08
	5	132	10,80	154	19	430	20,14	262,80	0,53	6,00
	6	89	10,60	156	19	420	20,29	265,78	0,43	5,00
2600 rpm	1	354	11,10	94	20	550	19,39	218,13	1,00	13,00
	2	296	11,20	96	19	526	19,68	206,00	0,92	15,00
	3	236	10,20	96	20	503	20,23	161,75	0,58	8,00
	4	216	10,20	96	20	496	20,16	173,63	0,61	8,00
	5	190	10,20	96	20	486	20,19	178,08	0,59	8,00
	6	70	9,40	100	23	440	20,59	188,03	0,35	7,00
2300 rpm	1	226	9,80	70	24	548	19,76	229,54	0,85	10,08
	2	164	9,20	70	24	516	20,19	198,43	0,57	7,00
	3	143	9,00	70	25	504	20,36	185,70	0,47	7,00
	4	98	8,80	70	24	480	20,48	190,48	0,40	6,00
	5	57	8,70	70	24	458	20,68	201,23	0,34	9,00
	6									

APÊNDICE B – Curvas de determinação de vazão mássica de ar na entrada do turboeixo

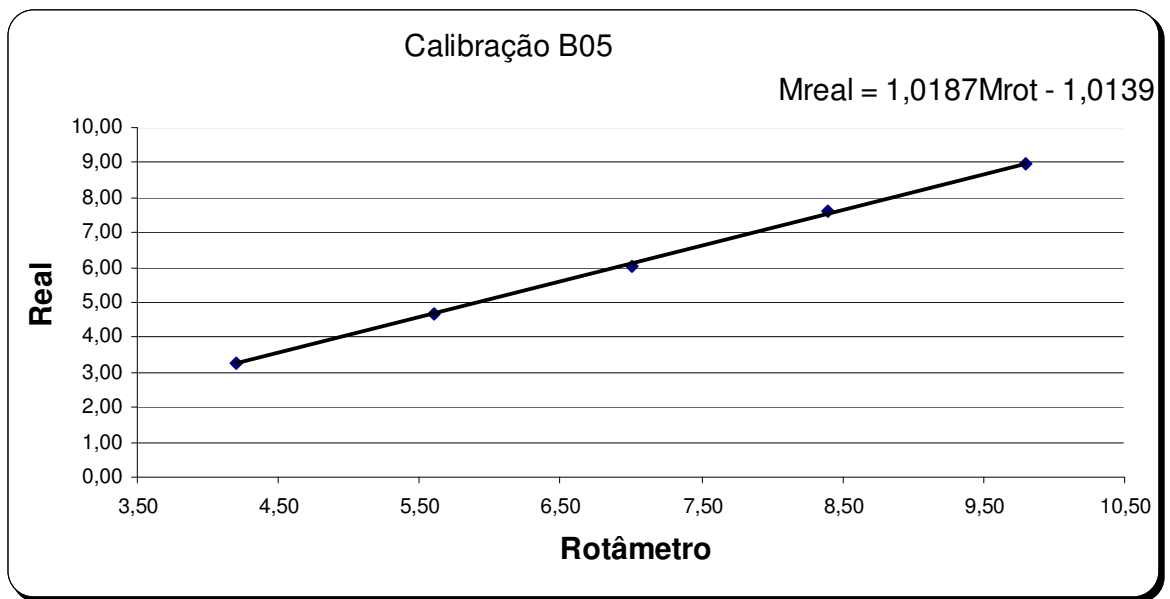
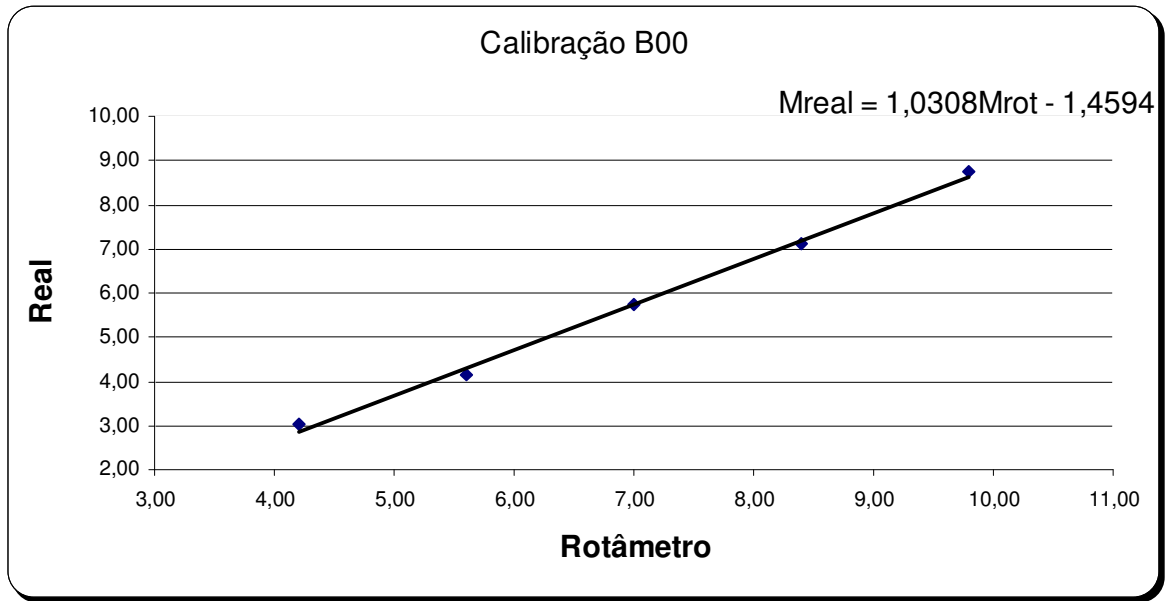


