

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA  
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Análise de viabilidade para conversão de Motores  
Diesel em Dual Fuel em usinas Termelétricas**

Antonio Andrade e Mello  
Leonardo Amorim Galvão

Prof. Orientador: Alexandre Silva  
Prof. Coorientador: José Vilani

**Rio de Janeiro  
Junho de 2019**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA  
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Análise de viabilidade para conversão de Motores  
Diesel em Dual Fuel em usinas Termelétricas**

Antonio Andrade e Mello

Leonardo Amorim Galvão

Projeto final apresentado em cumprimento às normas do Departamento de Educação Superior do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Orientadores: Alexandre Silva

Prof. Coorientador: José Vilani

**Rio de Janeiro**

**Junho de 2019**

Ficha Catalográfica fornecida pela Biblioteca do CEFET

Deve ser impressa no verso da folha de rosto

Antonio Andrade e Mello  
Leonardo Amorim Galvão

## **Análise de viabilidade para conversão de Motores Diesel em Dual Fuel em usinas Termelétricas**

Projeto Final de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca - CEFET/RJ, como parte dos requisitos necessários à conclusão do curso de graduação em Engenharia Mecânica.

Rio de Janeiro, 14 de junho de 2019.

Aprovada por:

---

Prof. Alexandre Silva. – CEFET/RJ  
(Orientador)

---

Prof. José Vilani  
(Coorientador)

---

Prof<sup>ª</sup> Gisele Vieira

---

Prof. Ronney Mancebo

## **Agradecimentos**

Agradeço principalmente a minha mãe, minha maior incentivadora, que sempre me deu todo o suporte necessário para hoje eu estar me formando no curso que escolhi. A minha família, em especial a minha madrinha Fátima e a minha noiva, por todo o apoio nessa dura jornada. Sem elas não seria possível.

Aos meus amigos de trabalho da MAN Energy Solutions, que despertaram minha atração por motores de combustão interna. Agradeço por todo o suporte e ajuda que me deram ao longo deste projeto, aprendi e sigo aprendendo muito com esse time.

Ao meu orientador, Alexandre Silva, por ter aceitado o tema proposto. Agradeço também pelo empenho que você tem como coordenador do curso, sempre tentando ajudar os alunos. Ao nosso coorientador, José Vilani, agradeço por ter refrescado nossa memória na área de termodinâmica.

Por fim um agradecimento especial aos meus amigos do CEFET, que fizeram esses anos de muita luta se tornarem mais leves.

**Leonardo Amorim Galvão**

## **Agradecimentos**

Agradeço minha família, em especial minha mãe, meu pai meu irmão e minha namorada por todo o apoio durante esta longa jornada. Sem eles não seria possível vencer todos os desafios. Aos meus amigos de faculdade e pessoais que sempre estiveram comigo neste trajeto, dando o suporte necessário e os ensinamentos que tanto foram e são úteis. Agradeço aos professores pelo que nos foi ensinado, seja em sala de aula ou nos corredores, em conversas informais e também a todos colegas de trabalho que me deram toda a ajuda nesta etapa.

**Antonio Andrade e Mello**

*“Nossa maior fraqueza está em desistir. O caminho mais certo de vencer é tentar mais uma vez.”*

Thomas Edison

## Resumo

O presente projeto tem como objetivo analisar a viabilidade da conversão de um motor estacionário 4 tempos, utilizado para geração de energia elétrica em usinas térmicas, de diesel para bicomcombustível (diesel e gás natural). Isso motivado pela crescente demanda por energia elétrica e, ao mesmo tempo, para atender as novas legislações vigentes, bem como a crescente preocupação mundial acerca dos impactos ambientais causados pelas emissões de gases do efeito estufa. É feita uma breve apresentação das principais fontes de geração de energia elétrica, dos ciclos Otto e diesel e das mais relevantes características dimensionais de motores a combustão interna. Também é mostrado um panorama global e nacional a respeito das emissões de gases do efeito estufa e medidas para mitigação. É apresentada ainda uma análise termodinâmica teórica, avaliando o comportamento de cada combustível e as propriedades essenciais para combustão, comparando a variação dos principais parâmetros para definição de potência e rendimento. Posteriormente é explicado quais os principais componentes necessários à mudança nesse motor para que a conversão ocorra e sejam alcançadas as propriedades da modelagem termodinâmica apresentada nesse trabalho. Por fim são mostrados valores de emissões para cada combustível e a economia nos custos que uma termelétrica teria com a mudança do diesel para o gás natural, apresentando ganhos da ordem de 70% nos custos e de 30% e 90% nas emissões de gases do efeito estufa.

Palavras-chave: Diesel, Gás Natural, Gases do Efeito Estufa, Motores a Combustão Interna, Conversão, Termelétricas.



## **Abstract**

This Project aims to analyze the feasibility of a stationary four stroke engine used to generate electric energy from thermoelectric plants, from diesel to dual fuel (diesel and natural gas). Motivated by the growing demand for electric energy and, at the same time, to comply to the new legislations, as well as the growing global concern over the environmental impacts caused by greenhouse gas emissions. It is made a brief presentation of the main sources of electricity generation, in addition to Otto and diesel cycles and the most relevant dimensional characteristics of internal combustion engines. It is also shown a global and national overview of greenhouse gas emissions and mitigation measures, thermodynamic analysis, evaluating the behavior of each fuel and the essential properties for combustion, comparing the variation of the main parameters to establish power and performance. Afterwards, it is explained the main components that need to be changed in this engine for the conversion to occur and to reach the properties of the thermodynamic modeling presented in this work. Finally, the conclusion presents the amount of emissions for each fuel and the savings that a thermoelectric would have with the switch from diesel to natural gas, what reaches over 70% in terms of cost and between 30 and 90% of gas emissions.

Key-words: Diesel, Natural Gas, Greenhouse Gas, Internal Combustion Engines, Conversion, Thermoelectrics.

## Lista de Figuras

Figura 1 – Matriz energética.....	2
Figura 2 - Esquema de funcionamento de uma Usina Hidrelétrica -.....	6
Figura 3- Turbina Eólica - Atlas da energia elétrica do Brasil.....	7
Figura 4- Parque Eólico. ....	8
Figura 5– Esquema de geração de energia solar. ....	9
Figura 6- Esquema de uma usina nuclear. ....	10
Figura 7 – Processo de produção de energia elétrica a partir do petróleo .....	12
Figura 8- Ciclo Otto, motor real .....	15
Figura 9 - Funcionamento motor 4 tempos, ciclo diesel. ....	16
Figura 10 - Funcionamento motor 2 tempos, ciclo diesel .....	16
Figura 11 - Curso do pistão. ....	17
Figura 12 - Câmara de combustão ou compressão. ....	18
Figura 13 - Cilindrada parcial.....	19
Figura 14 - Taxa de compressão.....	19
Figura 15 - Diagrama de compressibilidade generalizada.....	28
Figura 16– Diagrama T-s ciclo Otto Ideal.....	47
Figura 17 - Diagrama P-v ciclo Otto Ideal .....	47
Figura 18– Diagrama P-v do ciclo Diesel ideal.....	49
Figura 19– Diagrama T-s do ciclo Diesel ideal.....	49
Figura 20 - Esquemas de um motor rodando a gás natural e diesel. ....	82
Figura 21 - Pistão.....	84
Figura 22 - Camisa de cilindro de um motor com 48 cm de diâmetro e 60 cm de curso. ....	85
Figura 23 - Cabeçote com válvulas de admissão e exaustão.....	86
Figura 24 - Diferenças de formas das válvulas de admissão e exaustão. ....	86
Figura 25 - Eixo ou árvore do comando de válvulas (Turbo, 2004) .....	87
Figura 26 - Turbocompressor .....	88
Figura 27 - Tubulação e regulador da pressão de gás.....	89
Figura 28 - Bico injetor de combustível piloto.....	90

## Lista de Tabelas

Tabela 1 - Resultados de emissões nacionais de gases de efeito estufa (GEE), em milhões de toneladas de dióxido de carbono equivalente. ....	23
Tabela 2 - Potencial de aquecimento global (GWP) .....	24
Tabela 3 - Composição do combustível de acordo com a origem.....	26
Tabela 4 - Principais propriedades do gás natural ( <sup>1</sup> A 1 atm e 20°C. <sup>2</sup> A 4 atm e 25°C).....	29
Tabela 5 - Valores de algumas propriedades do gás natural .....	30
Tabela 6 - Estimativa da composição do ar atmosférico .....	31
Tabela 7 - Dados dos combustíveis e condições de trabalho para o cálculo estequiométrico .	33
Tabela 8 - Condições de trabalho do ar atmosférico .....	33
Tabela 9 - Relações estequiométricas para os combustíveis .....	33
Tabela 10 - Propriedades dos combustíveis .....	34
Tabela 11 - Cálculo da quantidade de calor liberado na queima de combustível pela variação da massa.....	35
Tabela 12 - Quantidade de calor liberado por combustível variando-se o volume. ....	36
Tabela 13 – Valores de massa para geração de 1 MW .....	38
Tabela 14 – Valores de massa para geração de 1 MW .....	38
Tabela 15 – Valores de volume para geração de 1 MW.....	38
Tabela 16 - Rendimento aproximado .....	39
Tabela 17 - Rendimento aproximado com gás natural .....	40
Tabela 18 - Curva de potência diesel x gás natural considerando vazão mássica de 0,0525 ...	42
Tabela 19 - Curva de potência diesel x gás natural considerando potência a ser gerada de 1050 kW .....	44
Tabela 20 – Temperatura T3 para TC 15,3:1 e T2 igual a 840K .....	53
Tabela 21– Temperatura T3 para TC 12,0:1 e T2 igual a 775K .....	55
Tabela 22– Temperatura T3 para TC 12,0:1 e T2 igual a 775K .....	56
Tabela 23 - Temperatura T4 para TC 15,3:1 .....	58
Tabela 24 – Temperatura T4 para TC 12,0:1 .....	60
Tabela 25 – Quantidades de calor (KJ) e rendimento do ciclo assumindo TC 15,3:1 .....	62
Tabela 26 - Diferença de calor nominal do ciclo assumindo TC 15,3:1 e mesmo percentual de combustível.....	64
Tabela 27– Quantidades de calor (KJ) e rendimento do ciclo assumindo TC 12,0:1 .....	65

Tabela 28 - Diferença de potência do ciclo assumindo TC 12,0:1 e mesmo percentual de combustível.....	67
Tabela 29 – capacidades do motor de 160 L de deslocamento volumétrico .....	68
Tabela 30– Dados de performance motor 160L .....	70
Tabela 31 – Diferença nominal de potência entre gás e diesel – Motor 160L .....	74
Tabela 32– Diferença nominal de potência entre gás e diesel – Motor 160L .....	74
Tabela 33 - Propriedades estequiométricas de queima para combustíveis com o motor de 204L .....	75
Tabela 34 - Dados de performance motor 204 L.....	76
Tabela 35 – Diferença nominal de potência entre gás e diesel – Motor 204L .....	79
Tabela 36 - Propriedades físicas e químicas.....	91
Tabela 37 – Emissões de CO <sub>2</sub> para diferentes combustíveis. ....	92
Tabela 38 – Emissões de NO <sub>x</sub> para diferentes combustíveis.....	93
Tabela 39 - Máximo teor de enxofre para cada combustível. ....	95
Tabela 40 - Propriedades necessárias para os cálculos.....	97
Tabela 41 - Emissão de GEE para óleo diesel e gás natural.....	97
Tabela 42 - Emissões de CO <sub>2</sub> . ....	97
Tabela 43 - Emissões de NO <sub>x</sub> .....	98
Tabela 44 - Emissões de SO <sub>x</sub> .....	98
Tabela 45 - Percentual de redução de emissões de GEE.....	99
Tabela 46 - Redução efetiva .....	100
Tabela 47 - MP liberado para cada combustível distinto. ....	100
Tabela 48 - MP liberado para operação a diesel e a (98% de gás natural + 2% diesel). ....	100
Tabela 49 - Diferença entre o motor original (160L) e o convertido (204L) .....	101
Tabela 50 – Dados de consumo (em termos de volume) motor 204L.....	104
Tabela 51 - Consumo total mensal (m <sup>3</sup> ) e potência total (KW) - Usina termelétrica com 8 motores de 18 cilindros (204L por cilindro).....	106
Tabela 52 – Valor do diesel por local de distribuição da Petrobras .....	107
Tabela 53 – Valores do m <sup>3</sup> para o gás natural .....	107
Tabela 54 – Custo total de operação por combustível.....	109
Tabela 55 - Diferença nos custos operacionais (R\$) .....	110
Tabela 56– Custo do KW por combustível de acordo com cada modo de operação – Motor 204L.....	112
Tabela 57 - Diferença nominal no custo por KW .....	113

## Lista de Gráficos

Gráfico 1 - Resultados de emissões nacionais de gases de efeito estufa (GEE), em milhões de toneladas de dióxido de carbono equivalente.....	22
Gráfico 2 - Percentual de emissões de gases do efeito estufa por setor. ....	24
Gráfico 3 – Cálculo de quantidade de calor liberado na queima de combustível variando-se a massa .....	36
Gráfico 4 - Quantidade de calor liberado por combustível variando-se o volume.....	37
Gráfico 5 – Valores de volume para geração de 1 MW .....	39
Gráfico 6 - Curva de potência diesel x gás natural considerando vazão mássica de 0,0525 kg/s .....	42
Gráfico 7 - Curva de potência diesel x gás natural considerando potência a ser gerada de 1050 .....	45
Gráfico 8– Temperatura T3 para TC 15,3:1 e T2 igual a 840K .....	54
Gráfico 9– Temperatura T4 para TC 15,3:1 .....	58
Gráfico 10 – Temperatura T4 para TC 12,0:1 .....	60
Gráfico 11 – Quantidades de calor (KJ) do ciclo assumindo TC 15,3:1 .....	62
Gráfico 12 – Rendimento do ciclo assumindo TC 15,3:1 .....	63
Gráfico 13 - Diferença de calor nominal do ciclo assumindo TC 15,3:1 e mesmo percentual de combustível.....	64
Gráfico 14– Quantidades de calor (KJ) do ciclo assumindo TC 12,0:1 .....	66
Gráfico 15– Rendimento do ciclo assumindo TC 12,0:1 .....	66
Gráfico 16 - Diferença de calor do ciclo assumindo TC 12,0:1 e mesmo percentual de combustível.....	67
Gráfico 17 – Curvas de potência do motor 160L, diesel, gás e total.....	71
Gráfico 18 - Curvas de consumo específico por combustível .....	72
Gráfico 19 – Curvas de potência do motor 204L, diesel, gás e total.....	77
Gráfico 20 - Curvas de consumo específico por combustível .....	77
Gráfico 21 – Diferença nominal de potência entre gás e diesel – Motor 204L.....	79
Gráfico 22 - Emissões de diferentes GEE para operação a diesel e bi-combustível (gás natural + diesel). ....	98
Gráfico 23 - Redução de emissão de GEE e potência para o motor convertido funcionando a diesel e bi-combustível. ....	99
Gráfico 24 - MP liberado para operação a diesel e a (98% de gás natural + 2% de diesel)...	101

Gráfico 25 - Diferença emissões de CO2 motor convertido (160L) e original (204) .....	102
Gráfico 26 - Diferença de NOx e SO2 motor original (160L) e convertido (204L) .....	102
Gráfico 27- Diferença valor da operação (R\$) .....	110
Gráfico 28-Valor do custo do KW por combustível e diferença percentual.....	113

## SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>Introdução.....</b>	<b>1</b>
1.1.	Introdução ao tema .....	1
1.2.	Motivação.....	1
1.3.	Objetivos .....	3
<b>2.</b>	<b>Fontes de geração de energia elétrica .....</b>	<b>4</b>
2.1.	Propósito do trabalho.....	4
2.2.	Energia hidráulica.....	4
2.3.	Energia eólica .....	6
2.4.	Energia Solar .....	8
2.5.	Nuclear .....	9
2.6.	Combustíveis Fósseis .....	11
2.6.1.	Usinas termelétricas movidas a motores 4 tempos Diesel.....	12
<b>3.</b>	<b>Ciclos Otto e Diesel.....</b>	<b>15</b>
3.1.	Ciclo Otto .....	15
3.2.	Ciclo Diesel .....	16
3.3.	Características dimensionais dos motores de combustão interna.....	17
<b>4.</b>	<b>Justificativa do tema .....</b>	<b>21</b>
4.1.	Panorama global:.....	21
4.2.	Panorama Nacional: .....	22
<b>5.</b>	<b>Memorial de Cálculo .....</b>	<b>25</b>
5.1.	Combustíveis e suas propriedades.....	25
5.1.1.	Gás natural .....	25
5.1.2.	Diesel .....	29
5.2.	Combustão e Estequiometria da Combustão.....	30
5.2.1.	Combustão .....	30
5.2.2.	Estequiometria da Combustão .....	31

5.2.3.	Cálculos termodinâmicos .....	34
<b>6.</b>	<b>Conversão.....</b>	<b>81</b>
6.1.	Processo de conversão.....	81
6.2.	Perda de potência.....	82
6.3.	Principais componentes a serem substituídos: .....	84
<b>7.</b>	<b>Emissões e Custos .....</b>	<b>91</b>
7.1.	Gases do efeito estufa.....	91
7.1.1.	Cálculo das emissões do motor convertido (204L) de acordo com o combustível utilizado.....	97
7.1.2.	Cálculo de emissões do motor original (160L) a diesel .....	101
7.2.	Custos .....	102
<b>8.</b>	<b>Conclusão .....</b>	<b>115</b>
	<b>Bibliografia.....</b>	<b>116</b>



## **1. Introdução**

### **1.1.Introdução ao tema**

Com o grande aumento dos contingentes populacionais, o grande avanço tecnológico em todos os setores produtivos, hoje temos uma demanda crescente por energia e em especial energia elétrica. Este grande aumento no consumo e demanda ascendentes vão diretamente de encontro com os novos tratados climáticos, que buscam a redução de gases de efeito estufa e a redução dos impactos ambientais gerados pelas ações humanas.

Anualmente são lançadas enormes quantidades de gases e particulados nocivos a atmosfera terrestre pelas principais matrizes energéticas do mundo devido sua concepção e matéria prima básica.

Visando atender a esse grande aumento na demanda, ganho de eficiência e também redução nas emissões de gases de efeito estufa, muitas empresas e setores buscam no gás natural uma nova fonte, no curto e médio prazo, para obtenção de energia, seja ela para propulsão ou geração de energia elétrica e térmica.

O gás natural apresenta ganhos significativos em relação a emissão de poluentes quando comparado a outros combustíveis e ainda assim possui elevado poder calorífico, garantindo bom rendimento de sua queima. Seu uso como matriz energética pode ser considerado recente, com os primeiros projetos datando de 1940 (de acordo com dados do CCEE). Com as crises do petróleo na década de 1970, o mundo se viu forçado a mudar sua matriz energética e aumento da eficiência no uso de combustíveis. Dentro deste panorama o gás natural surgiu como uma alternativa viável, uma vez que suas reservas comprovadas só aumentaram nos últimos anos.

### **1.2.Motivação**

O avanço tecnológico demanda grandes quantidades de energia, todo o desenvolvimento econômico de um país e de todo o mundo é diretamente proporcional a capacidade de produzir e armazenar energia, seja ela para qual finalidade for. Veículos precisam de combustível, embarcações, aviões, cidades inteiras necessitam de energia elétrica e aquecimento para que possam continuar funcionando.

Este trabalho começou com a análise de motores de embarcações marítimas, cujo a conversão em motores dual-fuel (bicomustíveis) tem se mostrado grande aliado em termos de emissões e consumo, sem perdas significativas de performance e custos de operação. Com isto passamos a observar a aplicação do mesmo tipo de conversão em sistemas de geração de energia elétrica exclusivamente, em particular de usinas termoelétricas, que utilizam motores de ciclo diesel.

De forma a atender as novas legislações ambientais vigentes, bem como reduzir custos, no curto prazo, torna-se imprescindível a adoção de tecnologias já consolidadas, de aplicação imediata e a custos relativamente baixos. O uso de gás natural se torna uma excelente opção, e o aumento de sua participação na composição da matriz energética global nos apresenta exatamente isto.