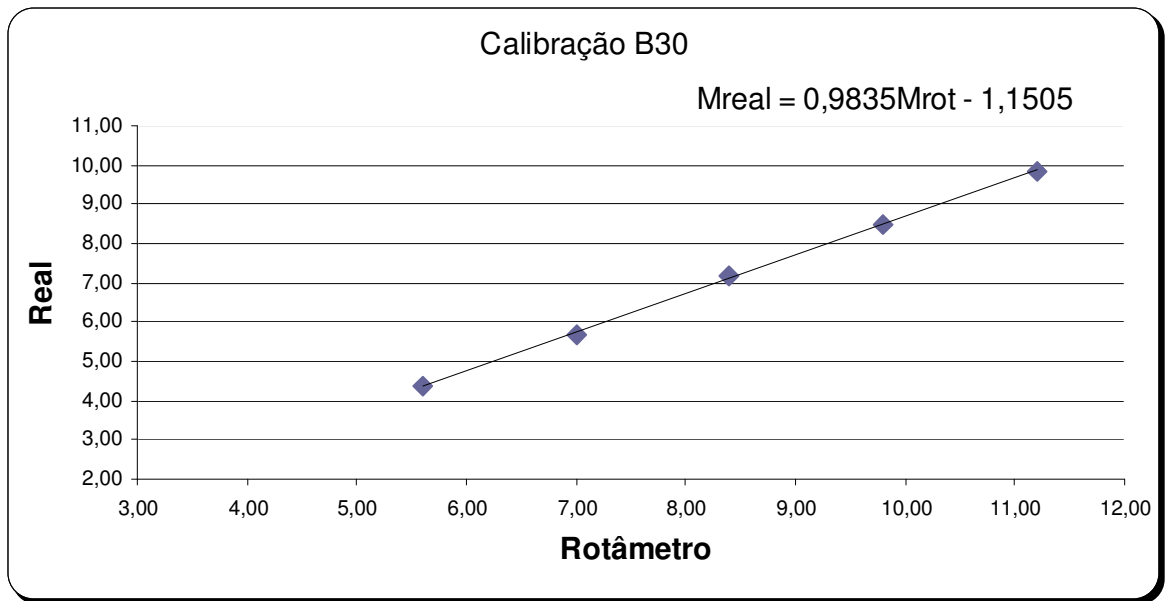
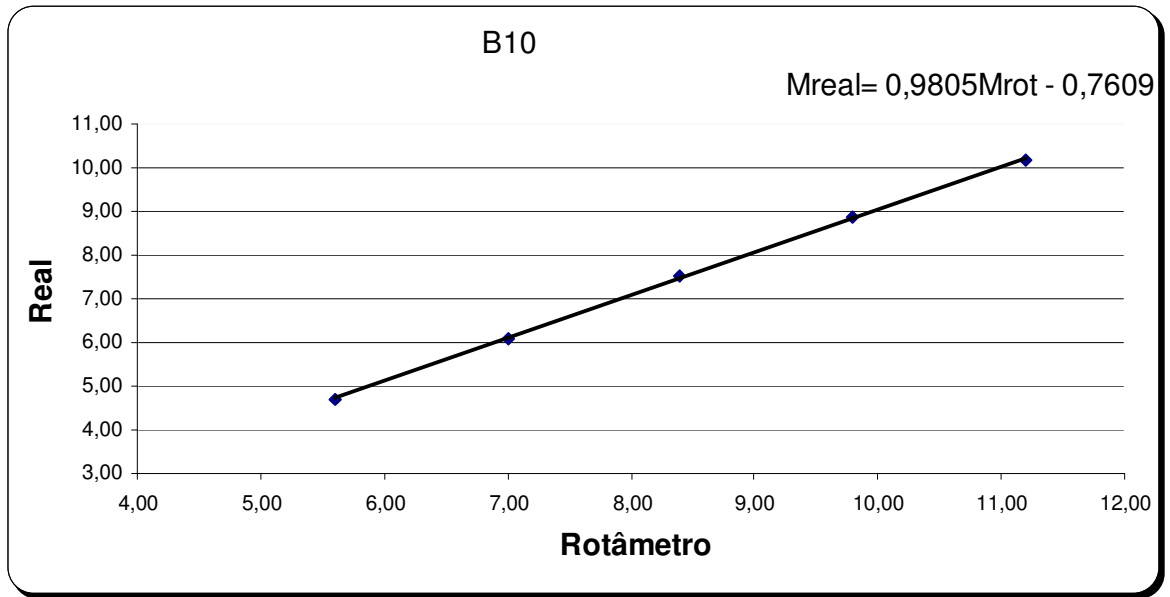
Curva de Calibração de Ar - C