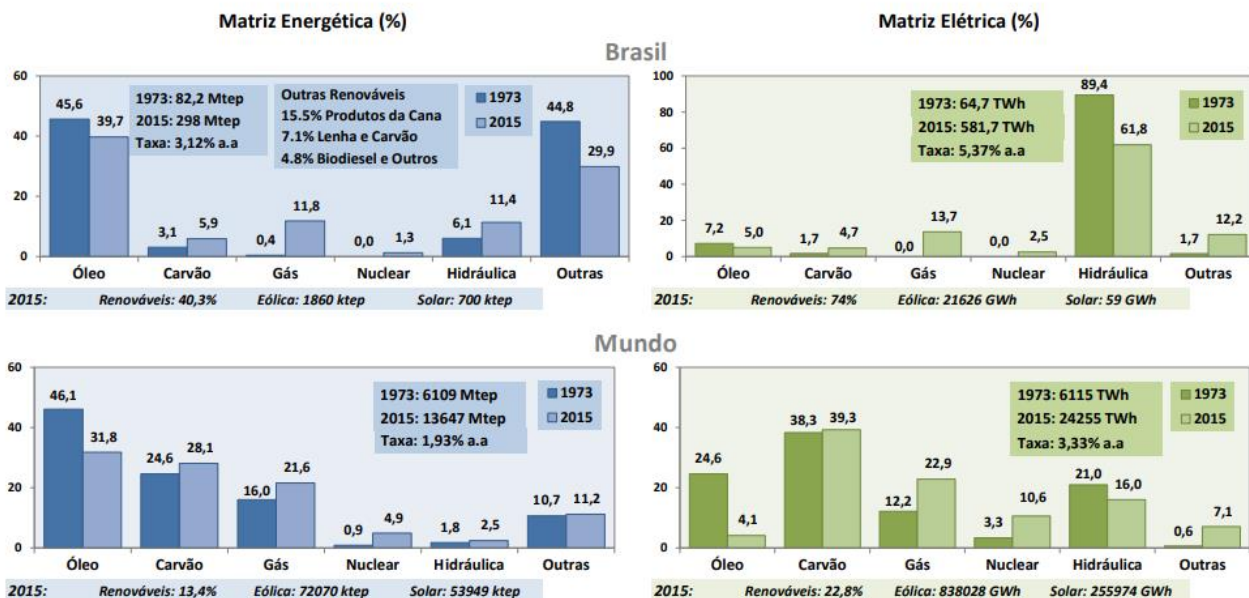


Figura 1 – Matriz energética

(Ambiente M. d., Energia no Mundo, 2015-2016)

### **1.3.Objetivos**

Este trabalho visa apresentar as principais características necessárias para conversão de motores de ciclo diesel em motores bicompostíveis, queimando uma combinação de óleo diesel e gás natural.

Será apresentada e explicada modelagem termodinâmica do motor teórico convertido, gerando um estudo do comportamento de cada combustível e as propriedades essenciais para a combustão, comparando e analisando os principais parâmetros para a definição de potência e rendimento. Além disto, todos os componentes que precisam ser alterados nos motores de ciclo diesel convencional para possam queimar gás natural serão analisados e devidamente introduzidos. Posteriormente será feita análise teórica de emissão, e economia na mudança dos combustíveis, considerando as variações de consumo, para que ao final possa se estimar os ganhos com a conversão bem como as possíveis perdas geradas pela mesma.

O intuito principal será concluir sobre a viabilidade ou não da conversão dos motores diesel já existentes, que são utilizados para geração de energia, mapeando o impacto que tais alterações irão causar nas operações de rotina, como a potência e emissões geradas e quais custos serão ou deixarão de ser agregados.

## **2. Fontes de geração de energia elétrica**

### **2.1. Propósito do trabalho**

O propósito deste trabalho, como citado anteriormente, é o estudo da conversão de motores a diesel em motores bicomustíveis, queimando majoritariamente gás natural, com aplicação dedicada a geração de energia elétrica. Porém, para chegarmos neste ponto, primeiramente devemos abordar as principais fontes de geração de energia elétrica a partir de fontes primárias de energia (água, vento, sol, combustíveis fósseis e urânio).

A ideia principal é passar um panorama geral sobre as principais formas de geração de energia, suas vantagens, desvantagens e custos para produção. Iniciaremos o estudo pela energia hidráulica, em seguida eólica, solar, passando pelos combustíveis fósseis e por fim nuclear.

### **2.2. Energia hidráulica**

O uso de energia hidráulica foi a primeira evolução em direção a substituição do trabalho realizado pelos animais pelo trabalho mecânico. Podemos destacar como principais características para este tipo de energia a grande disponibilidade de recursos (água), a baixa complexidade para o aproveitamento de seu potencial e o fato de ser renovável. As usinas hidrelétricas vão utilizar toda esta capacidade e versatilidade da água para geração de energia.

Elas utilizam a energia cinética e potencial proveniente de seus respectivos reservatórios de água para girar as turbinas, que estão conectadas aos rotores de geradores síncronos. Estes irão girar e induzir tensão no enrolamento do estator, gerando assim, a energia elétrica, que será posteriormente distribuída.

Estas turbinas hidráulicas podem ser de diversos modelos e tamanhos, apresentando rendimento de até 90%, sendo consideradas a forma mais eficiente de conversão de energia primária (água) em energia secundária (eletricidade). Dentre os modelos principais utilizados atualmente para a geração de energia se destaca o Francis (o mais utilizado) devido a sua aplicabilidade tanto em locais de baixa queda quanto a locais de alta queda. Podemos citar também o Kaplan, que se adequa a baixas quedas e o Pelton, melhor em altas quedas.

Dentre os aspectos que devem ser considerados na classificação e projeto de uma hidrelétrica, de acordo com o Atlas da energia Elétrica do Brasil (Atlas de Energia Elétrica do

Brasil - 2ª Edição, 2005) podemos destacar os seguintes: i) altura da queda d'água; ii) capacidade instalada (ou potência instalada); iii) modelo de turbina a ser empregado; iv) localização geográfica, tipo de barragem, dimensões do reservatório dentre outros aspectos físico-geográficos da construção. Todos estes fatores são interdependentes e irão influenciar a escolha do outro.



*Figura 2-Turbinas Hidráulicas*

*(Atlas de Energia Elétrica do Brasil - 2ª Edição, 2005)*

Como vantagens deste método de produção de energia elétrica em detrimento dos demais podemos citar a não emissão de gases tóxicos como os produzidos com a queima de combustíveis fósseis, preservando a atmosfera, não polui nem contamina rios e lagos, seus grandes reservatórios podem auxiliar a agricultura localizada nos arredores e baixo custo de manutenção uma vez pronta e podemos citar também a capacidade de fornecer energia ao longo de todo o ano (para hidrelétricas com reservatórios). Do ponto de vista negativo podemos destacar o altíssimo custo para sua construção, tanto financeiro pelo porte da obra e custo dos equipamentos quanto pelo custo ambiental elevado. Sua construção requer a criação de grandes áreas de alagamento, destruindo toda a fauna e flora desta região, alterando todo o ecossistema.

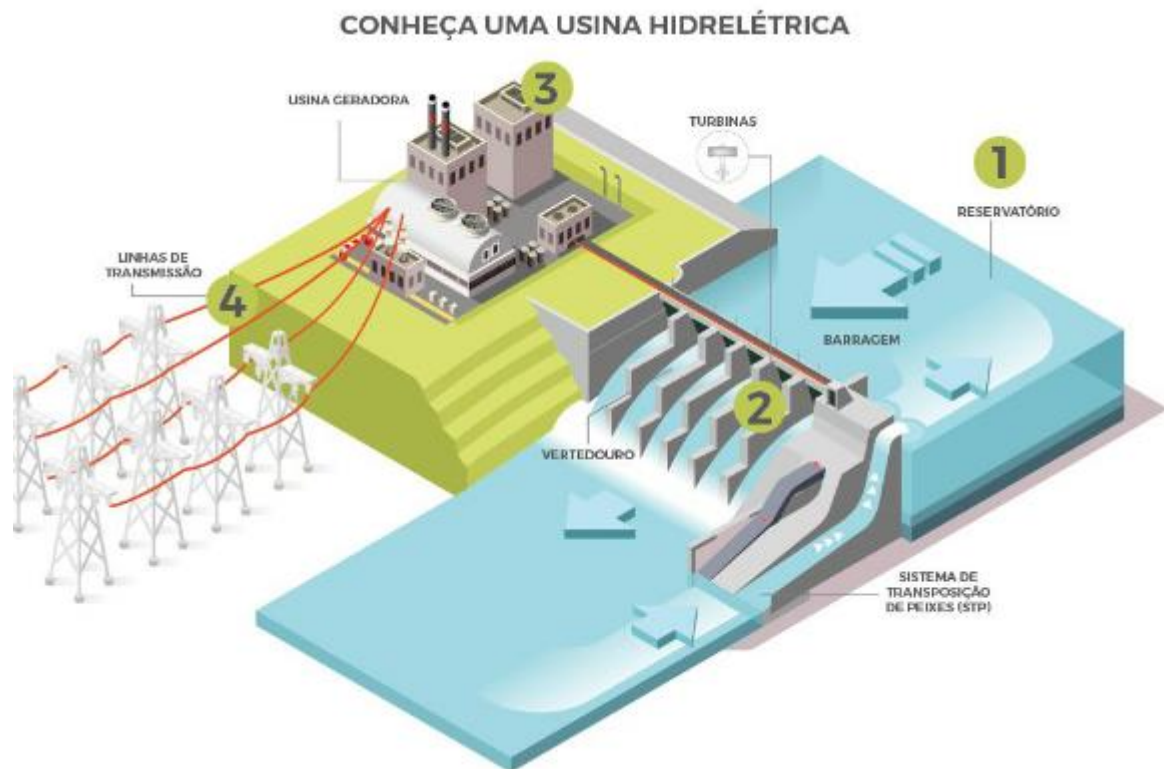


Figura 2 - Esquema de funcionamento de uma Usina Hidrelétrica -

(Goveia, s.d.)

### 2.3. Energia eólica

A energia eólica é a energia que pode ser obtida através da energia cinética produzida pelas massas de ar (correntes de ar) em movimento. O processo para seu aproveitamento se dá a partir de um sistema que irá converter esta energia cinética em energia elétrica.

Assim como a energia hidráulica, a energia eólica já é utilizada a milhares de anos, com o objetivo de substituir o trabalho animal e ganhar eficiência de produção em trabalhos mecânicos, como por exemplo na moagem de grãos. Além desta aplicação, podemos citar também a conversão desta energia, a partir do uso de velas, para impulsionar embarcações. Seu uso para geração de eletricidade é mais recente, datando do final do século XIX e sua real contribuição para matriz energética mundial é mais recente ainda, do final dos anos 1970, com a crise do petróleo e a necessidade de se transformar a matriz energética.

Para geração de energia elétrica, a partir da energia eólica são utilizados aerogeradores ou turbinas eólicas. Estes equipamentos consistem em pás, que podem possuir diferentes tamanhos, uma espécie de “cata-vento”, que estão acopladas a um eixo que por sua vez está conectado a uma máquina elétrica (gerador) que irá produzir a energia elétrica. No início do

desenvolvimento das turbinas eólicas, muitos tipos eram empregados, variando a posição de seu eixo principal (podendo ser horizontal ou vertical), número de pás (uma, duas ou três), o tipo de máquina elétrica a ser utilizada, isto é, o tipo de gerador (síncrono ou de indução) dentre outras particularidades. O modelo que se consolidou e hoje é o empregado em escala comercial é o aerogerador com eixo horizontal, três pás, alinhamento ativo, gerador de indução e estrutura não flexível (Atlas de Energia Elétrica do Brasil - 2ª Edição, 2005)

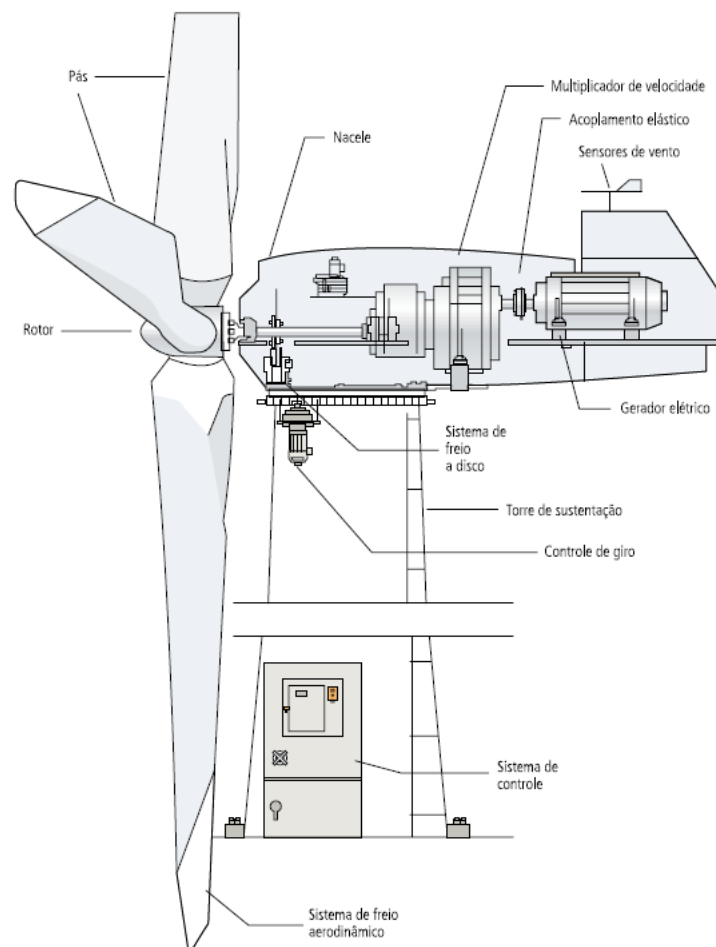


Figura 3- Turbina Eólica - Atlas da energia elétrica do Brasil

(Atlas de Energia Elétrica do Brasil - 2ª Edição, 2005)

A grande vantagem da energia eólica sobre as demais é o estoque ilimitado de ar atmosférico, com correntes de ar durante todo o ano em determinadas regiões do globo terrestre. Além disso, trata-se de uma energia limpa do ponto de vista de emissão de gases poluentes, por não produzir nenhum resíduo tóxico ou que impacte a atmosfera, como nos

demais modos de produção de energia elétrica. Como desvantagens podemos citar a poluição sonora e visual causada pelos enormes equipamentos, a quantidade considerável de terreno para implantação destes aerogeradores, e sua dependência total de correntes de ar, que variam conforme região do globo e época do ano.



Figura 4- Parque Eólico.

*(Energia, 2017)*

## **2.4. Energia Solar**

A energia solar é a energia obtida diretamente a partir da radiação emitida pelo sol. Esta energia pode ser utilizada para aquecimento (como energia térmica) de fluídos com o objetivo de produzir energia mecânica ou elétrica ou diretamente para geração de energia elétrica. A geração de energia elétrica se dá através do efeito gerado entre a radiação solar e alguns materiais denominados semicondutores, em especial os termoelétricos e fotovoltaicos.

O efeito termoelétrico ocorre quando há uma diferença de temperatura entre os lados de um dispositivo termoelétrico. Esta diferença irá gerar uma tensão elétrica e por consequência um fluxo de elétrons (corrente). O efeito fotovoltaico consiste, de maneira resumida, na conversão dos fótons contidos na luz solar em energia elétrica através de células solares. Estes fótons irão deslocar os elétrons da superfície de materiais.

O efeito termoelétrico é mais empregado em medidores de temperatura devido a seu baixo rendimento e custo elevado dos materiais necessários. Para geração de energia elétrica



de maneira comercial, são utilizadas hoje células fotovoltaicas, cujo principal componente é o silício. A eficiência destas células é medida pela quantidade de energia solar que incide na placa que consegue ser convertida em energia.

Como benefícios da energia solar podemos citar a emissão zero de gases poluentes durante o processo de produção de energia, o custo zero da matéria prima e o fato da mesma existir em abundância (luz solar) e os painéis necessitarem de pouca manutenção. Como desvantagens podemos citar que o baixo rendimento das células requer o uso de grandes áreas para produção significativa de energia, o fato de a luz solar estar disponível por apenas algumas horas do dia e sua incidência variar ao longo do ano, de acordo com a posição geográfica e a condição climática. Podemos citar também a necessidade de bancos de armazenamento da energia, uma vez que a noite não há produção, e a baixa eficiência destes métodos de armazenamento perante a outras (como os combustíveis fósseis).

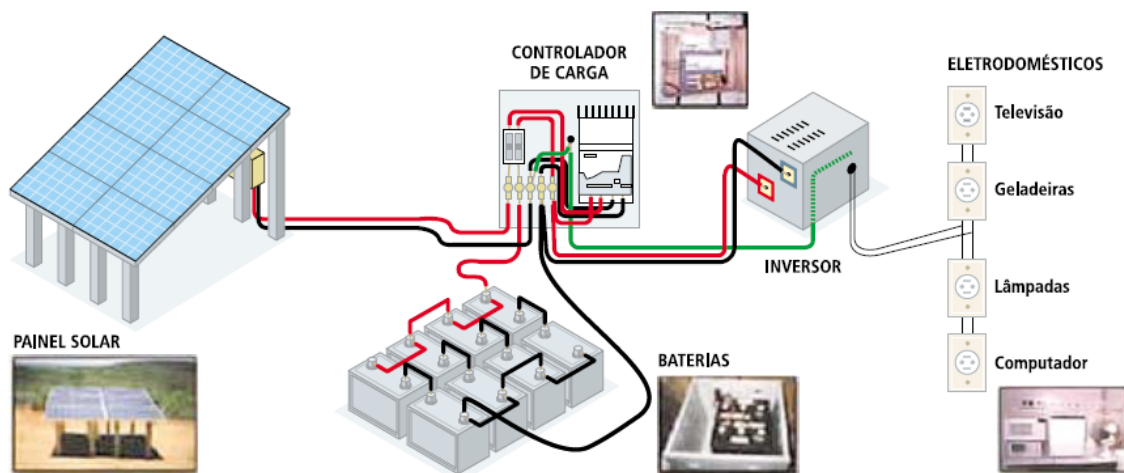


Figura 5– Esquema de geração de energia solar.

(Atlas de Energia Elétrica do Brasil - 2ª Edição, 2005)

## 2.5.Nuclear

O minério de urânio possui grande valor hoje para produção de energia elétrica no mundo. Existem duas formas para aproveitamento da energia das reações nucleares proveniente dos átomos de urânio para geração de energia elétrica: a fissão nuclear, que consiste na divisão do núcleo do átomo em duas ou mais partículas e a fusão nuclear, na qual dois ou mais átomos irão se unir para formar um novo elemento. Em ambos os processos

ocorre grande liberação de energia, porém hoje domina-se apenas a tecnologia de fissão nuclear.

Para geração de energia elétrica a partir da fissão nuclear, utiliza-se um processo muito semelhante ao empregado nas termelétricas a base combustíveis fósseis. As term nucleares possuem um reator na qual ficam as varetas de urânio. Nestas varetas ocorrerão as reações de fissão do átomo de urânio. Esta reação irá liberar grande quantidade de energia térmica que por sua vez irá aquecer a água que circula pelo reator a cerca de  $320^{\circ}\text{C}$  e uma pressão 157 vezes maior que a atmosférica (Eletrobras, 2018). Esta água, do circuito primário, irá passar por um gerador de vapor que irá promover a troca de calor junto ao circuito secundário, este sim responsável por girar as turbinas (a partir do vapor gerado na troca). Os sistemas primário e secundário são independentes visando proteger os demais equipamentos da radiação do reator. Após mover as turbinas o vapor é refrigerando por um terceiro sistema de água, também independente dos demais.

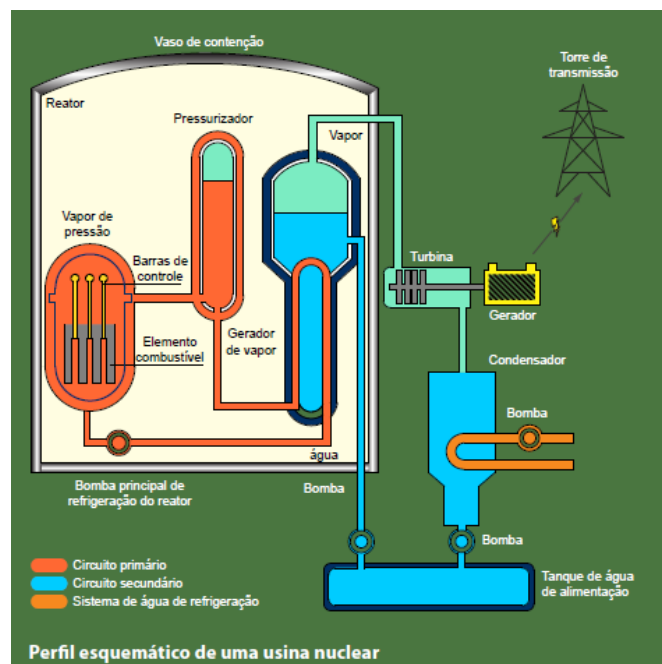


Figura 6- Esquema de uma usina nuclear.

(Eletrobras, 2018)

Como vantagem deste método de produção de energia, podemos citar a não emissão de gases poluentes uma vez que não há queima de combustíveis de qualquer natureza, as instalações ocupam espaços consideravelmente menores quando comparado com as hidrelétricas e não dependem de fatores climáticos para garantir sua geração de energia. Como pontos negativos podemos citar o grande potencial destrutivos de acidentes nucleares e

a destinação dos dejetos nucleares advindo da reação. Com grande atividade radioativa, seu reaproveitamento não é possível e seu descarte deve ser feito com muito cuidado.

## **2.6. Combustíveis Fósseis**

O uso de combustíveis fósseis para produção de energia de maneira geral ainda é o carro chefe da matriz energética global. Na produção de energia elétrica não é diferente, com cerca de 65,9% da energia elétrica mundial sendo produzida a partir dos combustíveis fósseis (Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2017 - Ano base 2016., 2017). Dentre os principais combustíveis fósseis utilizados hoje em temos o gás natural (principal objeto de estudo deste trabalho), carvão mineral e derivados de petróleo (óleo diesel, óleo ultra-viscoso, óleo combustível).

O princípio de geração de energia, para todos os combustíveis fósseis é basicamente o mesmo: o material é queimando em uma câmara de combustão, o calor obtido neste processo é utilizado para aquecer água e aumentar sua pressão, transformando-a em vapor. Este vapor é transportado até as turbinas, fazendo com elas girem, transformando energia térmica em mecânica. Estas turbinas estão acopladas a geradores, que irão por sua vez converter a energia mecânica em elétrica.

Algumas variações na geração são notadas de acordo com o tipo de combustível a ser queimado. Por exemplo, o óleo diesel pode ser utilizado em motores 4 tempos de ciclo diesel para geração de energia elétrica de maneira pontual, assim como o gás natural em motores 4 tempos ciclo Otto.

Atualmente utiliza-se também a tecnologia do ciclo combinado de geração de energia, onde durante o processo de exaustão dos gases na turbina, aproveita-se essa energia térmica para geração de vapor para que alimente turbinas de vapor de baixa pressão, aumentando o rendimento deste processo de geração de energia elétrica, passando da casa dos 38,7% para a faixa de 50% (Atlas de Energia Elétrica do Brasil - 2ª Edição, 2005). Para aprimorar ainda mais este ciclo pode ser feita a queima de combustível suplementar na etapa de geração de vapor, principalmente quando se tem à disposição combustíveis residuais.

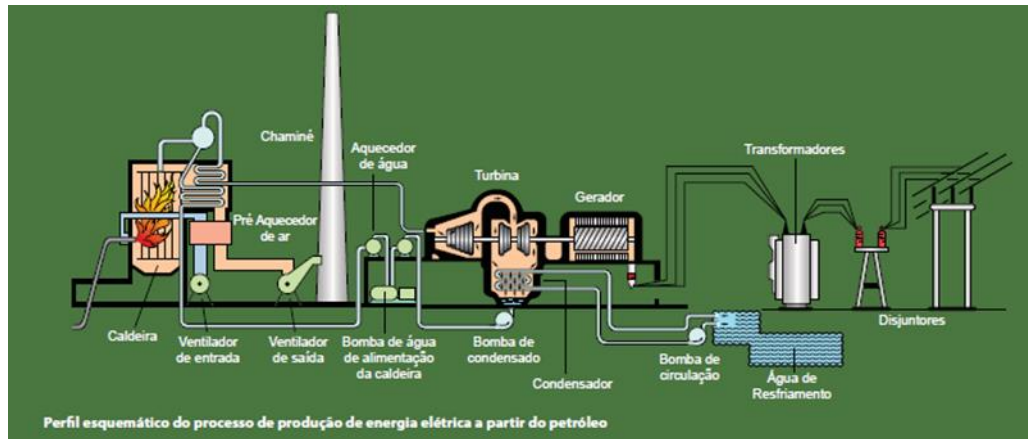


Figura 7 – Processo de produção de energia elétrica a partir do petróleo

(Atlas de Energia Elétrica do Brasil - 2ª Edição, 2005)

A queima de combustíveis fósseis assim como sua extração geram impactos ambientais severos. Emissão de gases poluentes comprometendo a qualidade do ar e contribuindo para o aquecimento global podem ser citadas como as principais consequências para o meio ambiente. Quanto mais denso o combustível a ser utilizado, maior o potencial de emissões. No âmbito de impacto ambiental, é importante ressaltar que cada derivado possui um grau diferente, sendo o gás natural o menos agressivo para o meio ambiente, reduzindo na faixa de 20 a 25% o nível de emissões quando comparado com os demais. Como vantagens para este método de geração, em especial do gás natural (devido a menor agressividade ao meio ambiente) podemos citar o menor custo para construção da planta industrial quando comparada a geração hidráulica e nuclear, o uso de áreas menores e, quando comparada as fontes alternativas eólica e solar, constância no fornecimento de energia.

### 2.6.1. Usinas termelétricas movidas a motores 4 tempos Diesel

Conforme citado anteriormente, este trabalho tem por princípio realizar o estudo referente a viabilidade de conversão de motores movidos a diesel, existentes em usinas termelétricas espalhadas pelo Brasil e pelo mundo em motores dual fuel, capazes de utilizar gás natural como combustível. Para se falar na conversão dos motores utilizados nestas usinas, primeiro deve-se conhecer o princípio de funcionamento destas usinas termelétricas.

O processo base de funcionamento de uma unidade termelétrica, como explicitado anteriormente, se baseia na conversão de energia térmica, liberada pelo combustível, em energia mecânica e esta, posteriormente, convertida em energia elétrica.

As unidades termelétricas convencionais são divididas de acordo com o método de combustão utilizado: externa ou interna. Na externa o combustível não entra em contato com o fluido de trabalho, isto é, o combustível irá aquecer o fluido que efetivamente realizará o trabalho (ex: usinas a vapor). Na combustão interna, o combustível será queimando junto com determinada quantidade de ar. Neste caso o fluido de trabalho que realizará o trabalho é o produto da combustão.

Usinas termelétricas movidas por motores quatro tempos são consideradas de combustão interna e o combustível empregado mais comumente é o óleo diesel, devido ao seu menor custo. Opta-se por motores de ciclo diesel também devido a facilidade de manutenção, grande disponibilidade no mercado para uso industrial e de grande capacidade de geração. Por se tratarem de unidades estacionárias, com uso a rotações constantes, seus rendimentos são equiparáveis a turbinas a vapor.

Seu método de funcionamento consiste na queima de óleo combustível na câmara de combustão do motor. A energia liberada por esta queima é convertida em energia mecânica pelos pistões, se tornando em energia cinética (rotação do motor). Esta saída de energia é recebida por uma unidade conversora que irá gerar a energia elétrica.

Devido a capacidade limitada quando se fala de consumo de energia elétrica em larga escala, os motores são alocados em bancos de geração, de maneira modular, de forma a se ter um número considerável de motores gerando energia.

Quando se fala em geração de energia de pequena escala, o uso de motores a combustão interna é de grande validade devido ao baixo custo e rápida implementação quando comparado a outras formas de geração.

No Brasil a maior parte da energia gerada vem das hidrelétricas. Por produzirem uma quantidade constante de energia, independente de fatores ambientais, as usinas térmicas servem, na maioria das vezes, para suprir a demanda energética em certos momentos -uso emergencial. Podem ser a partir de turbinas ou motores. As turbinas são equipamentos com maior capacidade de potência do que os motores, porém a vantagem das usinas a motores é que são termelétricas mais flexíveis.

Quando as hidrelétricas já estão operando em seu máximo de carga e existe a demanda por mais energia, as usinas térmicas entram. Nesse caso, as usinas operando com motores têm maior flexibilidade pois cada usina conta com um grupo de motores, então se

precisarem apenas de um valor tal de potência, basta ligar o número de motores necessários para gerar essa potência. E o funcionamento dos motores é instantâneo.

Por outro lado, nas termelétricas que operam a turbinas, normalmente uma turbina gera uma potência muito alta, mais do que o necessário, o que não é eficaz pois o custo é muito alto com combustível e as emissões de gases nocivos ao efeito estufa são maiores. As turbinas necessitam também de bastante tempo para começarem a operar. O “start” delas não é instantâneo.

Além do uso emergencial, as usinas térmicas servem para distribuir energia em locais onde a rede elétrica não chega. Elas podem ser construídas mais próximas dos centros urbanos, principalmente os isolados geograficamente, diminuindo assim as linhas de transmissão, reduzindo custo e desperdício de energia.

### 3. Ciclos Otto e Diesel

#### 3.1.Ciclo Otto

Os motores que utilizam o gás natural como combustível são do ciclo Otto. Motores de ciclo Otto usam combustíveis mais leves como o álcool, gasolina e o gás natural.

Os motores de combustão interna de 4 tempos, realizam um ciclo composto por 4 fases: admissão, compressão, explosão e escape. Na primeira fase ocorre a admissão da mistura de ar com o combustível. O pistão desce e a válvula de admissão é aberta possibilitando que a mistura entre. Na segunda fase, ocorre a compressão. Com as válvulas fechadas o pistão sobe e comprime a mistura de ar e combustível. Na terceira fase ocorre a explosão. Quando o pistão atinge o ponto de compressão máxima, uma faísca elétrica provocada pela vela causa a explosão do combustível aumentando a pressão e a temperatura. Os gases a alta pressão forçam o pistão para baixo e, por consequência, forçam o eixo de manivelas a girar produzindo trabalho útil. Na quarta e última fase, ocorre a exaustão. A válvula de escape se abre possibilitando a saída dos gases resultantes da explosão. Após isso, o ciclo se reinicia. A pressão do cilindro está ligeiramente acima do valor atmosférico durante a fase de exaustão e ligeiramente abaixo durante a fase de admissão (Yunus A. Çengel, 2016).

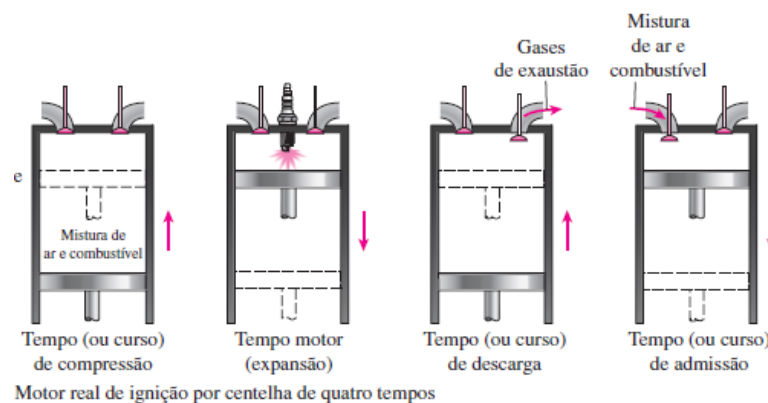


Figura 8- Ciclo Otto, motor real

(Yunus A. Çengel, 2016)

### 3.2. Ciclo Diesel

O ciclo diesel é o ciclo caracterizado pelos motores em que a ignição é feita através da compressão. Nesses motores o ar é comprimido até uma temperatura acima da temperatura de autoignição do combustível e a combustão acontece à medida que o combustível é injetado nesse ar quente. Dessa forma a vela de ignição é substituída por um injetador de combustível.

O ar é admitido pela câmara no primeiro ciclo. No segundo, o pistão sobe ocorrendo a compressão dessa massa de ar. O injetor insere o óleo diesel, vaporizando o combustível dentro do cilindro. Quando o ar quente se mistura com o combustível provoca uma combustão espontânea empurrando o cilindro para baixo.

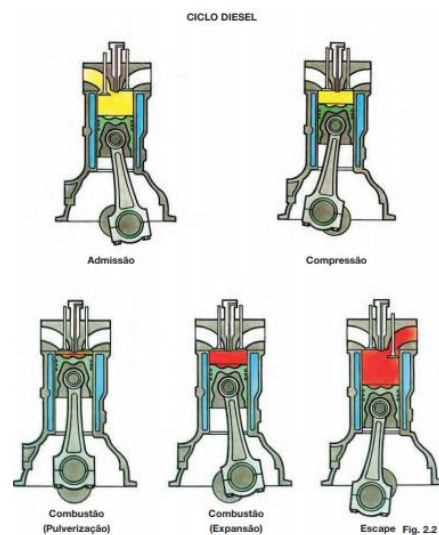


Figura 9 - Funcionamento motor 4 tempos, ciclo diesel.

(Mahle, 2019)

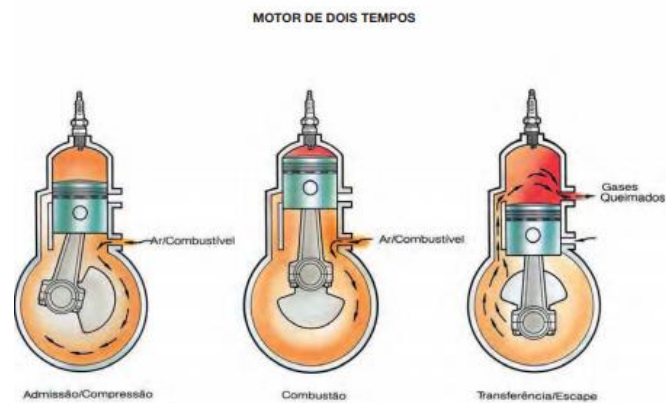


Figura 10 - Funcionamento motor 2 tempos, ciclo diesel

(Mahle, 2019)



### 3.3. Características dimensionais dos motores de combustão interna

Para uma melhor compreensão dos cálculos que serão apresentados no capítulo a seguir, é interessante que haja uma familiarização prévia das principais características dimensionais dos motores de combustão interna. Sendo assim:

Curso do pistão:

É a distância entre o PMS e o PMI

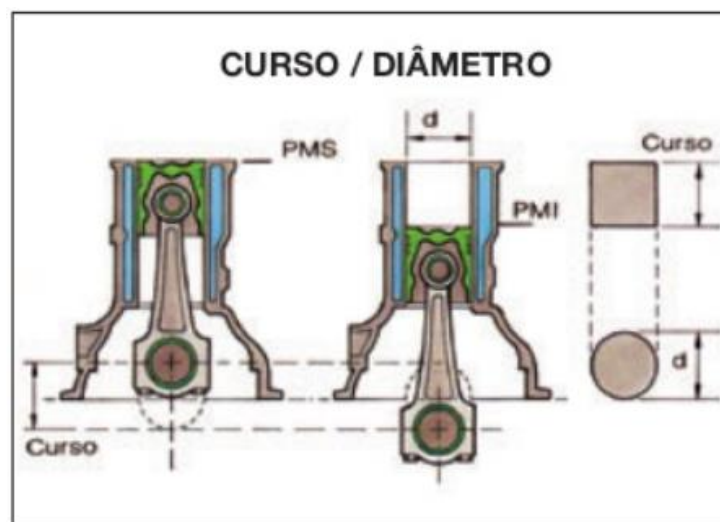


Figura 11 - Curso do pistão.

(Mahle, 2019)

Volume do cilindro:

Calcula-se o volume do cilindro como a área do cilindro vezes o curso do pistão.

$$V_{cil} = A * L \quad (1)$$

$$V_{cil} = \left( \pi * \frac{D^2}{4} \right) * L \quad (2)$$

Volume da câmara de combustão:

É o espaço entre o pistão e o cabeçote, quando o pistão se encontra no PMS.

É onde ocorre a combustão da mistura ar-combustível.

O volume (V) é obtido experimentalmente pois existem diferentes geometrias da área superior do pistão e inferior do cabeçote.

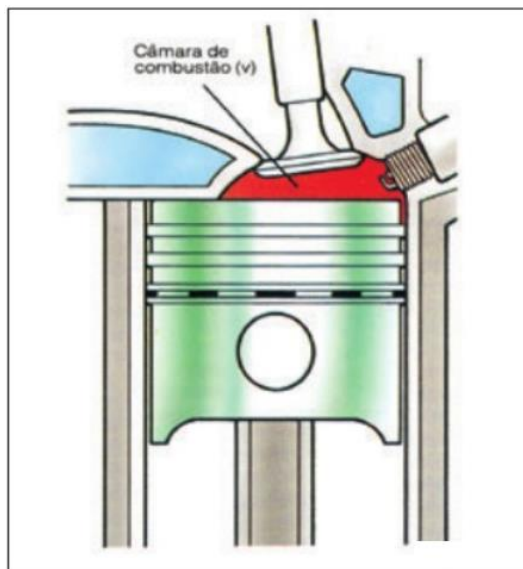


Figura 12 - Câmara de combustão ou compressão.

(Mahle, 2019)

Cilindrada parcial (Volume de admissão):

A cilindrada parcial é o volume admitido por um cilindro durante um ciclo.

Para calcularmos a cilindrada total do motor é só multiplicar pelo número de cilindros do motor observado.

$$CP = (V_{cil} + V_{cam}) * N^{\circ} cilindros \quad (3)$$

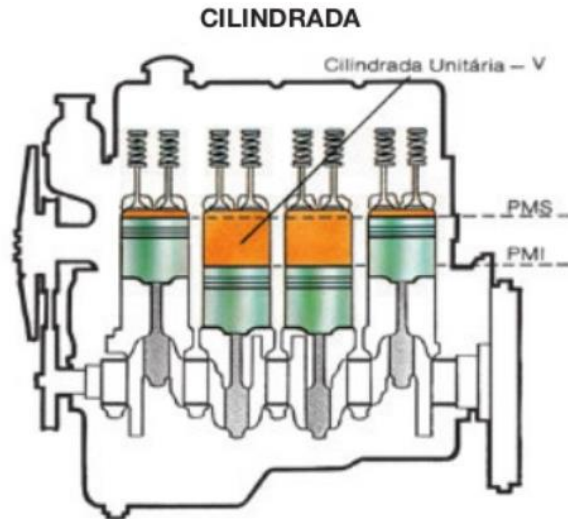


Figura 13 - Cilindrada parcial.

(Mahle, 2019)

Taxa de compressão:

É a relação entre a cilindrada parcial e o volume da câmara de combustão. Ou seja, é o volume que foi comprimido. Por exemplo, uma taxa de compressão de 8 para 1, significa que o volume inicial foi comprimido 8 vezes.

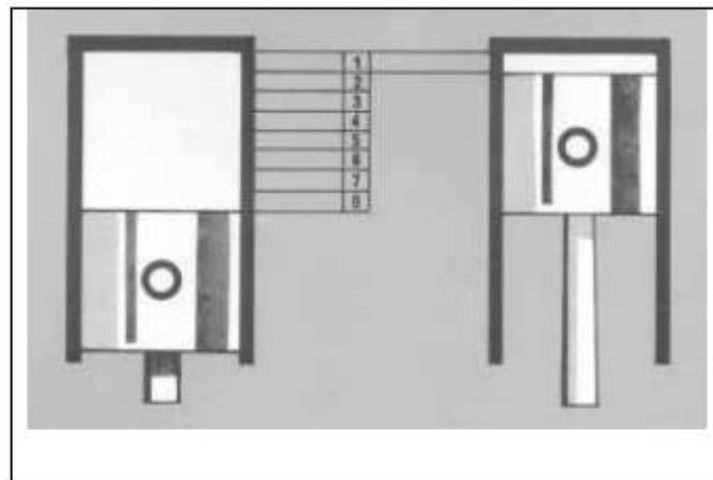


Figura 14 - Taxa de compressão.

(Apostila de Motores de Combustão Interna - Máquinas Térmicas, 2019)

Velocidade do pistão:

É a velocidade de deslocamento do curso do pistão, entre o PMS e PMI.

$$Vp = \frac{2 * L * N}{10060} \quad (4)$$

*(Varella, 2019)*

*Vp = Velocidade do pistão*

L= Curso

N= Velocidade angular da árvore de manivelas, RPM.

## 4. Justificativa do tema

A cada dia, mais medidas de mitigação são adotadas ao redor do mundo. O termo “mitigação” significa reduzir as emissões de gases do efeito estufa para que os efeitos negativos do fenômeno em nosso planeta sejam menos intensos, causem menos danos.

Motores a diesel, apesar de terem muitos méritos, geram um alto nível de emissões de gases de exaustão como óxidos de nitrogênio e opacidade de fumaça (Dinesh, 2018) que são prejudiciais à saúde humana e ao meio ambiente. Desta perspectiva, motores a gás natural podem produzir entre 70% e 85% menos poluentes tóxicos do que a gasolina e o diesel, e 10% menos emissões de gases de efeito estufa (GEE) comparados ao diesel (Arteconi, 2013).