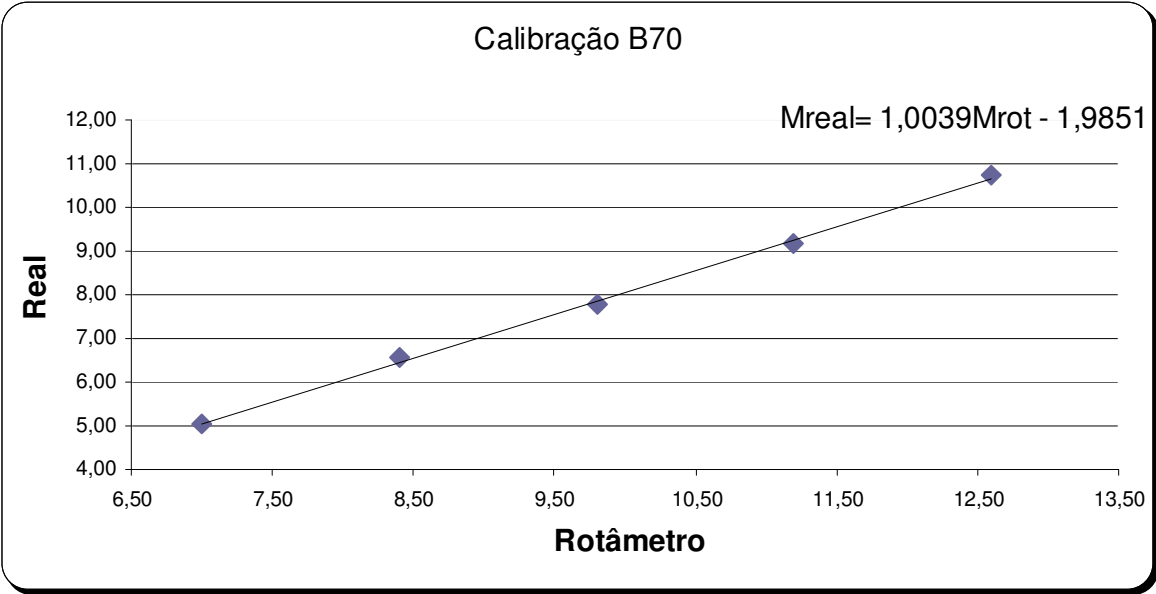
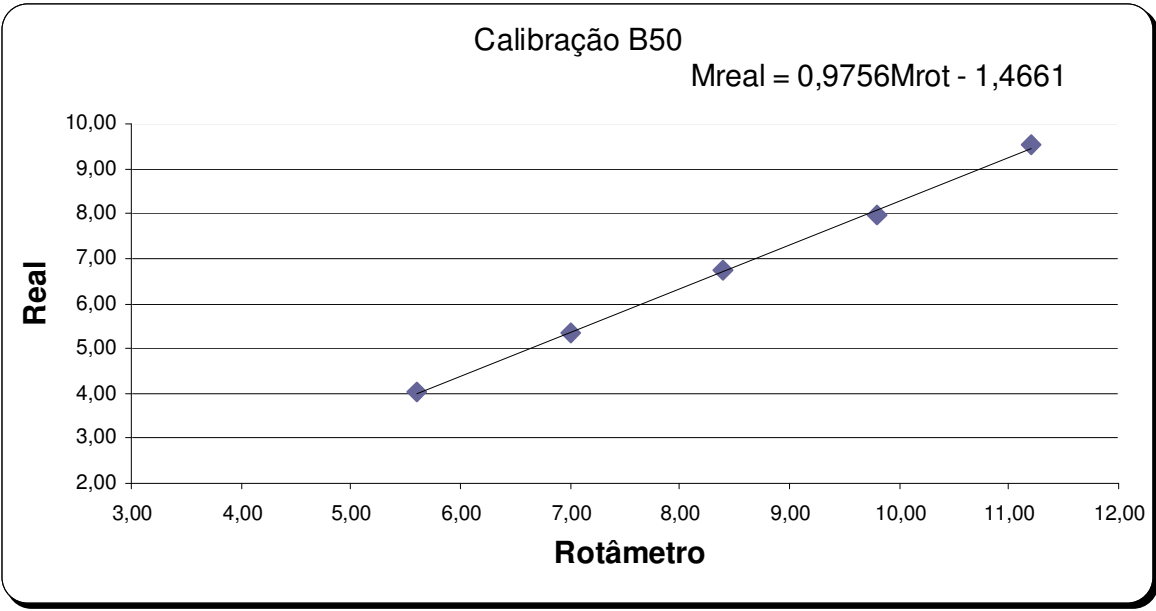


APÊNDICE C – Curvas de calibração do rotâmetro

	B0	B2	B5	B10	B30	B50	B70
4,20	121,68	x	117,91	x	x	x	x
	130,20		120,08				
	138,40		121,56				
t	130,09	x	119,85	x	x	x	x
5,60	90,72	83,85	81,22	82,77	92,49	100,05	x
	95,16	81,64	85,48	84,08	91,39	101,32	
	96,95	81,98	85,47	84,87	92,40	101,80	
t	94,28	82,49	84,06	83,91	92,09	101,06	x
7,00	66,74	63,50	65,47	65,08	71,53	76,82	81,92
	67,53	63,74	64,67	64,89	69,81	75,51	82,56
	71,01	63,86	65,24	65,24	70,34	76,83	82,73
t	68,43	63,70	65,13	65,07	70,56	76,39	82,40
8,40	55,00	52,40	52,10	52,07	55,54	60,15	63,34
	55,01	52,03	51,05	52,53	56,14	60,01	63,14
	55,81	52,37	52,51	53,03	56,33	61,41	63,34
t	55,27	52,27	51,89	52,54	56,00	60,52	63,27
9,80	44,62	43,36	44,02	44,39	48,20	50,22	52,58
	44,67	43,27	43,73	44,85	46,62	51,80	53,91
	45,07	43,40	44,10	44,48	47,58	51,24	53,03
t	44,79	43,34	43,95	44,57	47,47	51,09	53,17
11,20	x	37,92	x	38,70	40,58	42,76	44,83
		38,40		38,64	40,61	42,58	45,78
		38,20		39,23	41,02	42,89	44,89
t	x	38,17	x	38,86	40,74	42,74	45,17
12,60	x	x	x	x	x	x	38,14
							38,29
							39,23
t	x	x	x	x	x	x	38,55