### 4.1. Panorama global:

Manter o aumento da temperatura abaixo de 2°C a partir dos níveis pré-industriais exigirá mudanças imediatas e significativas as próximas 3 décadas (UNFCCC, 2015). As emissões globais de gases do efeito estufa (GEE) aumentaram de 33.820 milhões de toneladas (Mt) de CO<sub>2</sub> em 1990 para 48.890 (Mt) CO<sub>2</sub> em 2014 ((WRI), 2018), o que mostra um aumento de 45% nas emissões globais de GEE. No entanto, as emissões de GEE na América do Norte aumentaram apenas 18% durante esse período de tempo.

O total de emissões de GEE nos EUA aumentou em 14%, de 5.550 (Mt) de CO<sub>2</sub> para 6319 (Mt) de CO<sub>2</sub> entre 1990 e 2014, respectivamente ((WRI), 2018). No Canadá, o total de emissões de GEE aumentou em 19% nos últimos 25 anos, de 611 (Mt) de CO<sub>2</sub> em 1990 para 727 (Mt) de CO<sub>2</sub> em 2014 (National Inventory Report 1990–2015: Greenhouse Gas Sources and Sinks in Canada ).

O Canadá estabeleceu uma meta para reduzir as emissões de (GEE) em 17% em relação aos níveis de 2005 até 2020, e 80% até 2050 (National Inventory Report - Canada's mid-Century, 2017)

A característica positiva do gás natural é que ele é encontrado pelo mundo todo (Imran, 2016); é mais barato que o diesel e a gasolina; emite menos NO<sub>x</sub> e material particulado (o que pode causar tempo nebuloso nas grandes cidades (Amir Sharafian S. R., 2019); suporta o crescimento econômico e desenvolvimento (exemplos do Japão e China (Furuoka, 2016); e é um substituto para o carvão pensando em uma geração de energia mais limpa (Sevik, 2015).

## 4.2. Panorama Nacional:

Já no Brasil, após a aprovação pelo Congresso Nacional, foi concluído, em 12 de setembro de 2016, o processo de ratificação do acordo de Paris. No dia 21 de setembro o instrumento foi entregue às Nações Unidas. Sendo assim, as metas brasileiras deixaram de ser pretendidas e tornaram-se compromissos oficiais.

A NDC do Brasil (Nationally Determinated Contributions) comprometeu-se a reduzir as emissões de gases de efeito estufa em 37% abaixo dos níveis de 2005, em 2025, com uma contribuição indicativa subsequente de reduzir as emissões de GEE em 43% abaixo dos níveis de 2005, em 2030. (Ministério do Meio Ambiente, 2019)

Segundo dados do governo federal brasileiro, as maiores emissões de gases do efeito estufa eram emitidos pelo setor de mudanças do uso da terra e florestas, seguido pelos setores de agropecuária e energia quase com os mesmos valores. Os setores de processos industriais e tratamento de resíduos eram os que menos emitiam GEE.

A partir de 2008 os valores de emissão dos GEE caíram drasticamente enquanto as emissões dos setores de energia e agricultura aumentaram, segundo os dados do governo federal no Sistema de Registro Nacional de Emissões (SIRENE, 2019).

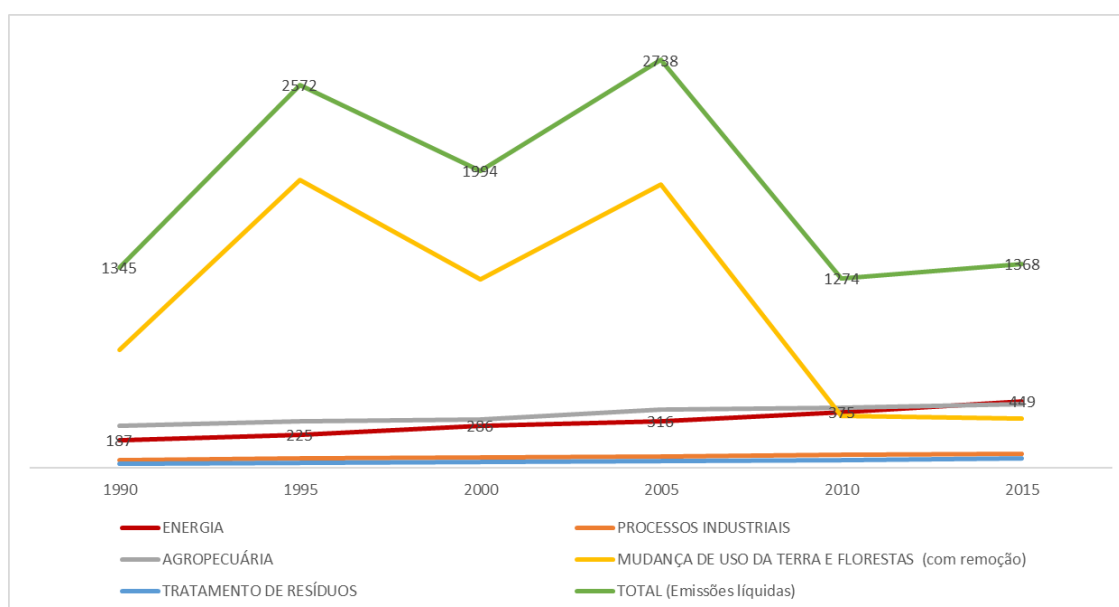


Gráfico 1 - Resultados de emissões nacionais de gases de efeito estufa (GEE), em milhões de toneladas de dióxido de carbono equivalente.

(SIRENE, 2019)

	<b>1990</b>	<b>1995</b>	<b>2000</b>	<b>2005</b>	<b>2010</b>	<b>2015</b>
<b>ENERGIA</b>	187	225	286	316	375	449
<b>PROCESSOS INDUSTRIAIS</b>	52	65	74	78	90	95
<b>AGROPECUÁRIA</b>	287	317	328	392	407	429
<b>MUDANÇA DE USO DA TERRA E FLORESTAS (com remoção)</b>	792	1931	1266	1905	349	332
<b>TRATAMENTO DE RESÍDUOS</b>	28	33	40	47	53	63
<b>TOTAL (emissões líquidas)</b>	1346	2571	1994	2738	1274	1368

Tabela 1 - Resultados de emissões nacionais de gases de efeito estufa (GEE), em milhões de toneladas de dióxido de carbono equivalente.

(SIRENE, 2019)

Atualmente muito se discute a respeito da diminuição de emissão dos gases de efeito estufa. Podemos observar inúmeros artigos científicos atuais sobre a conversão de motores a diesel para gás natural com o objetivo de diminuir essas emissões além da economia pelo valor do combustível, porém esses artigos tratam em sua maioria sobre conversão de motores do setor de transportes, caminhões ou navios de grande porte.

Após analisar os dados mundiais e posteriormente nacionais acerca dos setores que mais poluem a atmosfera, percebemos que em 2015, no Brasil, (última data com dados de emissões nacionais) o setor que mais poluiu o meio ambiente foi o setor de energia (33%), e dentro do setor de energia, 31,2% se dá pela queima de combustíveis fósseis (Emissões de GEE – Brasil 4ªEd.- Estimativas anuais- SIRENE). Sendo assim, pode-se justificar a importância e urgência de medidas de mitigação nesse setor.

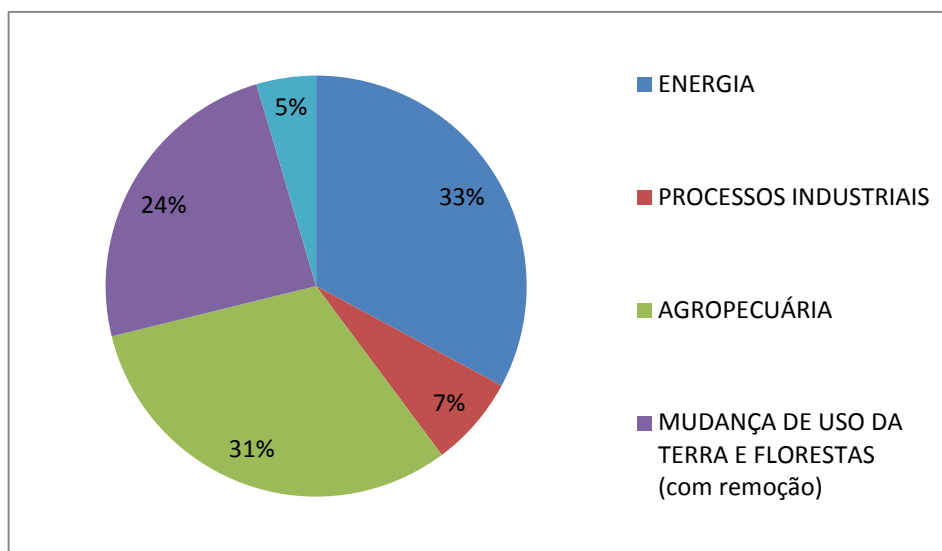


Gráfico 2 - Percentual de emissões de gases do efeito estufa por setor.

(SIRENE, 2019)

<i>Setor</i>	<i>2015</i>	<i>2015</i>
<b><i>ENERGIA</i></b>	33%	449
<b><i>PROCESSOS INDUSTRIAIS</i></b>	7%	95
<b><i>AGROPECUÁRIA</i></b>	31%	429
<b><i>MUDANÇA DE USO DA TERRA E FLORESTAS (com remoção)</i></b>	24%	332
<b><i>TRATAMENTO DE RESÍDUOS</i></b>	5%	63
<b><i>TOTAL (Emissões líquidas)</i></b>		1368

Tabela 2 - Potencial de aquecimento global (GWP)

(SIRENE, 2019)



## 5. Memorial de Cálculo

Este trabalho tem por objetivo analisar os benefícios e a viabilidade da conversão de motores alternativos, originalmente desenvolvidos para queima exclusiva de diesel, para motores chamados “*dual Fuel*”, capazes de queimar além de seu combustível original, o gás natural, com aplicação para geração de energia elétrica. Para tal, este capítulo dedica-se a análise termodinâmica teórica, avaliando o comportamento de cada combustível e suas principais propriedades para combustão, e comparando a variação dos principais parâmetros para definição de potência tais como vazão mássica necessária, rendimento e a potência mínima desejada, uma vez que se tratam de motores para geração de energia.

### 5.1. Combustíveis e suas propriedades

Motores do tipo “*dual fuel*” queimam em essência dois tipos principais de combustíveis: Diesel e Gás natural. Este tipo de conversão começou a ser projetada pensando no uso marítimo, em especial após a implementação da IMO2021, a qual exige drástica redução nas emissões de gases do efeito estufa, bem como emissão de particulados. Serão apresentadas, abaixo, as principais características dos diesel e gases utilizados neste tipo de motor, tanto para aplicação marítima, quanto os atualmente utilizados em usinas termelétricas, ponto chave deste trabalho.

#### 5.1.1. Gás natural

O gás natural é, em essência, uma substância gasosa no seu estado natural, isto é, nas condições de temperatura e pressão ambiente ele se apresenta no estado gasoso. Sua composição bruta irá variar de acordo com seu processo de formação e características de cada reservatório de gás natural.

O processo de formação pode se dar a partir da decomposição de matéria orgânica por bactérias anaeróbicas, degradação da matéria orgânica e carvão, a partir de um processo que envolve altas temperaturas e pressões, ou também da alteração térmica em hidrocarbonetos já em seu estado líquido.

Gás natural é composto por hidrocarbonetos, em sua maioria leves tais como metano ( $CH_4$ ) – maior parte da composição - etano ( $C_2H_6$ ) e propano ( $C_3H_8$ ) – em menores quantidades - e outros mais pesados, porém em quantidades muito menores. Além dos

hidrocarbonetos, o gás natural bruto também possui outros componentes em sua composição. São eles: Dióxido de Carbono ( $CO_2$ ), Nitrogênio ( $N_2$ ), Ácido Clorídrico ( $HCl$ ), Metanol e algumas impurezas mecânicas. A proporção destes elementos está ligada diretamente a localização dos reservatórios.

Abaixo segue tabela exemplificando a composição do gás natural bruto em alguns estados do Brasil.

<i>Origem</i>	<i>Composição</i>					
<i>País/Campo</i>	<i>Metano (<math>CH_4</math>)</i>	<i>Etano (<math>C_2H_6</math>)</i>	<i>Propano (<math>C_3H_8</math>)</i>	<i>Maiores (<math>C_4e_x</math>)</i>	<i><math>CO_2</math></i>	<i><math>N_2</math></i>
<i>Rio de Janeiro</i>	89,44	6,7	2,26	0,46	0,34	0,8
<i>Bahia</i>	88,56	9,17	0,42	-	0,65	1,2
<i>Alagoas</i>	76,9	10,1	5,8	1,67	1,15	2,02
<i>Rio Grande do Norte</i>	83,48	11	0,41	-	1,95	3,16
<i>Espírito Santo</i>	84,8	8,9	3,0	0,9	0,3	1,58
<i>Ceará</i>	76,05	8,0	7,0	4,3	1,08	1,53
<i>Bolívia</i>	90,8	6,1	1,2	-	0,5	1,5

Tabela 3 - Composição do combustível de acordo com a origem

(Gasnet, 2019)

(Segeler, janeiro, 1, 1974)

Como o gás natural que é consumido passa por tratamentos químicos e mecânicos, é de extrema importância tratarmos das propriedades desse gás, uma vez que ele será utilizado pelos consumidores finais, neste caso as termelétricas.

Como explicado anteriormente, e visível na tabela anterior, o metano é o principal componente do gás natural bruto e, portanto, do gás natural a ser comercializado. Com isto, para fins de cálculos e análises termodinâmicas consideraremos, por aproximação, o gás natural como sendo composto basicamente por metano.

Além desta consideração, é necessário também determinar as propriedades que esse gás terá durante a operação no motor em análise, uma vez que o mesmo não irá operar nas condições de pressão e temperatura ambiente. Neste caso em particular, será considerado a temperatura de admissão nos cilindros como sendo  $25^\circ C$  (298K) e a pressão de admissão como sendo 4,4 bares (440 KPa). Estes valores foram retirados dos manuais de operação dos

motores 48/60 e 51/60 da MAN, que atendem ao mesmo tipo de função (geração de energia), deslocamento volumétrico similar e valores de potências esperados.

Em se tratando de massa específica do gás, calcula-se o mesmo, aproximando o gás natural a um gás ideal e utilizando a equação dos gases.

$$PV = znRT \quad 5$$

Os termos  $P$ ,  $T$  e  $R$  correspondem, respectivamente, a pressão (neste caso de trabalho – 440 KPa), temperatura (também de trabalho – 298K) e constante universal dos gases, que para este caso em particular, dada as unidades, tem o valor de 8,3144 Nm/ (mol.k). O  $n$  representa o número de moles presentes em 1kg de gás ( $CH_4$ ). Como cada mol de metano ( $CH_4$ ) possui massa molecular de aproximadamente 16g, 1 kg de gás é composto de 62,5 mols. Já  $z$ , trata-se do fator de compressibilidade, uma vez que o mesmo não se trata de um gás ideal e, portanto, precisa ser corrigido. Para determiná-lo deve-se antes calcular o  $T_R$  e  $P_R$ . Ambos são determinados pelas equações a seguir.

$$P_R = \frac{P}{P_{cr}} \quad 6$$

$$T_R = \frac{T}{T_{cr}} \quad 7$$

Uma vez calculado os valores de  $T_R$  e  $P_R$ , utiliza-se o diagrama de compressibilidade generalizada de Nelson-Obert, figura 15 a seguir, para determinar o fator  $z$ .

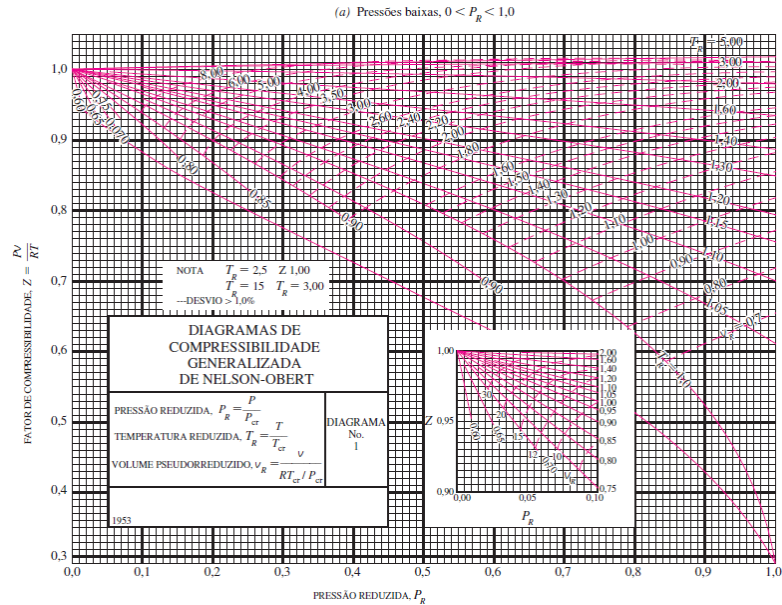


Figura 15 - Diagrama de compressibilidade generalizada

(Yunus A. Çengel, 2016)

De posse de todos estes dados, determina-se o valor do volume (termo  $V$  da equação) e, então, divide-se a massa considerada (1kg) pelo mesmo. Com isso tem-se o valor da massa específica do metano na condição de trabalho estabelecida.

Além da massa específica, outra propriedade necessária para os cálculos de potência e desempenho do motor é o calor específico. No caso do gás, o mesmo será queimado durante o ciclo Otto de potência, no qual os processos de transferência de calor vão ocorrer a volume constante, portanto o calor específico a ser utilizado é o volume constante ( $C_v$ ).

A tabela 4, a seguir, foi elaborada com os valores calculados anteriormente e com dados do (Agência Nacional do Petróleo, 2017) e (Yunus A. Çengel, 2016), de onde também foram retirados os valores para os cálculos anteriores. A seguir informações a serem utilizadas na modelagem teórica.

<i>Combustível (fase)</i>	<i>Fórmula</i>	<i>Massa molar, kg/kmol</i>	<i>Massa específica<sup>2</sup> k kg/m</i>	<i>Calor específico<sup>1</sup>, Cp kJ/kg.K</i>	<i>Poder Calorífico Inferior<sup>1</sup>, kCal/kg</i>
<i>Metano (gás)</i>	CH <sub>4</sub>	16,0	3,98	1,7354	8.800

Tabela 4 - Principais propriedades do gás natural (<sup>1</sup> A 1 atm e 20°C. <sup>2</sup> A 4 atm e 25°C)

(Yunus A. Çengel, 2016)

(Agência Nacional do Petróleo, 2017)

### 5.1.2. Diesel

O óleo diesel é em essência um composto formado basicamente por moléculas de carbono (*C*) e hidrogênio (*H*) e, em menores concentrações, enxofre (*S*), Nitrogênio (*N*). É um combustível derivado do petróleo, isto é, é obtido a partir da destilação fracionada do petróleo bruto. O diesel é a fração mais abundante no processo de destilação do petróleo.

No caso de motores a combustão interna de ciclo diesel, utilizados para geração de energia ou propulsão de grandes embarcações, bem como geração de energia em termelétricas, os tipos de óleo diesel mais comumente utilizados são MDO (marine diesel oil), HFO (heavy fuel oil), óleo combustível BTE (baixo teor de enxofre) e óleo combustível ATE (alto teor de enxofre), sendo este de menor uso devido ao seu alto teor de enxofre, o que pode gerar danos aos motores e emissão de gases e particulados consideravelmente maior.

Para o estudo deste motor em questão, consideraremos as características e propriedades do óleo combustível (BTE), cujas informações e características para fins de cálculo foram as seguintes: para determinação de composição química, poder calorífico inferior, e massa específica, foram observadas as informações presentes no anuário da ANP bem como na folha de dados do óleo combustível da Shell. Cabe ressaltar aqui que, no que tange a massa específica do diesel, apesar de o mesmo trabalhar a alta pressão no motor (aproximadamente 360 bares em média), a massa específica foi analisada conforme as condições de pressão e temperatura ambiente (segundo o anuário), uma vez que o óleo é um líquido incompressível e, portanto, não gera alterações significativas na mesma com as pressões de trabalho.

Para os valores de calor específico, cabe aqui ressaltar que, em se tratando do ciclo diesel, o calor a ser considerado é o da pressão constante, pois os processos de transferência de calor irão ocorrer a pressão constante ( $C_p$ ). Este valor foi obtido a partir de média ponderada, considerando os valores de  $C_p$  e PCI para Diesel leve e pesado informados por (Yunus A. Çengel, 2016)

Sendo feitas essas considerações, chega-se aos valores da tabela seguinte, os quais serão utilizados nos cálculos de potência e emissão.