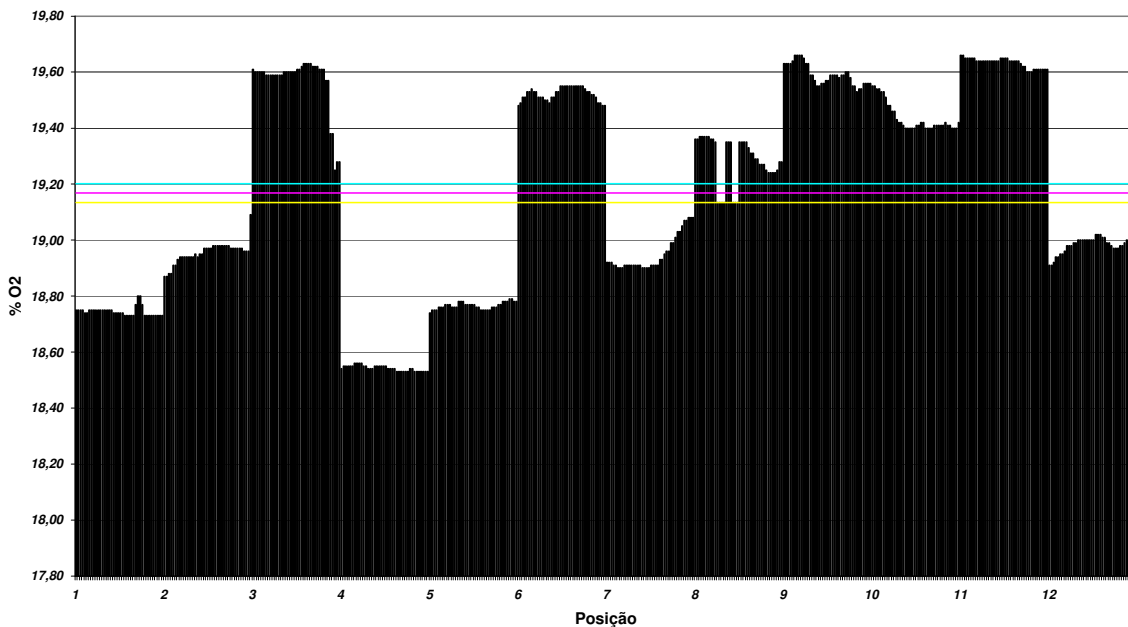




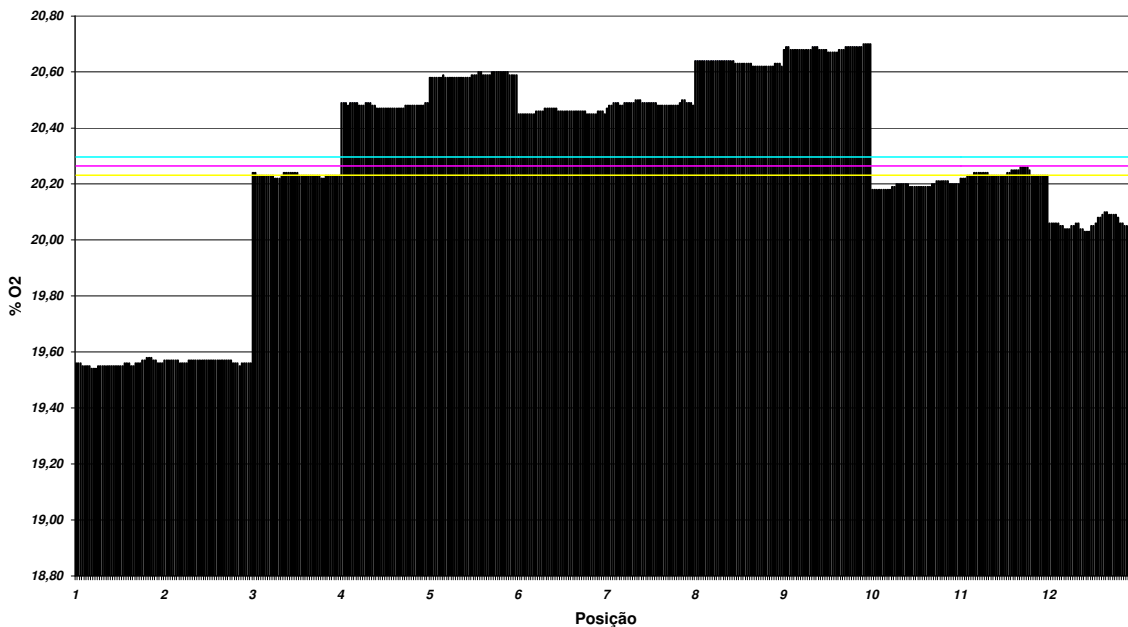
APÊNDICE D – Amostragem para determinação das incertezas

ESPACIAL

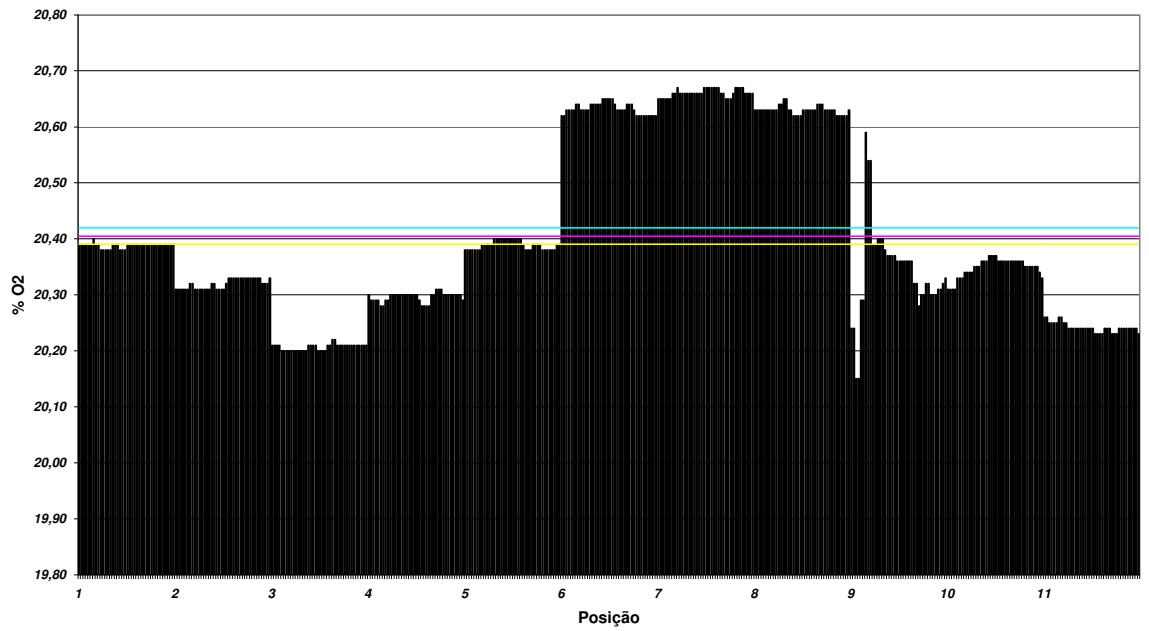
Amostragem Espacial de Emissões de O₂ [%] no Diâmetro da Tubulação de Escapamento - 28,6 kW