<i>Combustível</i>	<i>Fórmula</i>	<i>Massa específica<sup>2</sup> kg/m</i>	<i>Calor específico<sup>1</sup>, <math>C_p</math> kJ/kg.K</i>	<i>Temperatura de auto-ignição, K</i>	<i>Poder Calorífico Inferior<sup>1</sup>, kCal/kg</i>
<i>Óleo combustível (BTE)</i>	$C_nH_{1,8n}$	1000,00	1,766	830	9590,00

Tabela 5 - Valores de algumas propriedades do gás natural

## 5.2. Combustão e Estequiometria da Combustão

### 5.2.1. Combustão

De maneira geral, define-se combustão como uma reação química entre duas substâncias ditas combustível e comburente, ocorrendo a alta velocidade e alta temperatura, onde se dá uma intensa liberação de calor com a emissão simultânea de luz, na maioria das vezes, dependendo, entre outros fatores, do tipo de combustível (Apostila de Motores de Combustão Interna - Máquinas Térmicas, 2019)

O principal comburente utilizado, na maioria das combustões é o oxigênio do ar atmosférico. Já os combustíveis, irão variar de acordo com aplicação, em uma faixa de tipos e qualidades, porém em sua maioria, em especial os de uso industrial, que é o caso dos motores em estudo, possui em sua composição carbono (C), Hidrogênio (H) e enxofre (S).

A combustão pode ser dividida, na prática, em dois tipos: completa e incompleta. Na combustão completa, o combustível é totalmente queimado, isto é, os seus componentes são completamente oxidados. Na reação incompleta, tem-se apenas a oxidação parcial do

combustível, ou seja, nem todo ele terá seu potencial de oxidação e liberação de energia aproveitada.

Sendo assim, tem-se que a quantidade de energia liberada será sempre maior, quanto maior for o grau de oxidação dos combustíveis nela presente.

### 5.2.2. Estequiometria da Combustão

Uma reação é dita estequiométrica se o oxigênio por ela consumido é exatamente a quantidade necessária para que ocorra a queima (oxidação) total dos combustíveis. Quando a quantidade é maior, tem-se o excesso de oxigênio. Já quando esta quantidade é menor, isto é, falta oxigênio, tem-se uma combustão incompleta e formação de monóxido de carbono além de materiais particulados (fuligem).

O oxigênio para a combustão é normalmente obtido a partir do ar atmosférico, portanto, fala-se em excesso de ar ou falta de ar na combustão. O ar atmosférico é composto basicamente por oxigênio ( $O_2$ ) e nitrogênio ( $N_2$ ), conforme tabela abaixo.

<i>Composição aproximada do ar atmosférico seco<sup>a</sup></i>		
	<i>Volume (%)</i>	<i>Massa (%)</i>
<i>Nitrogênio</i>	79	77
<i>Oxigênio</i>	21	23
<i>Massa específica</i>	1,293 kg/Nm <sup>3(b)</sup>	
<p>a) O ar atmosférico carrega consigo uma dada quantidade de umidade, que depende das condições atmosféricas, e é determinável através de consulta à carta psicrométrica; na falta de melhores dados, pode-se adotar a umidade <math>w = 0,010</math> kg de vapor d'água/kg ar seco que representa um valor médio para a cidade de São Paulo.</p> <p>b) O normal metro cúbico (Nm<sup>3</sup>) identifica uma massa de gás com volume medido de 1 m<sup>3</sup>, estando este nas condições normais de temperatura e pressão, ou seja, temperatura absoluta de 273,16 K (0°C) e pressão absoluta de 1,013x10<sup>5</sup> Pa (760mmHg). Para se determinar o volume da massa de gás em outras condições, deve-se aplicar:</p> $V = \frac{370,84T}{P}$ <p>p: onde T = temperatura absoluta do ar em Kelvin (K) e, P = pressão absoluta do ar em Pascal(Pa).</p>		

Tabela 6 - Estimativa da composição do ar atmosférico

(Apostila de Motores de Combustão Interna - Máquinas Térmicas, 2019)

Como pode-se ver da tabela anterior, aproveita-se apenas 21% do volume de ar atmosférico para a combustão, onde o percentual restante trata-se do nitrogênio, gás inerte que apenas reduz a temperatura da centelha.

No caso específico deste trabalho, será avaliada a queima de dois combustíveis principais, o gás natural que, por aproximação, será considerado composto apenas por metano ( $CH_4$ ) para fins de cálculos estequiométricos, sem qualquer prejuízo aos resultados e o óleo combustível, cuja composição foi tratada anteriormente.

Para análise destes combustíveis, têm-se abaixo as etapas de cálculo para determinação da massa de oxigênio ( $O_2$ ) necessária à combustão de 1,0 kg de combustível ( $Kg_{ar}/Kg_{combustível}$ ), massa de ar seco necessária para combustão de 1,0 kg de combustível ( $Kg_{ar}/Kg_{combustível}$ ) e também volume de ar seco necessário para queima de 1,0 kg de combustível ( $Nm^3_{ar}/kg_{combustível}$ ).

Cálculo da massa de ( $O_2$ ) necessária:

$$m(O_2) = 32 \times \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) \quad 8$$

Cálculo da massa de ar necessária:

$$m_{ar} = 137,9 \times \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) \quad 9$$

Cálculo do volume de ar necessário:

$$V_{ar} = 106,6 \times V \times \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) \quad 10$$

Onde  $V$  é igual ao coeficiente de correção para determinação do volume do ar atmosférico em condições que não as normais de temperatura e pressão:

$$V = \frac{370,84T}{P} \quad 11$$



Os termos  $c$ ,  $h$ ,  $s$ ,  $o$  correspondem aos percentuais de cada um destes elementos na composição do combustível. No cálculo de  $V$ ,  $T$  é a temperatura na qual se encontra o ar e  $P$  a pressão absoluta do mesmo.

Os dados dos combustíveis e condições de trabalho considerados para os cálculos de combustão estequiométrica estão presentes nas tabelas a seguir:

<b>Combustível:</b>		
<b>Componentes do combustível:</b>	<b>Óleo D (BTE)</b>	<b>Gás natural (Metano)</b>
<b>C (%)</b>	87,4	75
<b>H(%)</b>	11,8	25
<b>S(%)</b>	0,7	-

Tabela 7 - Dados dos combustíveis e condições de trabalho para o cálculo estequiométrico

(Apostila de Motores de Combustão Interna - Máquinas Térmicas, 2019)

(Yunus A. Çengel, 2016)

<b>Condições de trabalho do ar atmosférico no motor:</b>	
<b>Pressão de admissão</b>	4,4 bar
<b>Temperatura de admissão</b>	25°C

Tabela 8 - Condições de trabalho do ar atmosférico

(MAN ( . , 2014)

Com base nos dados das tabelas 10 e 11, os resultados a serem obtidos serão utilizados na modelagem termodinâmica teórica dos motores diesel e “*dual fuel*”. Realizando-se os cálculos para determinação da relação ideal de ar/combustível para queima estequiométrica de ambos combustíveis, baseado nas equações 8, 9 e 10, chega-se aos valores da próxima tabela, que servirão para os cálculos de modelagem termodinâmica teórica dos motores diesel e “*dual fuel*”.

<b>Combustível</b>	<b>Massa de ar p/ combustão (Kg /Kg<sub>combustível</sub>)</b>	<b>Volume de ar p/ combustão (m<sup>3</sup> /m<sup>3</sup><sub>combustível</sub>)</b>
<b>Gás natural</b>	17,4	13,52
<b>Óleo (BTE)</b>	14,41	2772

Tabela 9 - Relações estequiométricas para os combustíveis

### 5.2.3. Cálculos termodinâmicos

A essência de um motor a combustão interna é a geração de energia mecânica a partir da queima de combustíveis (energia química) com diversas aplicações. No caso em particular dos motores em estudo neste trabalho, o objetivo principal é a geração de energia elétrica.

Dado este objetivo, é de suma importância garantir o melhor rendimento possível para esta queima, uma vez que o consumo de muito combustível implica em maior emissão de poluentes e maiores custos. O processo de cálculo se iniciará pela quantidade de energia que o combustível irá liberar, isto é, a quantidade de calor que sua queima gera.

Para isso, inicia-se o estudo comparando os poderes caloríficos do gás e diesel. “Entende-se por poder calorífico de um combustível o calor liberado durante a combustão completa de um quilograma do mesmo (no caso de combustíveis sólidos e líquidos), ou de um normal metro cúbico (no caso de combustíveis gasosos)” (Apostila de Motores de Combustão Interna - Máquinas Térmicas, 2019). – É importante salientar que para este estudo é considerado o poder calorífico inferior, o qual não se considera a condensação da água produzida pela oxidação do hidrogênio.

Abaixo a tabela com os principais combustíveis utilizados nestes motores e suas respectivas massa específicas e poderes caloríficos (já considerando condições de trabalho):

<b><i>Propriedades combustíveis:</i></b>		
<b><i>Combustível:</i></b>	<b><i>P.C.I. (kJ/kg)</i></b>	<b><i>Massa específica(kg/m<sup>3</sup>)@20°C/ 1 Atm</i></b>
<b><i>Óleos Combustíveis</i></b>	40126	1000
<b><i>Óleo Diesel</i></b>	42259	840
<b><i>Óleo Combustível Marítimo</i></b>	40126	1000
<b><i>GN seco (90% metano)</i></b>	36820	3,980498859 @20°C / 6 bar

Tabela 10 - Propriedades dos combustíveis

(Agência Nacional do Petróleo, 2017)

Com base nestes valores, foram elaborados alguns cenários para avaliar o comportamento dos mesmos durante a combustão no motor. Para efeito comparativo, alguns parâmetros foram assumidos com base no manual de operações e serviço do motor 48/60 e 51/60 da MAN Energy Solutions (MAN, Technical Documentation Engine Operating Instructions (V51/60 Dual Fuel) MAN DIESEL & TURBO, 2014) e (Turbo, 2004) para os cenários

iniciais. Rendimento térmico do motor foi considerado como sendo de 49,84% e potência necessária por cilindro igual a 1MW.

Comparando inicialmente a combustão com base na massa, poder calorífico inferior e rendimento igual a 49,84%, foram gerados os gráficos e tabelas a seguir, demonstrando o comportamento da combustão conforme a massa é variada. A equação utilizada foi:

$$Q = \eta \times PCI \times m \quad (kJ)$$

12

Onde Q representa a quantidade de calor (em kJ),  $\eta$  o rendimento, PCI o poder calorífico inferior e  $m$  a massa (em kg).

<i>Assumindo variação na massa de combustível:</i>				
<i>Q (kJ):</i>				
<i>Massa (kg)</i>	<i>Óleos Combustíveis</i>	<i>Óleo Diesel</i>	<i>Óleo Combustível Marítimo</i>	<i>GN seco (90% metano)</i>
<i>0,1</i>	2000,00	2106,36	2000,00	1835,25
<i>0,2</i>	4000,00	4212,72	4000,00	3670,49
<i>0,3</i>	6000,00	6319,08	6000,00	5505,74
<i>0,4</i>	8000,00	8425,44	8000,00	7340,98
<i>0,5</i>	10000,00	10531,80	10000,00	9176,23
<i>0,6</i>	12000,00	12638,16	12000,00	11011,47
<i>0,7</i>	14000,00	14744,53	14000,00	12846,72
<i>0,8</i>	16000,00	16850,89	16000,00	14681,96
<i>0,9</i>	18000,00	18957,25	18000,00	16517,21
<i>1</i>	20000,00	21063,61	20000,00	18352,45

Tabela 11 - Cálculo da quantidade de calor liberado na queima de combustível pela variação da massa.

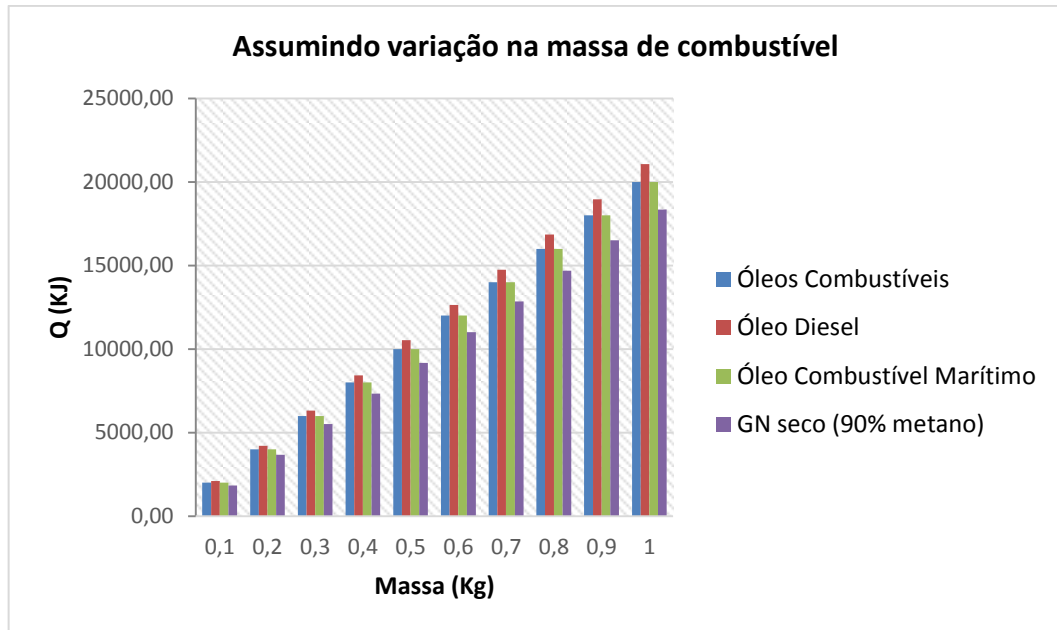


Gráfico 3 – Cálculo de quantidade de calor liberado na queima de combustível variando-se a massa

Continuando nas análises preliminares de comportamento, segue-se para avaliação dos combustíveis conforme o volume utilizado na combustão. Para tal, a equação que rege os cálculos nesta etapa é:

$$Q = \eta \times PCI \times \rho \times V \quad (KJ) \quad 13$$

Nesta equação tem-se novamente o rendimento ( $\eta$ ), poder calorífico inferior (PCI) porém desta o volume ( $V$ ) e a massa específica ( $\rho$ ) substituem a massa nos cálculos. Com isto gera-se a tabela e gráfico abaixo:

<i>Assumindo volume de combustível variando:</i>				
<i>Q (MJ):</i>				
<i>Volume (m³)</i>	<i>Óleos Combustíveis</i>	<i>Óleo Diesel</i>	<i>Óleo Combustível Marítimo</i>	<i>GN seco (90% metano)</i>
<b>0,1</b>	2000	1769,34	2000	7,31
<b>0,2</b>	4000	3538,69	4000	14,61
<b>0,3</b>	6000	5308,03	6000	21,92
<b>0,4</b>	8000	7077,37	8000	29,22
<b>0,5</b>	10000	8846,72	10000	36,53
<b>0,6</b>	12000	10616,06	12000	43,83
<b>0,7</b>	14000	12385,40	14000	51,14
<b>0,8</b>	16000	14154,74	16000	58,44
<b>0,9</b>	18000	15924,09	18000	65,75
<b>1</b>	20000	17693,43	20000	73,05

Tabela 12 - Quantidade de calor liberado por combustível variando-se o volume.

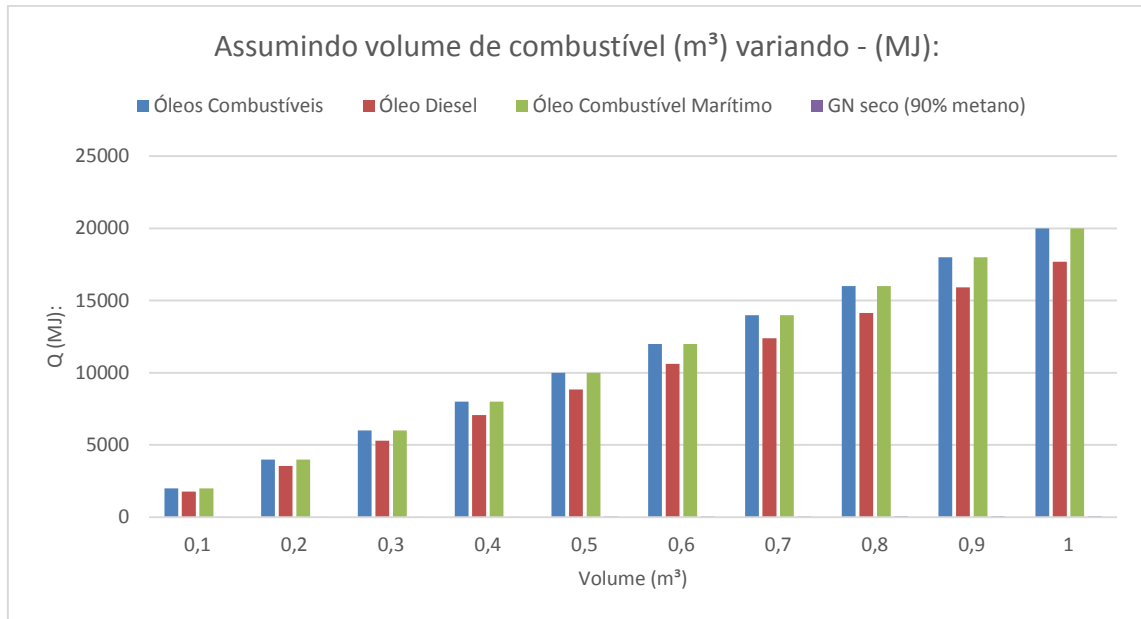


Gráfico 4 - Quantidade de calor liberado por combustível variando-se o volume

Como fechamento para esta etapa inicial de cálculo, assume-se a condição de geração por cilindro do motor compatível com o mercado, tomando como base motores MAN 48/60 utilizados para geração de energia, no valor de 1 MW (1000kJ) de forma a determinar o volume necessário de cada combustível bem como a massa.

Para tais cálculos, utiliza-se as equações anteriores, porém agora com as incógnitas agora sendo a massa ( $m$  – em kg) e o volume ( $V$ - em m<sup>3</sup>), conforme formulas abaixo.

Para a massa:

$$m = \frac{Q}{\eta \times PCI} \quad (Kg) \quad 14$$

Para o volume:

$$V = \frac{Q}{\eta \times PCI \times \rho} \quad (m^3) \quad 15$$

Abaixo seguem os resultados em formato de tabela e gráficos, demonstrando a capacidade de cada combustível, considerando o cenário de geração de 1 MW, com rendimento de 49,84%.

<i>Combustível</i>	<i>Massa necessária (kg):</i>
<i>Óleos Combustíveis</i>	0,05
<i>Óleo Diesel</i>	0,047475248
<i>Óleo Combustível Marítimo</i>	0,05
<i>GN seco (90% metano)</i>	0,054488636

Tabela 13 – Valores de massa para geração de 1 MW

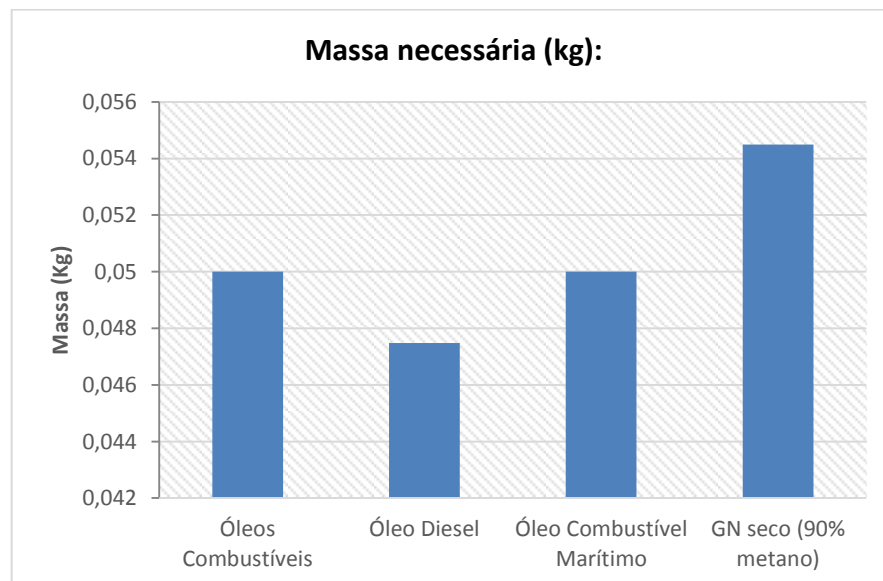


Tabela 14 – Valores de massa para geração de 1 MW

<i>Combustível</i>	<i>Volume (L)</i>
<i>Óleos Combustíveis</i>	0,05
<i>Óleo Diesel</i>	0,056518152
<i>Óleo Combustível Marítimo</i>	0,05
<i>GN seco (90% metano)</i>	13,68889636

Tabela 15 – Valores de volume para geração de 1 MW

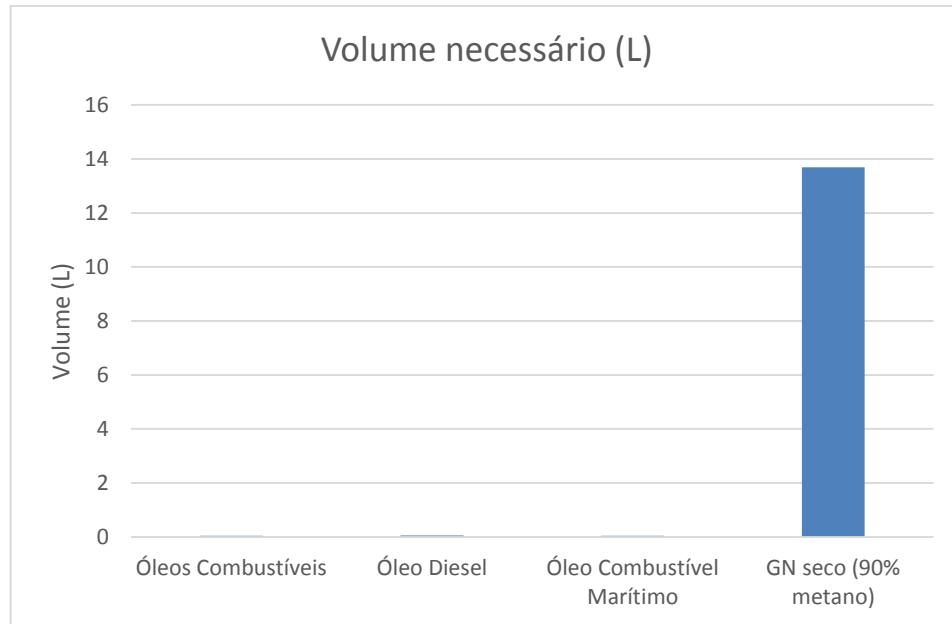


Gráfico 5 – Valores de volume para geração de 1 MW

Feita a análise preliminar de todos os combustíveis utilizados comercialmente, passa-se a focar agora na análise do motor e processo de geração de potência em si, considerando agora o gás natural e o óleo diesel combustível conforme as especificações tratadas nos tópicos anteriores, quando tratou-se sobre as propriedades dos combustíveis.

Para iniciar esta segunda etapa de cálculos, é necessário primeiro delimitarmos as equações a serem utilizadas bem como condições de contorno. Para este cálculo, como condições de contorno tomaremos novamente como parâmetro de análise os motores da MAN 48/60 e 51/60 no que tange valores de rendimento, consumo mássico por segundo e valor médio de potência gerada por cilindro. Estes dados encontram-se nas tabelas a seguir, por combustível, e foram retirados do manual de operações do mesmo.

<b>Rendimento (Diesel):</b>		
<b>Potência</b>	1050	kWh
<b>PCI</b>	40125,52301	kJ/kg
<b>Consumo específico</b>	7222,6	kJ/kWh
<b>Vazão mássica</b>	0,052500043	kg/s
<b>Valor:</b>	49,84%	

Tabela 16 - Rendimento aproximado

(MAN, *Technical Documentation Engine Operating Instructions (V51/60 Dual Fuel) MAN DIESEL & TURBO*, 2014)

<b>Rendimento (GN):</b>		
<b>Potência</b>	1050	kWh
<b>PCI</b>	36820,08368	kJ/kg
<b>Consumo específico</b>	7050	kJ/kWh
<b>Vazão mássica</b>	0,05584	kg/s
<b>Valor:</b>	51,06%	

Tabela 17 - Rendimento aproximado com gás natural

(MAN, *Technical Documentation Engine Operating Instructions (V51/60 Dual Fuel) MAN DIESEL & TURBO*, 2014)

Com base nestes valores são elaboradas tabelas e gráficos com a finalidade de elucidar o comportamento teórico destes motores, considerando a variação do percentual de cada combustível. Para esta análise, alguns parâmetros são pré-determinados tais como vazão mássica e potência gerada.

Em uma primeira análise, compara-se o comportamento do motor, de maneira teórica, considerando uma vazão mássica fixa. Neste assume-se a vazão mássica do diesel, combustível que em tese irá gerar maior potência por unidade massa.

Com base nas equações disponíveis em (Yunus A. Çengel, 2016) temos que:

$$\eta_{combustão} = \frac{Q}{PC} = \frac{\text{Quantidade de calor liberado durante a combustão}}{\text{Poder calorífico do combustível queimado}} \quad 16$$

Neste caso, como citado anteriormente, o poder calorífico a ser utilizado será o inferior. A partir desta equação derivam-se outras, tal como a que é utilizada para determinação de potência e outros parâmetros nesta segunda etapa de cálculo. Sabe-se que na equação anterior, tanto o calor liberado (Q), quanto o poder calorífico (PC) estão em função da massa, isto é, ambos possuem como unidade kJ/kg. A partir disto, chega-se a seguinte equação, assumindo-se determinada vazão mássica:

$$Q = \dot{m} \times PCI \times \eta \quad (kJ) \quad 17$$



Onde  $\dot{m}$  representa a vazão mássica em kg/s , PCI o poder calorífico inferior em kJ/kg e  $\eta$  o rendimento do conjunto. Com base nesta equação e informações das tabelas, os seguintes gráficos são gerados, estudando o comportamento teórico do motor, assumindo, em um primeiro momento, a vazão mássica ( $\dot{m}$ ) como constante e igual a do diesel no motor 51/60 (0,0525 kg/s):

<b>Curva Diesel x Gás - considerando apenas combustível</b>				
<b>assumindo vazão mássica total (kg/s):</b>			<b>0,052500043</b>	
<b>Gás (%)</b>	<b>Diesel (%)</b>	<b>Potência Gás (kW)</b>	<b>Potência Diesel (kW)</b>	<b>Potência Total (kWh)</b>
0%	100%	0	1050,000426	1050,000426
2%	98%	19,74184811	1029,000417	1048,742265
4%	96%	39,48369623	1008,000409	1047,484105
6%	94%	59,22554434	987,0004002	1046,225945
8%	92%	78,96739245	966,0003917	1044,967784
10%	90%	98,70924057	945,0003832	1043,709624
12%	88%	118,4510887	924,0003747	1042,451463
14%	86%	138,1929368	903,0003662	1041,193303
16%	84%	157,9347849	882,0003577	1039,935143
18%	82%	177,676633	861,0003491	1038,676982
20%	80%	197,4184811	840,0003406	1037,418822
22%	78%	217,1603292	819,0003321	1036,160661
24%	76%	236,9021774	798,0003236	1034,902501
26%	74%	256,6440255	777,0003151	1033,644341
28%	72%	276,3858736	756,0003066	1032,38618
30%	70%	296,1277217	735,0002981	1031,12802
32%	68%	315,8695698	714,0002895	1029,869859
34%	66%	335,6114179	693,000281	1028,611699
36%	64%	355,353266	672,0002725	1027,353539
38%	62%	375,0951141	651,000264	1026,095378
40%	60%	394,8369623	630,0002555	1024,837218
42%	58%	414,5788104	609,000247	1023,579057
44%	56%	434,3206585	588,0002384	1022,320897
46%	54%	454,0625066	567,0002299	1021,062737
48%	52%	473,8043547	546,0002214	1019,804576
50%	50%	493,5462028	525,0002129	1018,546416
52%	48%	513,2880509	504,0002044	1017,288255
54%	46%	533,0298991	483,0001959	1016,030095
56%	44%	552,7717472	462,0001873	1014,771935
58%	42%	572,5135953	441,0001788	1013,513774
60%	40%	592,2554434	420,0001703	1012,255614
62%	38%	611,9972915	399,0001618	1010,997453
64%	36%	631,7391396	378,0001533	1009,739293
66%	34%	651,4809877	357,0001448	1008,481132

68%	32%	671,2228358	336,0001363	1007,222972
70%	30%	690,964684	315,0001277	1005,964812
72%	28%	710,7065321	294,0001192	1004,706651
74%	26%	730,4483802	273,0001107	1003,448491
76%	24%	750,1902283	252,0001022	1002,19033
78%	22%	769,9320764	231,0000937	1000,93217
80%	20%	789,6739245	210,0000852	999,6740097
82%	18%	809,4157726	189,0000766	998,4158493
84%	16%	829,1576207	168,0000681	997,1576889
86%	14%	848,8994689	147,0000596	995,8995285
88%	12%	868,641317	126,0000511	994,6413681
90%	10%	888,3831651	105,0000426	993,3832077
92%	8%	908,1250132	84,00003406	992,1250473
94%	6%	927,8668613	63,00002555	990,8668869
96%	4%	947,6087094	42,00001703	989,6087265
98%	2%	967,3505575	21,00000852	988,3505661
100%	0%	987,0924057	0	987,0924057

Tabela 18 - Curva de potência diesel x gás natural considerando vazão mássica de 0,0525

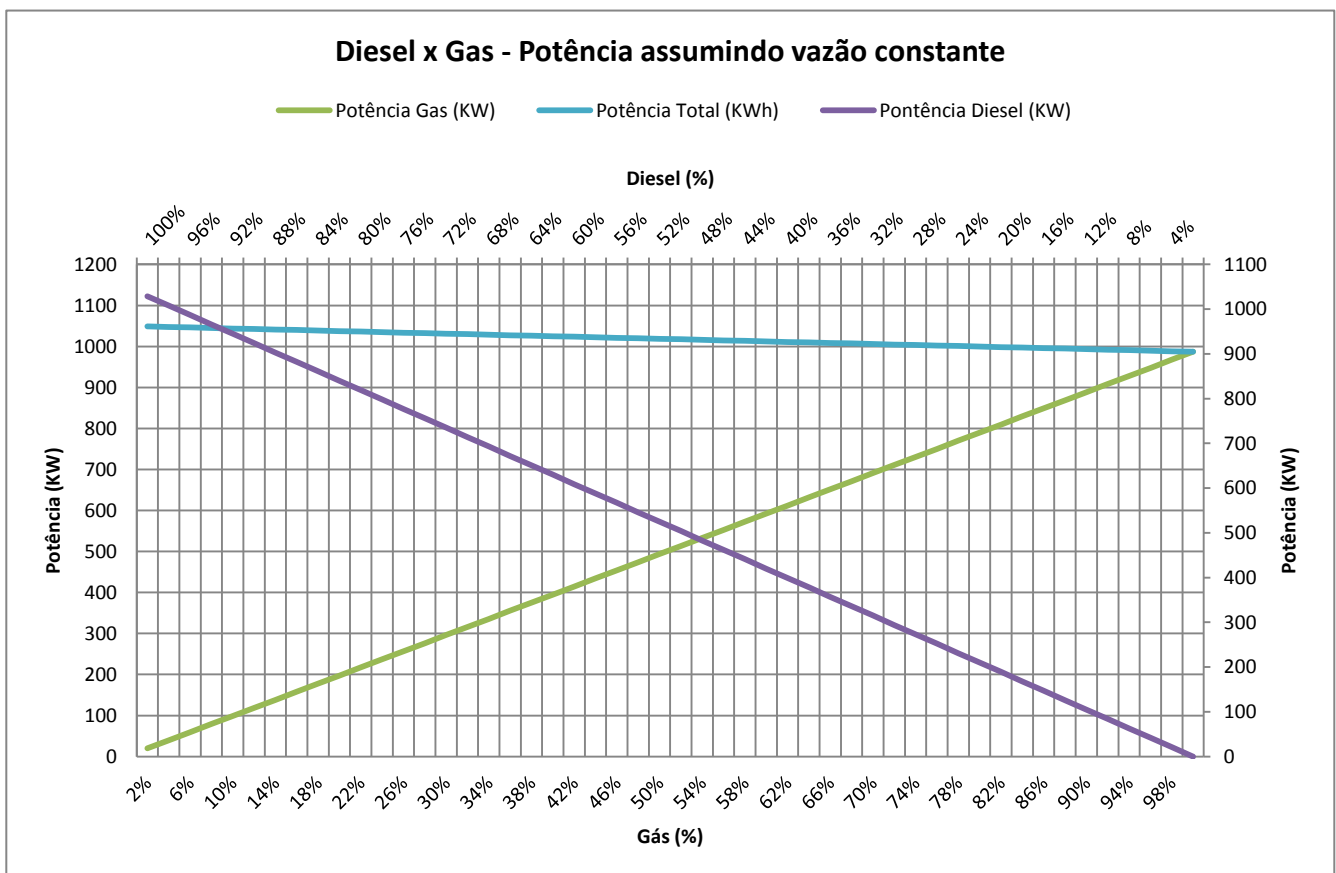


Gráfico 6 - Curva de potência diesel x gás natural considerando vazão mássica de 0,0525 kg/s

A análise destes gráficos permite verificar que, com o poder calorífico cerca de 10% menor, o gás necessita de uma vazão mássica superior para ser capaz de produzir potência próxima a do diesel. Vale ressaltar que neste estudo, utiliza-se para o cálculo da potência no gás o valor de rendimento ( $\eta$ ) igual a 51,06% e para o diesel o valor de 49,84%.

Seguindo nesta linha de análise, agora será considerado o valor de potência como pré-estabelecido, uma vez que o motor em análise terá como aplicação a geração de energia, e o quanto o mesmo consegue produzir é de extrema importância para que sua aplicação seja verificada. Para tal será utilizada a potência gerada de 1050 KW, conforme manual de operações dos motores MAN 51/60 (MAN, Technical Documentation Engine Operating Instructions (V51/60 Dual Fuel) MAN DIESEL & TURBO, 2014), utilizados como referência nestas análises iniciais, e deseja-se obter os valores de vazão mássica ( $\dot{m}$ ), em kg/s, para atingir tal valor.

Assumindo estes valores e seguindo a mesma equação 14 da etapa anterior, a tabela e gráfico abaixo são gerados:

<i>Curva Diesel x Gás - considerando apenas combustível</i>				
<i>Assumindo um valor de potência máxima de 1050 kWh</i>				
<i>Gás (%)</i>	<i>Diesel (%)</i>	<i>Consumo Gás (kg/h)</i>	<i>Consumo Diesel (kg/h)</i>	<i>Potência Total (kWh)</i>
0%	100%	0	189,0000766	1050
2%	98%	4,020903409	185,2200751	1050
4%	96%	8,041806818	181,4400736	1050
6%	94%	12,06271023	177,660072	1050
8%	92%	16,08361364	173,8800705	1050
10%	90%	20,10451705	170,100069	1050
12%	88%	24,12542045	166,3200674	1050
14%	86%	28,14632386	162,5400659	1050
16%	84%	32,16722727	158,7600644	1050
18%	82%	36,18813068	154,9800628	1050
20%	80%	40,20903409	151,2000613	1050
22%	78%	44,2299375	147,4200598	1050
24%	76%	48,25084091	143,6400582	1050
26%	74%	52,27174432	139,8600567	1050
28%	72%	56,29264773	136,0800552	1050
30%	70%	60,31355114	132,3000536	1050
32%	68%	64,33445455	128,5200521	1050
34%	66%	68,35535795	124,7400506	1050
36%	64%	72,37626136	120,9600491	1050
38%	62%	76,39716477	117,1800475	1050
40%	60%	80,41806818	113,400046	1050

42%	58%	84,43897159	109,6200445	1050
44%	56%	88,459875	105,8400429	1050
46%	54%	92,48077841	102,0600414	1050
48%	52%	96,50168182	98,28003985	1050
50%	50%	100,5225852	94,50003832	1050
52%	48%	104,5434886	90,72003679	1050
54%	46%	108,564392	86,94003526	1050
56%	44%	112,5852955	83,16003372	1050
58%	42%	116,6061989	79,38003219	1050
60%	40%	120,6271023	75,60003066	1050
62%	38%	124,6480057	71,82002912	1050
64%	36%	128,6689091	68,04002759	1050
66%	34%	132,6898125	64,26002606	1050
68%	32%	136,7107159	60,48002453	1050
70%	30%	140,7316193	56,70002299	1050
72%	28%	144,7525227	52,92002146	1050
74%	26%	148,7734261	49,14001993	1050
76%	24%	152,7943295	45,36001839	1050
78%	22%	156,815233	41,58001686	1050
80%	20%	160,8361364	37,80001533	1050
82%	18%	164,8570398	34,0200138	1050
84%	16%	168,8779432	30,24001226	1050
86%	14%	172,8988466	26,46001073	1050
88%	12%	176,91975	22,6800092	1050
90%	10%	180,9406534	18,90000766	1050
92%	8%	184,9615568	15,12000613	1050
94%	6%	188,9824602	11,3400046	1050
96%	4%	193,0033636	7,560003066	1050
98%	2%	197,024267	3,780001533	1050
100%	0%	201,0451705	0	1050

Tabela 19 - Curva de potência diesel x gás natural considerando potência a ser gerada de 1050 KW

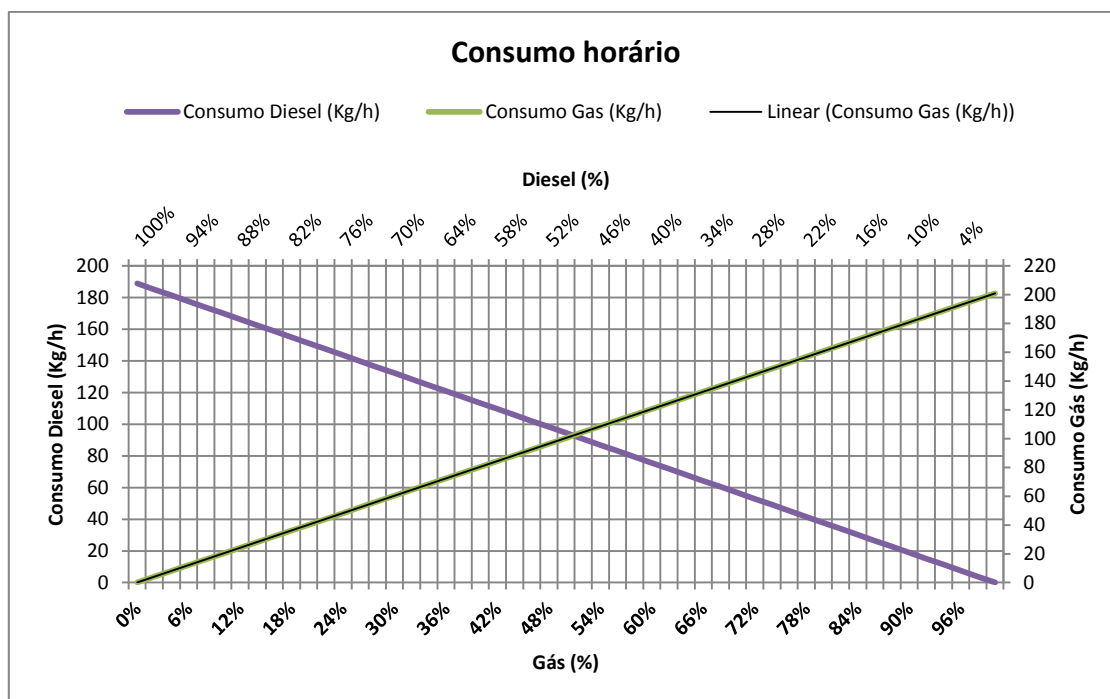


Gráfico 7 - Curva de potência diesel x gás natural considerando potência a ser gerada de 1050

Novamente constata-se que, devido o seu menor poder calorífico, o gás necessita de uma maior quantidade de massa para produzir a potência desejada. Todos esses cálculos e o gráfico estão tomando unicamente como fator limitante o rendimento, pré-determinando com base na literatura e modelos, o calor específico e dependendo do que se deseja obter, a vazão mássica, em kg/s, e a potência, em kW. Em se tratando de motores, porém, é necessário considerarmos o espaço físico da câmara de combustão; isto é, precisa-se determinar o quanto de combustível e ar será possível queimar dada esta limitação física. Este estudo é mandatório para entender se, a conversão de motores é efetivamente factível do ponto de vista termodinâmico e físico. Com isto, entraremos na terceira etapa de cálculo.

Nesta terceira etapa de cálculos, será feita a análise, do ponto de vista teórico, da queima de ambos os combustíveis em ciclo que na termodinâmica se chama ciclo dual (daí o nome de dual-fuel para a conversão de motores diesel para queimarem também o gás natural). Primeiramente algumas considerações devem ser feitas de forma a garantir as condições de contorno a serem utilizadas nos cálculos de potência, rendimento e consumo do motor.