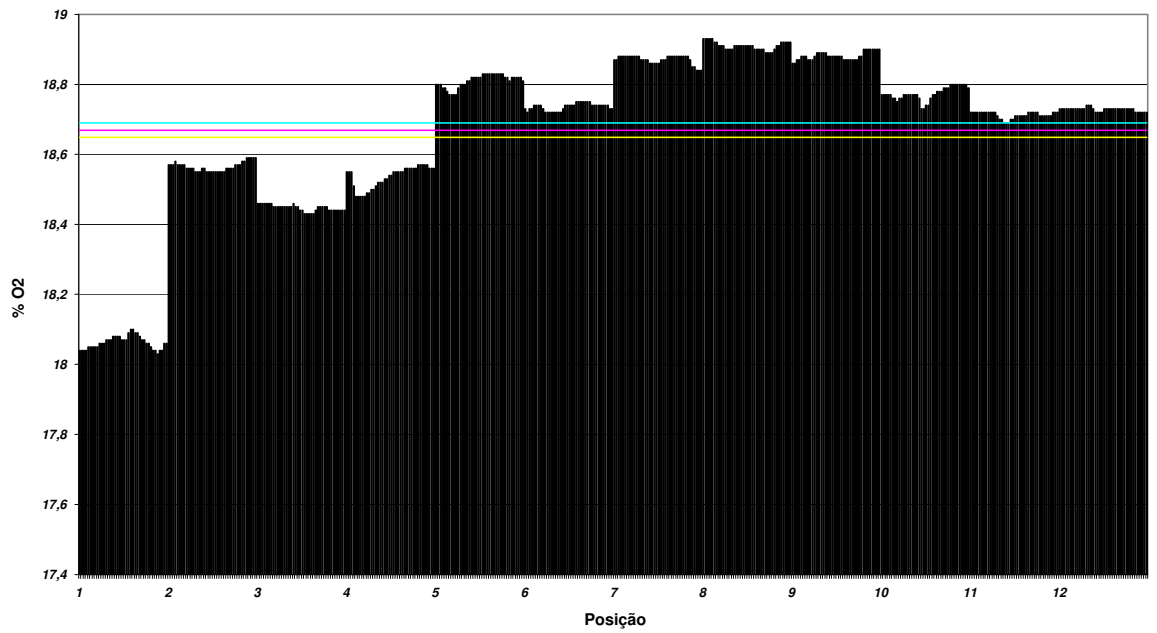
Amostragem Espacial de Emissões de O₂ [%] no Diâmetro da Tubulação de Escapamento - 11,3 kW



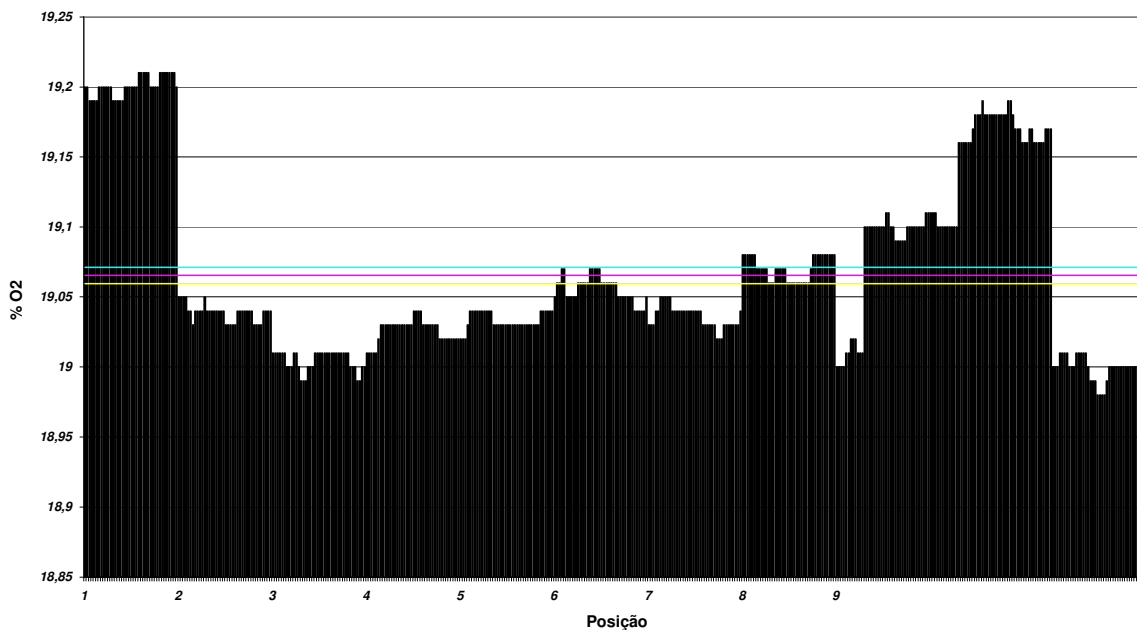
Amostragem Espacial de Emissões de O₂ [%] no Diâmetro da Tubulação de Escapamento - 4,73 kW