Os ciclos de potência a gás reais, como é o caso dos motores de ignição por centelha (caso do gás natural) e diesel, são de grande complexidade. Para que seja possível analisá-los em

nível de complexidade adequado e suficiente, algumas premissas devem ser assumidas. Essas aproximações são conhecidas como hipóteses do ar padrão:

1. O fluido de trabalho a ser considerado é o ar, que irá circular continuamente em um circuito fechado, se comportando como um gás ideal.
2. Considera-se que todos os processos que formam o ciclo são internamente reversíveis.
3. O processo de combustão deve ser substituído por um processo de fornecimento de calor a partir de uma fonte externa.
4. O processo de exaustão é trocado por um processo de rejeição de calor que restaura o fluido de trabalho ao seu estado inicial.

Outra hipótese também utilizada para simplificar ainda mais a análise é do ar frio. Esta hipótese consiste em considerar, durante a análise, que o ar possui calores específicos constantes, cujos valores serão determinados a temperatura ambiente, entre 20 e 25°C por isso é chamada de hipótese do padrão a ar frio. Um ciclo no qual pode-se aplicar as hipóteses do padrão ar são chamados de ciclo padrão ar. As hipóteses do padrão a ar enunciadas permitem uma simplificação considerável da análise sem desviá-la significativamente dos ciclos reais. Esse modelo simplificado permite estudar qualitativamente a influência dos principais parâmetros sobre o desempenho das máquinas reais. Estas explicações foram retiradas do livro de Termodinâmica 7ª Edição, o qual baliza todas as fórmulas apresentadas neste trabalho.

Nesta etapa de cálculos estaremos adotando como padrão, para análise do ciclo a hipótese do ar padrão, sem perdas significativas em relação ao ciclo real. Feito estas considerações, os valores de calores específicos para gás e diesel serão os das tabelas de propriedades físico-químicas apresentadas anteriormente (tabela 4 e tabela 5), que consideram esta propriedade a temperatura e pressão ambientes.

O gás, conforme mencionado anteriormente, irá trabalhar no ciclo Otto enquanto que o diesel será queimado no ciclo diesel. Para analisar o ciclo dual, é necessário antes entender como funciona cada um destes ciclos e quais as equações que irão reger seus processos.

O ciclo Otto ideal consiste em quatro processos internamente reversíveis:

- 1-2: Compressão isentrópica
- 2-3: Fornecimento de calor a volume constante
- 3-4 Expansão isentrópica
- 4-1 Rejeição de calor a volume constante

A figura abaixo apresenta cada um destes processos em um diagrama T-s e P-v para o ciclo.

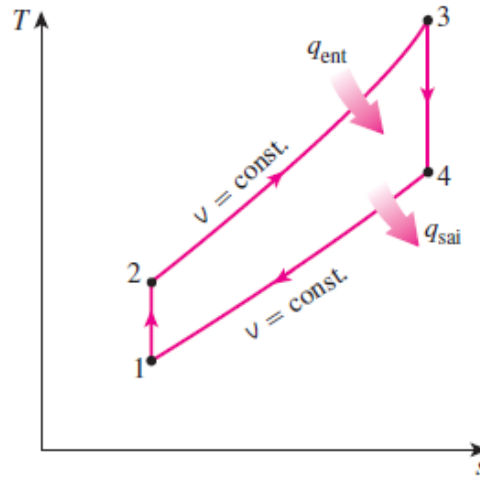


Figura 16– Diagrama T-s ciclo Otto Ideal

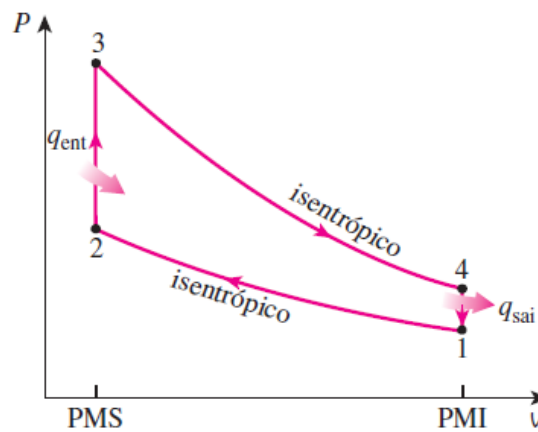


Figura 17 - Diagrama P-v ciclo Otto Ideal

(Yunus A. Çengel, 2016)

“O ciclo Otto é executado em um sistema fechado, e desprezando as variações das energias cinética e potencial, o balanço de energia dos processos é expresso, por unidade de massa, como” (Yunus A. Çengel, 2016):

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = \Delta u \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

Os processos de transferência de calor (tanto entrada, quanto saída) ocorrem sem o envolvimento de trabalho, pois, no ciclo Otto, ocorrem a volume constante. Sendo assim, pode-se expressar as equações de transferência de calor (entrada e saída) no processo, para o fluido de trabalho, como sendo:

$$q_{ent} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \quad 19$$

E

$$q_{sai} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad 20$$

Com isto, a eficiência térmica do ciclo Otto ideal sob as hipóteses do padrão ar é:

$$\eta_{t,otto} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad 21$$

O ciclo Diesel, é extremamente semelhante ao ciclo Otto, sendo a única diferença entre eles, o momento no qual o combustível é injetado. No ciclo Otto a mistura ar-combustível é comprimida durante o tempo de compressão, limitando a taxa de compressão pelo início da autoignição, enquanto que no ciclo Diesel, somente o ar é comprimido durante este tempo. O combustível (Diesel) é injetado apenas quando pistão atinge o PMS e durante o início do tempo de expansão, levando a uma combustão mais demorada. Devido a esta maior duração, o ciclo Diesel ideal é aproximado a um processo de fornecimento de calor a pressão constante.

Com isto, dentre os 4 processos de combustão, a única diferença entre os ciclos ficará no processo de fornecimento de calor, no Otto será a volume constante enquanto que no Diesel será a pressão constante, ou seja, os processos ficam da seguinte forma:

- 1-2: Compressão isentrópica
- 2-3: Fornecimento de calor a pressão constante
- 3-4 Expansão isentrópica



- 4-1 Rejeição de calor a volume constante

Com os diagramas P-v e T-s representados abaixo, pelas próximas imagens.

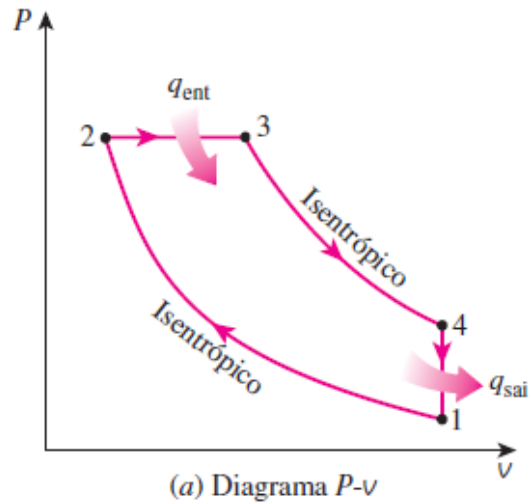


Figura 18– Diagrama P-v do ciclo Diesel ideal

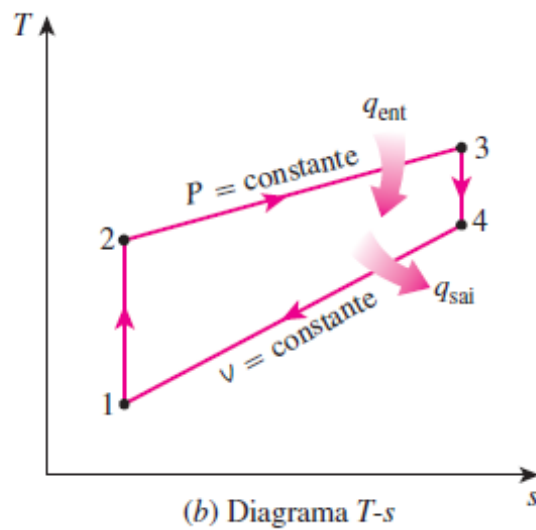


Figura 19– Diagrama T-s do ciclo Diesel ideal

(Yunus A. Çengel, 2016)

Sendo assim, a quantidade de calor transferida para o fluido de trabalho a pressão constante e a quantidade de calor rejeitada por ele, a volume constante são definidas pelas equações:

$$q_{ent} = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad 22$$

E

$$q_{sai} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad 23$$

A Eficiência térmica do ciclo Diesel, assumindo o mesmo sob as hipóteses do padrão ar é:

$$\eta_{t,diesel} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} \quad 24$$

Onde k é a razão entre os calores específicos, conforme equação abaixo:

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad 25$$

Outro termo importante quando se fala sobre motores ciclo Diesel é a razão de corte  $r_c$ , que é a razão entre  $V_3$  e  $V_2$ . Conforme explicado anteriormente, o combustível é injetado após a compressão do volume de ar na câmara de combustão, logo, entre os pontos 2 e 3 tem-se uma variação de massa.

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} \quad 26$$

No caso dos motores em análise, devido ao grande volume de cada cilindro, as câmaras de combustão possuem volumes consideráveis comparativamente a quantidade de combustível a ser injetada e, portanto, neste trabalho será aproximado para 1.

Estando estas premissas compreendidas, inicia-se a análise teórica da combustão em um motor dual-fuel. Primeiro passo será, a partir das informações disponíveis de calor

específico, poder calorífico inferior, temperatura de admissão do ar/mistura ar-combustível na câmara de combustão, e taxa de compressão, calcular as temperaturas de trabalho deste motor.

Inicia-se com o cálculo de  $T_2$  a partir de  $T_1$  e taxa de compressão. Tem-se que a taxa de compressão é igual a razão entre os volumes dos 1 e 2 que por sua vez é igual a razão entre os volumes relativos dos mesmo pontos ( $v_{r1}$  e  $v_{r2}$ ) conforme equação abaixo:

$$TC = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_{r1}}{v_{r2}} \quad 27$$

A taxa de compressão é conhecida e vale 15,3:1 , conforme citado anteriormente, baseado no manual de operações do motor 48/60 da MAN (Turbo, 2004) e valor médio dentre os principais motores diesel comerciais. O  $v_{r1}$  também pode ser facilmente obtido a partir da consulta na tabela A-17 do (Yunus A. Çengel, 2016), entrando-se com o valor de  $T_1$ . Logo, a única incógnita desta equação será o  $v_{r2}$  que pode ser obtido isolando-o na equação anterior. Com o valor de  $v_{r2}$  , busca-se na mesma tabela o valor de  $T_2$ .

Aqui é importante ressaltar uma característica do gás que é a sua temperatura de autoignição. Como ele será comprimido junto com o ar, a temperatura  $T_2$  deverá ser obrigatoriamente menor que ela para evitar o que chamamos de batida de pino, isto é, a combustão inicia-se antes do momento ideal e desejado gerando perdas de potência e danos ao motor. Apesar da temperatura de autoignição do gás ser superior à do diesel (830K x 500K, respectivamente) devido ao grande volume de gás necessário para combustão e às altíssimas pressões de injeção, o mesmo torna-se ineficiente e impróprio para uso no ciclo diesel.

Considerando-se a taxa de compressão igual a 15,3:1, o valor obtido para  $T_2$  foi de 840K. Conforme informado no parágrafo anterior, esta temperatura supera a temperatura média de ignição do gás, colocando o motor em risco. Para tal, será necessária uma redução na taxa de compressão do motor. Levando-se em conta os valores de estequiometria da combustão do gás, que gera a necessidade de aumento do cilindro e câmara de combustão, e a de se obter uma taxa de compressão menor, este trabalho propõe como taxa de compressão ideal o valor de 12:1, que representa uma diferença de 21,56%. Para fins didáticos e de estudo, será feita a análise para ambas as condições com a finalidade de comparar resultados.

Seguindo com o cálculo de temperaturas, passa-se para  $T_3$ , que é calculada a partir da equação abaixo:

$$\frac{\%_{diesel} \times PCI_{diesel}}{14,41} + \frac{\%_{gás} \times PCI_{gás}}{17} = \%_{diesel} \times c_{p_{diesel}} (T_3 - T_2) + \%_{gás} \times c_{v_{gás}} (T_3 - T_2) \quad 28$$

Isolando-se o  $T_3$  na equação acima, chega-se aos valores das tabelas abaixo, a primeira considerando a taxa de compressão de 15,3:1, com  $T_2$  igual 840K e a segunda considerando a taxa de compressão igual a 12,0:1 e a temperatura  $T_2$  igual a 775K.

<b>Valores de T3 - assumindo TC = 15,3:1</b>							
<b>Gás (%)</b>	<b>Diesel (%)</b>	<b>PCI diesel</b>	<b>PCI Gás</b>	<b>Cv Gás</b>	<b>Cp Diesel</b>	<b>T2</b>	<b>T3</b>
0%	100%	2784,56	0,00	0,00	1,77	840	2416,41
2%	98%	2728,87	42,32	0,03	1,73	840	2409,39
4%	96%	2673,18	84,64	0,07	1,70	840	2402,37
6%	94%	2617,49	126,97	0,10	1,66	840	2395,34
8%	92%	2561,80	169,29	0,14	1,63	840	2388,31
10%	90%	2506,10	211,61	0,17	1,59	840	2381,27
12%	88%	2450,41	253,93	0,21	1,55	840	2374,23
14%	86%	2394,72	296,25	0,24	1,52	840	2367,18
16%	84%	2339,03	338,58	0,28	1,48	840	2360,13
18%	82%	2283,34	380,90	0,31	1,45	840	2353,07
20%	80%	2227,65	423,22	0,35	1,41	840	2346,01
22%	78%	2171,96	465,54	0,38	1,38	840	2338,94
24%	76%	2116,27	507,86	0,42	1,34	840	2331,87
26%	74%	2060,58	550,19	0,45	1,31	840	2324,79
28%	72%	2004,88	592,51	0,49	1,27	840	2317,71
30%	70%	1949,19	634,83	0,52	1,24	840	2310,62
32%	68%	1893,50	677,15	0,56	1,20	840	2303,53
34%	66%	1837,81	719,47	0,59	1,17	840	2296,43
36%	64%	1782,12	761,79	0,62	1,13	840	2289,33
38%	62%	1726,43	804,12	0,66	1,10	840	2282,22
40%	60%	1670,74	846,44	0,69	1,06	840	2275,11
42%	58%	1615,05	888,76	0,73	1,02	840	2267,99
44%	56%	1559,35	931,08	0,76	0,99	840	2260,87
46%	54%	1503,66	973,40	0,80	0,95	840	2253,74
48%	52%	1447,97	1015,73	0,83	0,92	840	2246,61
50%	50%	1392,28	1058,05	0,87	0,88	840	2239,47
52%	48%	1336,59	1100,37	0,90	0,85	840	2232,33
54%	46%	1280,90	1142,69	0,94	0,81	840	2225,18

56%	44%	1225,21	1185,01	0,97	0,78	840	2218,03
58%	42%	1169,52	1227,34	1,01	0,74	840	2210,87
60%	40%	1113,82	1269,66	1,04	0,71	840	2203,71
62%	38%	1058,13	1311,98	1,08	0,67	840	2196,54
64%	36%	1002,44	1354,30	1,11	0,64	840	2189,36
66%	34%	946,75	1396,62	1,15	0,60	840	2182,19
68%	32%	891,06	1438,95	1,18	0,57	840	2175,00
70%	30%	835,37	1481,27	1,21	0,53	840	2167,81
72%	28%	779,68	1523,59	1,25	0,49	840	2160,62
74%	26%	723,99	1565,91	1,28	0,46	840	2153,42
76%	24%	668,29	1608,23	1,32	0,42	840	2146,22
78%	22%	612,60	1650,56	1,35	0,39	840	2139,01
80%	20%	556,91	1692,88	1,39	0,35	840	2131,80
82%	18%	501,22	1735,20	1,42	0,32	840	2124,58
84%	16%	445,53	1777,52	1,46	0,28	840	2117,35
86%	14%	389,84	1819,84	1,49	0,25	840	2110,12
88%	12%	334,15	1862,17	1,53	0,21	840	2102,89
90%	10%	278,46	1904,49	1,56	0,18	840	2095,65
92%	8%	222,76	1946,81	1,60	0,14	840	2088,40
94%	6%	167,07	1989,13	1,63	0,11	840	2081,15
96%	4%	111,38	2031,45	1,67	0,07	840	2073,90
98%	2%	55,69	2073,77	1,70	0,04	840	2066,64
100%	0%	0,00	2116,10	1,74	0,00	840	2059,37

Tabela 20 – Temperatura T3 para TC 15,3:1 e T2 igual a 840K

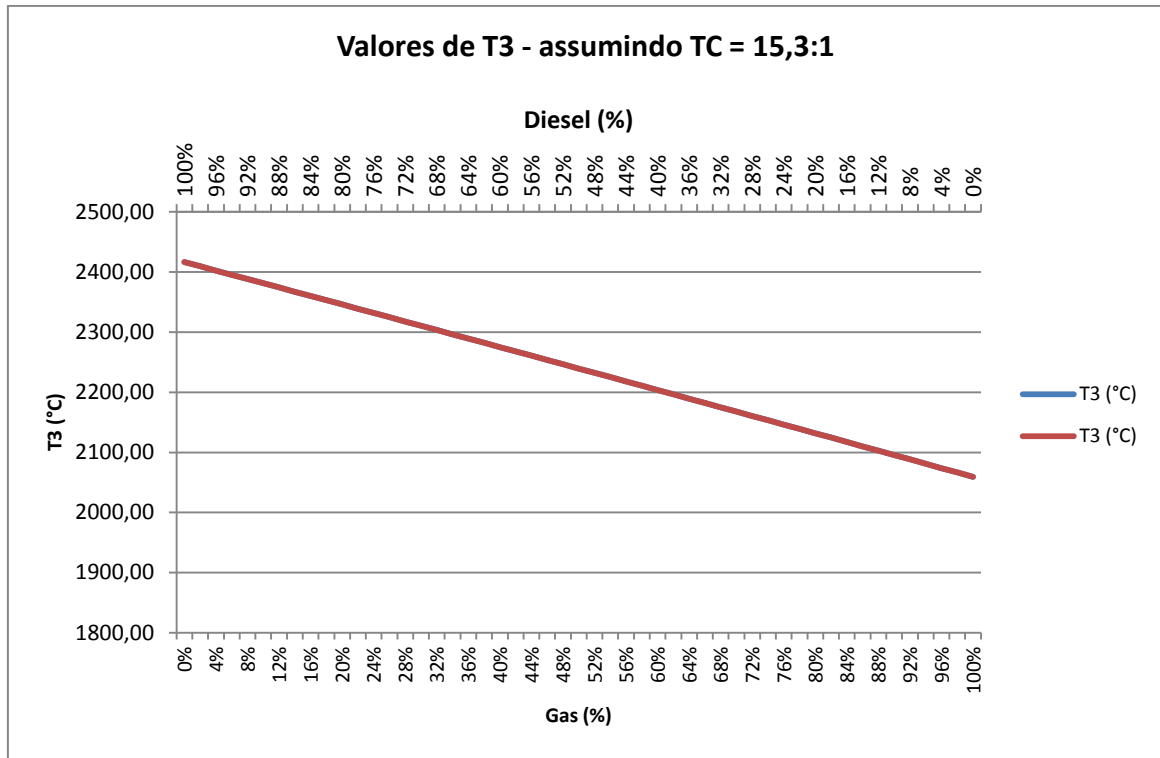


Gráfico 8– Temperatura T3 para TC 15,3:1 e T2 igual a 840K

**Valores de T3 - assumindo TC = 12,0:1**

<b>Gás (%)</b>	<b>Diesel (%)</b>	<b>PCI diesel</b>	<b>PCI Gás</b>	<b>Cv Gás</b>	<b>Cp Diesel</b>	<b>T2</b>	<b>T3</b>
0%	100%	2784,56	0,00	0,00	1,766395	775	2351,41
2%	98%	2728,87	42,32	0,03	1,731067	775	2344,39
4%	96%	2673,18	84,64	0,07	1,695739	775	2337,37
6%	94%	2617,49	126,97	0,10	1,660412	775	2330,34
8%	92%	2561,80	169,29	0,14	1,625084	775	2323,31
10%	90%	2506,10	211,61	0,17	1,589756	775	2316,27
12%	88%	2450,41	253,93	0,21	1,554428	775	2309,23
14%	86%	2394,72	296,25	0,24	1,5191	775	2302,18
16%	84%	2339,03	338,58	0,28	1,483772	775	2295,13
18%	82%	2283,34	380,90	0,31	1,448444	775	2288,07
20%	80%	2227,65	423,22	0,35	1,413116	775	2281,01
22%	78%	2171,96	465,54	0,38	1,377788	775	2273,94
24%	76%	2116,27	507,86	0,42	1,34246	775	2266,87
26%	74%	2060,58	550,19	0,45	1,307133	775	2259,79
28%	72%	2004,88	592,51	0,49	1,271805	775	2252,71
30%	70%	1949,19	634,83	0,52	1,236477	775	2245,62
32%	68%	1893,50	677,15	0,56	1,201149	775	2238,53
34%	66%	1837,81	719,47	0,59	1,165821	775	2231,43
36%	64%	1782,12	761,79	0,62	1,130493	775	2224,33
38%	62%	1726,43	804,12	0,66	1,095165	775	2217,22
40%	60%	1670,74	846,44	0,69	1,059837	775	2210,11