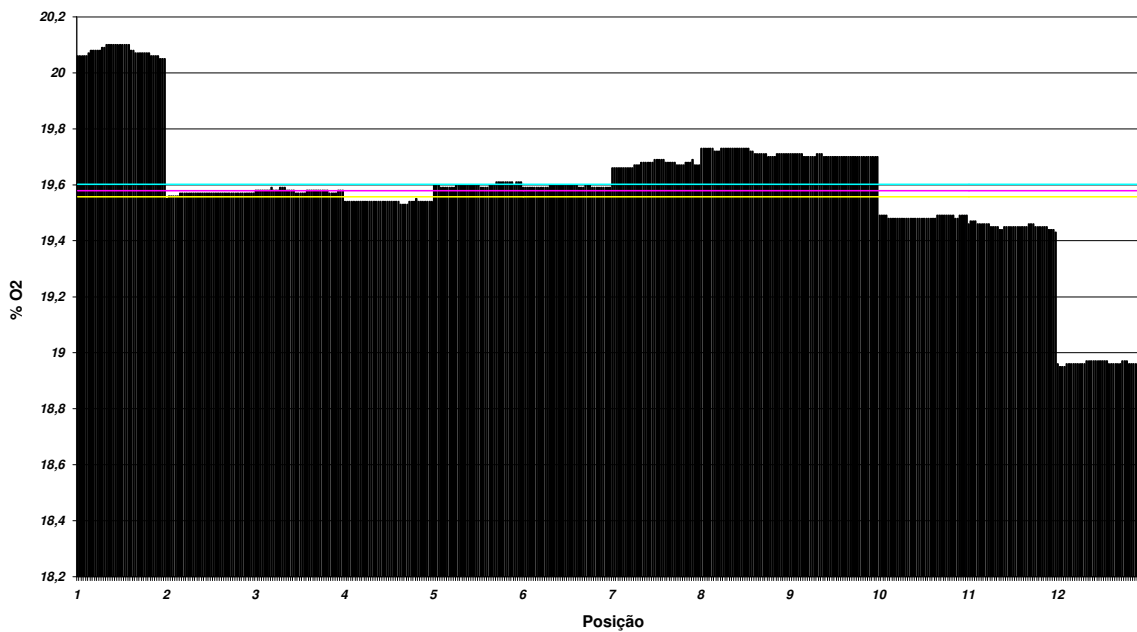
Amostragem Espacial de Emissões de O₂ [%] no Diâmetro da Tubulação de Escapamento - 10,9 kW



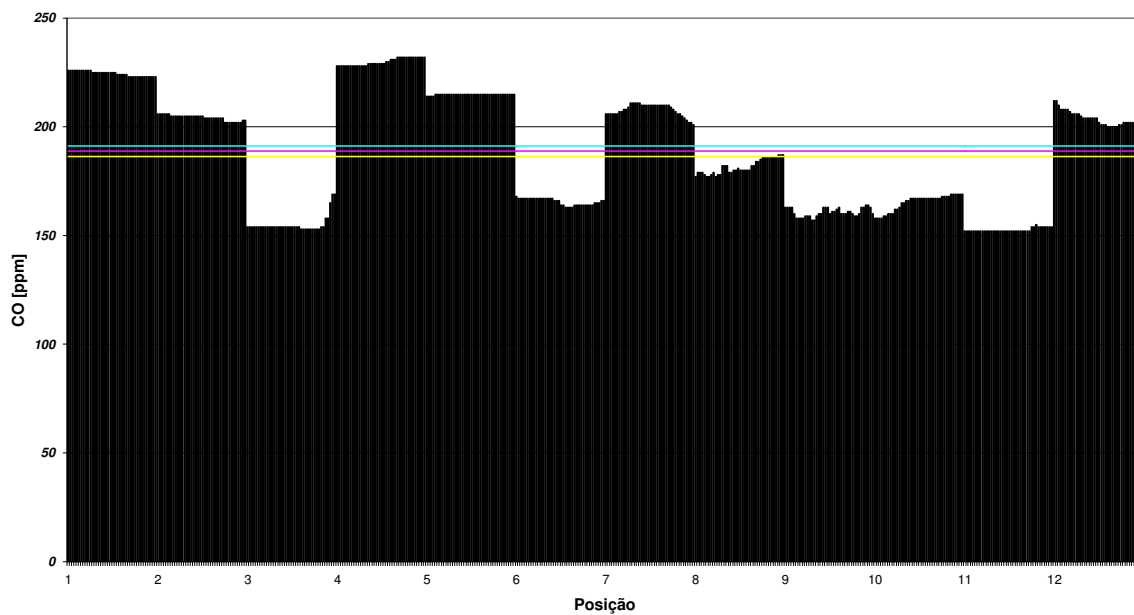
Amostragem Espacial de Emissões de O₂ [%] no Diâmetro da Tubulação de Escapamento - 7,0 kW



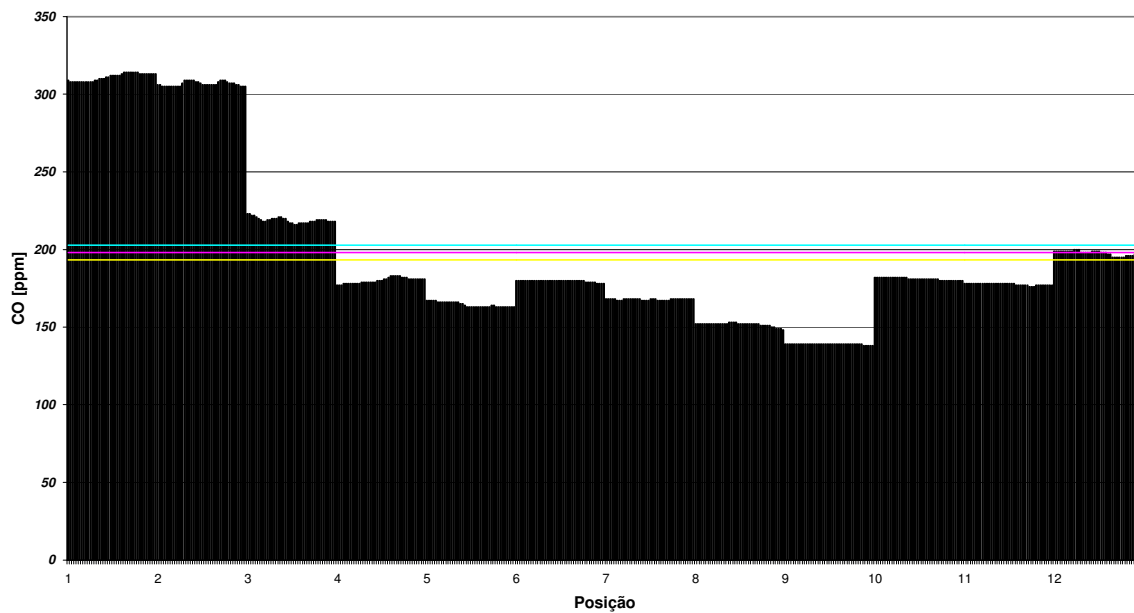
Amostragem Espacial de Emissões de O₂ [%] no Diâmetro da Tubulação de Escapamento - 2,5kW



Amostragem Espacial de Emissões de CO [ppm] no Diâmetro da Tubulação de Escapamento 28,6 kW



Amostragem Espacial de Emissões de CO [ppm] no Diâmetro da Tubulação de Escapamento 11,3 kW



ANEXO A – Análise do biodiesel



ESCOLA DE QUÍMICA
Universidade Federal do Rio de Janeiro
Cilene - Fertimam Indústrias Ltda.

Certificado de Qualidade do Biodiesel Etílico BIOMAX nº 17

Tanque nº 82

Enviada a EQ/UFRJ em 07/07/2007

Amostra nº 122

Lote nº 070707

Característica	Resultado	Unidade	Resolução ANP	Método
			nº 42 Limite	
Ponto de fulgor, min.	128	°C	100	ASTM D 93
Água e sedimentos, máx.	0,050	% volume	0,050	ASTM D 2709
Viscosidade Cinemática a 40°C	5	mm ² /s	Anotar (3)	ASTM D 445
Óxidos sulfurados, máx.	0,005	% massa	0,020	ASTM D 874
Enxofre total, máx.	0,003	% massa	Anotar	ASTM D 5483
Contaminado ao obter, 3h a 50°C, máx.	1	-	1	ASTM D 130
Contaminação total	5	mg/kg	Anotar	EN 12962
Teor de éster	95,5	% massa	Anotar	EN 14103
Resíduo de carbono dos 100% destilado, máx.	0,06	% massa	0,10	ASTM D 4530
Índice de ácidos, máx.	0,20	mg KOH/g	0,80	ASTM D 654
Glicerina livre, máx.	0,001	% massa	0,02	ASTM D 6584
Glicerina total, máx.	0,26	% massa	0,38	ASTM D 6584
Aspecto	LI	-	LI (1)	-
Destilação 30%, volume recuperado, máx.	956	°C	363	ASTM D 1190
Massa específica a 20°C	867	kg/m ³	Anotar (2)	ASTM D 1298
Matemático anil, máx.	0,02	% massa	0,5	EN 14110
Índice de iodo	66	-	Anotar	EN 14111
Monoglicérides, máx.	0,9	% massa	Anotar	ASTM D 6584
Diglicérides, máx.	0,5	% massa	Anotar	ASTM D 6584
Triglicérides, máx.	0,09	% massa	Anotar	ASTM D 6584
Sódio + Potássio, máx.	3	mg/kg	10	EN 14108/14109
Cálcio-Magnésio, máx.	2	mg/kg	Anotar	EN 14638
Fósforo	3	mg/kg	Anotar	ASTM D 4951
Estabilidade à oxidação a 110°C, min	>=5	h	6	EN 14112
Ponto de entupimento a frio, máx.	6	°C	07	ASTM D 6371

Materia-Prima Gordura Animal

(1) LI - Limpo e livre de impurezas

(2) A mistura óleo diesel/biodiesel utilizada deve obedecer aos limites estabelecidos para massa específica a 20°C constantes da especificação vigente da ANP de óleo diesel automotivo.

(3) A mistura óleo diesel/biodiesel utilizada deve obedecer aos limites estabelecidos para viscosidade à 40°C constantes da especificação vigente da ANP de óleo diesel automotivo.

(7) A mistura óleo diesel/biodiesel utilizada deve obedecer aos limites estabelecidos para ponto de entupimento a frio constantes da especificação vigente da ANP de óleo diesel automotivo.

Rio de Janeiro, 13 de julho de 2007

Profª Donato A. G. Aranda
Escola de Química/UFRJ
CRC 03314401 3ª. Região
Tel: (021) 2562-7957

Página 4