42%	58%	1615,05	888,76	0,73	1,024509	775	2202,99
44%	56%	1559,35	931,08	0,76	0,989181	775	2195,87
46%	54%	1503,66	973,40	0,80	0,953853	775	2188,74
48%	52%	1447,97	1015,73	0,83	0,918526	775	2181,61
50%	50%	1392,28	1058,05	0,87	0,883198	775	2174,47
52%	48%	1336,59	1100,37	0,90	0,84787	775	2167,33
54%	46%	1280,90	1142,69	0,94	0,812542	775	2160,18
56%	44%	1225,21	1185,01	0,97	0,777214	775	2153,03
58%	42%	1169,52	1227,34	1,01	0,741886	775	2145,87
60%	40%	1113,82	1269,66	1,04	0,706558	775	2138,71
62%	38%	1058,13	1311,98	1,08	0,67123	775	2131,54
64%	36%	1002,44	1354,30	1,11	0,635902	775	2124,36
66%	34%	946,75	1396,62	1,15	0,600574	775	2117,19
68%	32%	891,06	1438,95	1,18	0,565246	775	2110,00
70%	30%	835,37	1481,27	1,21	0,529919	775	2102,81
72%	28%	779,68	1523,59	1,25	0,494591	775	2095,62
74%	26%	723,99	1565,91	1,28	0,459263	775	2088,42
76%	24%	668,29	1608,23	1,32	0,423935	775	2081,22
78%	22%	612,60	1650,56	1,35	0,388607	775	2074,01
80%	20%	556,91	1692,88	1,39	0,353279	775	2066,80
82%	18%	501,22	1735,20	1,42	0,317951	775	2059,58
84%	16%	445,53	1777,52	1,46	0,282623	775	2052,35
86%	14%	389,84	1819,84	1,49	0,247295	775	2045,12
88%	12%	334,15	1862,17	1,53	0,211967	775	2037,89
90%	10%	278,46	1904,49	1,56	0,17664	775	2030,65
92%	8%	222,76	1946,81	1,60	0,141312	775	2023,40
94%	6%	167,07	1989,13	1,63	0,105984	775	2016,15
96%	4%	111,38	2031,45	1,67	0,070656	775	2008,90
98%	2%	55,69	2073,77	1,70	0,035328	775	2001,64
100%	0%	0,00	2116,10	1,74	0	775	1994,37

Tabela 21– Temperatura T3 para TC 12,0:1 e T2 igual a 775K

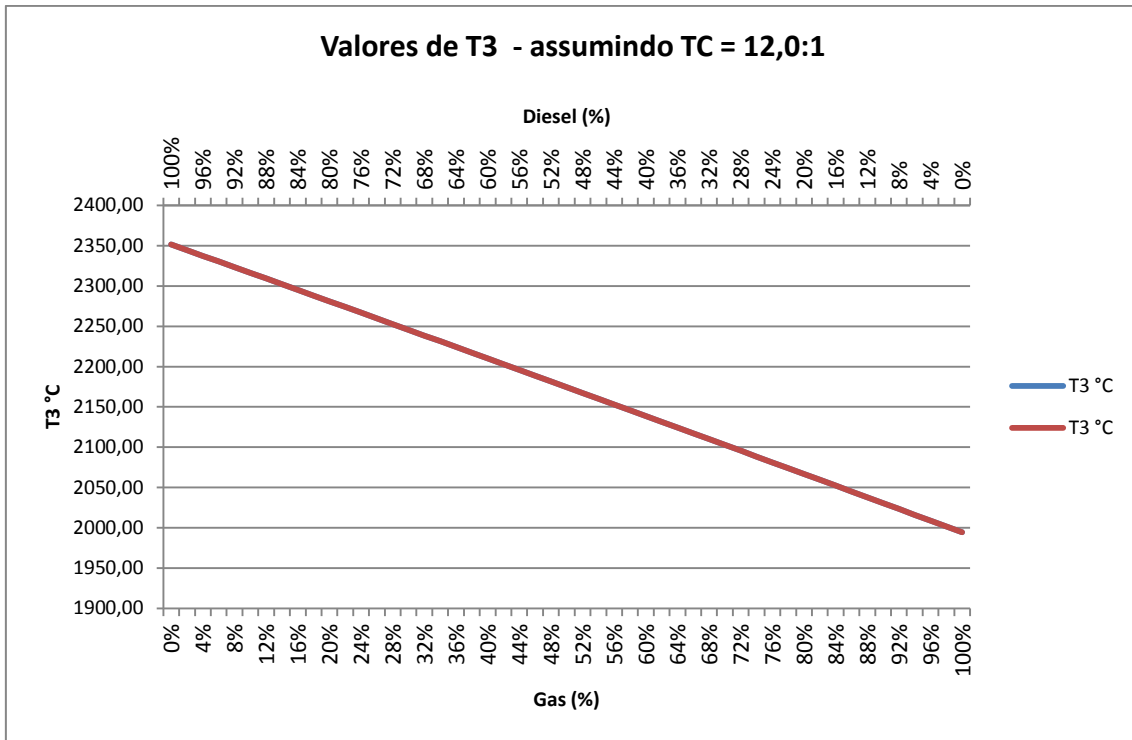


Tabela 22– Temperatura T<sub>3</sub> para TC 12,0:1 e T<sub>2</sub> igual a 775K

Como era de se esperar, considerando a queima de 1kg de mistura ar/combustível, respeitando sempre o percentual de cada combustível, nota-se que, devido ao menor poder calorífico do gás, bem como a menor porção de gás nesta mistura (considerando o valor mais alto da razão ar-combustível para o gás), a temperatura  $T_3$  tende a cair conforme a maior porção do combustível passa a ser de gás.

Passando para o cálculo de  $T_4$ , novamente considera-se a razão de compressão do motor e desta vez a temperatura  $T_3$ . Sabe-se que o processo de expansão do motor (processo 3-4) ocorre sem a adição de calor ao mesmo, assim como no processo de compressão (1-2). A partir disto pode-se afirmar que:

29

$$TC = \frac{V_4}{V_3} = \frac{v_{r4}}{v_{r3}}$$

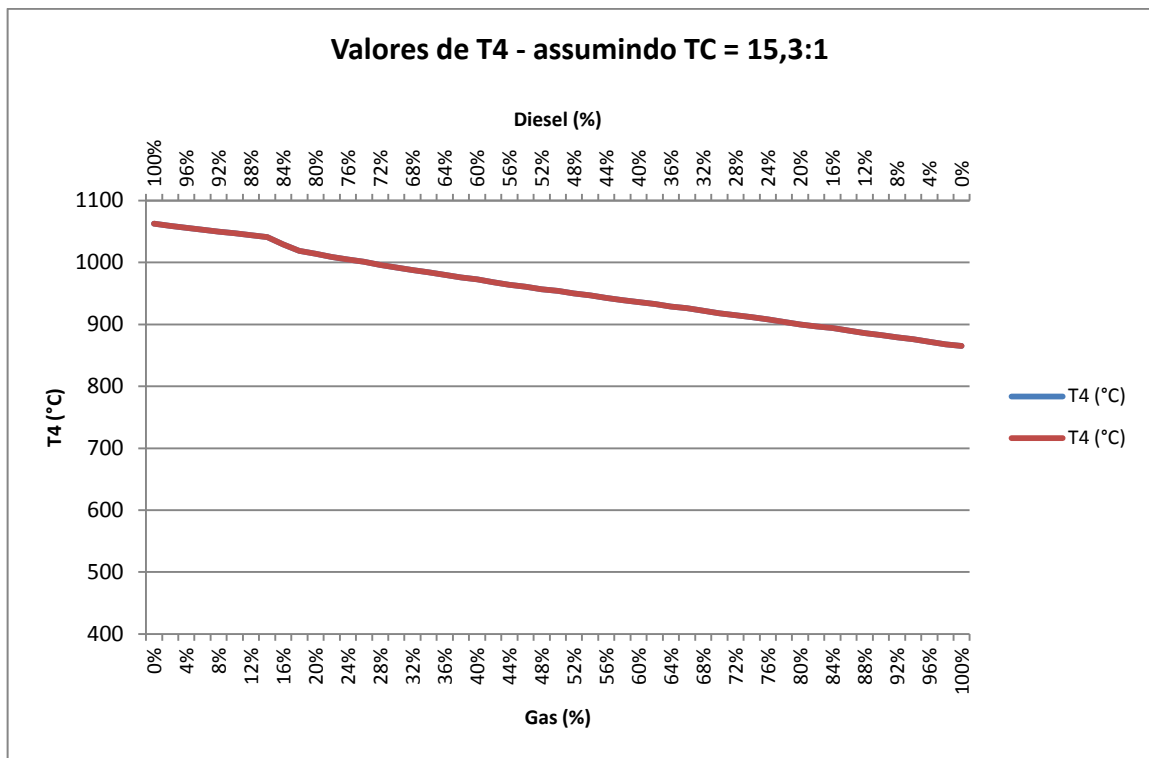
A taxa de compressão possui valores já conhecidos, o volume relativo  $v_{r3}$  pode ser determinado a partir de interpolações na tabela A-17 (Yunus A. Çengel, 2016), entrando-se com o valor de  $T_3$  calculado anteriormente. Com isto, isolando  $v_{r4}$  na equação e determinando seu valor, entra-se com o mesmo na tabela A-17 (Yunus A. Çengel, 2016) e determina-se o valor de  $T_4$ .



As tabelas e gráficos a seguir apresentam os valores calculados para  $T_4$  levando em conta os 2 cenários de taxa de compressão, 15,3:1 e 12,0:1 .

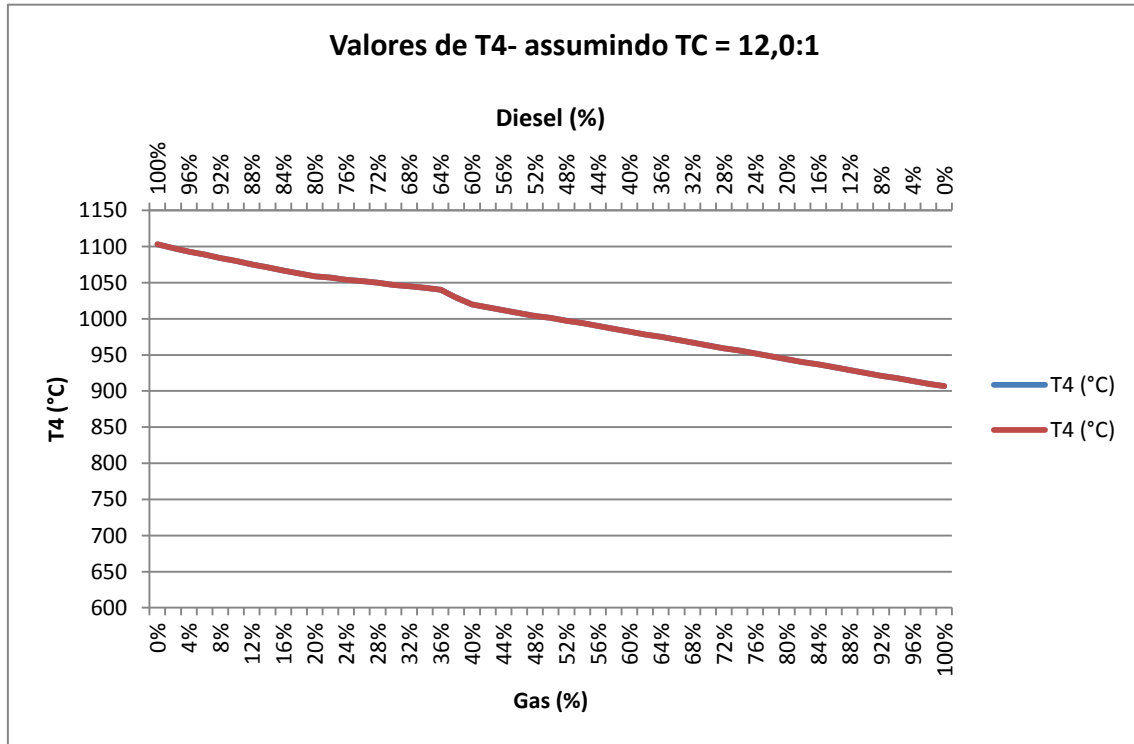
<i>Valores de T4 - assumindo TC = 15,3:1</i>					
<i>Gás (%)</i>	<i>Diesel (%)</i>	<i>T3</i>	<i>Vr3</i>	<i>Vr4</i>	<i>T4</i>
0%	100%	2416,41	1,37	21,00	1063
2%	98%	2409,39	1,39	21,32	1059
4%	96%	2402,37	1,41	21,64	1056
6%	94%	2395,34	1,43	21,95	1053
8%	92%	2388,31	1,46	22,27	1050
10%	90%	2381,27	1,48	22,59	1047
12%	88%	2374,23	1,50	22,90	1044
14%	86%	2367,18	1,52	23,22	1041
16%	84%	2360,13	1,54	23,54	1029
18%	82%	2353,07	1,56	23,85	1019
20%	80%	2346,01	1,58	24,17	1014
22%	78%	2338,94	1,60	24,53	1009
24%	76%	2331,87	1,62	24,85	1005
26%	74%	2324,79	1,64	25,17	1001
28%	72%	2317,71	1,67	25,48	996
30%	70%	2310,62	1,69	25,80	992
32%	68%	2303,53	1,71	26,12	988
34%	66%	2296,43	1,73	26,44	984
36%	64%	2289,33	1,75	26,75	980
38%	62%	2282,22	1,77	27,07	976
40%	60%	2275,11	1,79	27,39	973
42%	58%	2267,99	1,81	27,75	968
44%	56%	2260,87	1,83	28,07	964
46%	54%	2253,74	1,86	28,38	961
48%	52%	2246,61	1,88	28,70	957
50%	50%	2239,47	1,90	29,02	954
52%	48%	2232,33	1,92	29,33	950
54%	46%	2225,18	1,94	29,65	947
56%	44%	2218,03	1,96	29,97	943
58%	42%	2210,87	1,98	30,33	939
60%	40%	2203,71	2,00	30,65	936
62%	38%	2196,54	2,03	30,98	933
64%	36%	2189,36	2,05	31,33	929
66%	34%	2182,19	2,07	31,68	926
68%	32%	2175,00	2,09	32,03	922
70%	30%	2167,81	2,12	32,43	918
72%	28%	2160,62	2,14	32,78	915
74%	26%	2153,42	2,17	33,13	912
76%	24%	2146,22	2,19	33,50	908

78%	22%	2139,01	2,21	33,89	904
80%	20%	2131,80	2,24	34,33	900
82%	18%	2124,58	2,27	34,72	897
84%	16%	2117,35	2,29	35,11	894
86%	14%	2110,12	2,32	35,49	890
88%	12%	2102,89	2,35	35,94	886
90%	10%	2095,65	2,38	36,35	883
92%	8%	2088,40	2,40	36,78	879
94%	6%	2081,15	2,43	37,20	876
96%	4%	2073,90	2,46	37,69	872
98%	2%	2066,64	2,49	38,12	868
100%	0%	2059,37	2,52	38,54	865

Tabela 23 - Temperatura  $T_4$  para TC 15,3:1Gráfico 9- Temperatura  $T_4$  para TC 15,3:1

<b>Valores de T4- assumindo TC = 12,0:1</b>					
<b>Gás (%)</b>	<b>Diesel (%)</b>	<b>T3</b>	<b>Vr3</b>	<b>Vr4</b>	<b>T4</b>
0%	100%	2351,41	1,57	18,78	1103
2%	98%	2344,39	1,59	19,03	1098
4%	96%	2337,37	1,61	19,28	1093
6%	94%	2330,34	1,63	19,53	1089
8%	92%	2323,31	1,65	19,78	1084
10%	90%	2316,27	1,67	20,02	1080

12%	88%	2309,23	1,69	20,27	1075
14%	86%	2302,18	1,71	20,52	1071
16%	84%	2295,13	1,73	20,77	1067
18%	82%	2288,07	1,75	21,02	1063
20%	80%	2281,01	1,77	21,27	1059
22%	78%	2273,94	1,80	21,55	1057
24%	76%	2266,87	1,82	21,80	1054
26%	74%	2259,79	1,84	22,05	1052
28%	72%	2252,71	1,86	22,30	1050
30%	70%	2245,62	1,88	22,55	1047
32%	68%	2238,53	1,90	22,79	1045
34%	66%	2231,43	1,92	23,04	1043
36%	64%	2224,33	1,94	23,29	1040
38%	62%	2217,22	1,96	23,54	1029
40%	60%	2210,11	1,98	23,79	1020
42%	58%	2202,99	2,01	24,07	1016
44%	56%	2195,87	2,03	24,34	1012
46%	54%	2188,74	2,05	24,61	1008
48%	52%	2181,61	2,07	24,89	1004
50%	50%	2174,47	2,10	25,16	1001
52%	48%	2167,33	2,12	25,43	997
54%	46%	2160,18	2,14	25,71	994
56%	44%	2153,03	2,17	25,98	990
58%	42%	2145,87	2,19	26,32	986
60%	40%	2138,71	2,22	26,62	982
62%	38%	2131,54	2,24	26,93	978
64%	36%	2124,36	2,27	27,23	975
66%	34%	2117,19	2,29	27,53	971
68%	32%	2110,00	2,32	27,84	967
70%	30%	2102,81	2,35	28,19	963
72%	28%	2095,62	2,38	28,51	959
74%	26%	2088,42	2,40	28,85	956
76%	24%	2081,22	2,43	29,18	952
78%	22%	2074,01	2,46	29,51	948
80%	20%	2066,80	2,49	29,90	944
82%	18%	2059,58	2,52	30,23	940
84%	16%	2052,35	2,55	30,56	937
86%	14%	2045,12	2,58	30,93	933
88%	12%	2037,89	2,61	31,35	929
90%	10%	2030,65	2,64	31,72	925
92%	8%	2023,40	2,67	32,09	921
94%	6%	2016,15	2,71	32,46	918
96%	4%	2008,90	2,74	32,89	914
98%	2%	2001,64	2,77	33,26	910
100%	0%	1994,37	2,81	33,67	907

Tabela 24 – Temperatura  $T_4$  para TC 12,0:1Gráfico 10 – Temperatura  $T_4$  para TC 12,0:1

Novamente, seguindo a tendência de queda na temperatura notada no cálculo de  $T_3$ ,  $T_4$  também experimenta queda conforme aumenta-se o percentual de gás.

Após estes cálculos de temperaturas para o ciclo, a próxima etapa consiste na análise da quantidade de calor gerada ( $Q$  em KJ) e o rendimento térmico ( $\eta$ ) para cada percentual de diesel e gás e cada uma das taxas de compressão em análise. Para isto são utilizadas as fórmulas de quantidade de calor que entra e sai dos ciclos assumindo-se as hipóteses do ar padrão frio. Além disto, são considerados os calores específicos da seguinte forma: calor específico a volume constante ( $c_v$ ) para gás e calor específico a pressão constante ( $c_p$ ) para diesel, pois o mesmo é aproximado por um líquido incompressível. Com estes dados tem-se o resultado de calor e rendimento do ciclo considerando a combustão de 1kg de mistura ar-combustível.

Os gráficos e tabelas a seguir apresentam as informações utilizadas e resultados obtidos para cada situação acima considerada.

<i>Q final (KJ) - assumindo TC = 15,3:1</i>					
<i>Gás (%)</i>	<i>Diesel (%)</i>	<i>Q entra (KJ)</i>	<i>Q sai (KJ)</i>	<i>Q total (KJ)</i>	<i>Rendimento (<math>\eta</math>)</i>

0%	100%	2784,56	1351,29	1433,27	51,47%
2%	98%	2771,19	1343,76	1427,44	51,51%
4%	96%	2757,82	1337,99	1419,83	51,48%
6%	94%	2744,45	1332,22	1412,23	51,46%
8%	92%	2731,08	1326,46	1404,62	51,43%
10%	90%	2717,71	1320,71	1397,01	51,40%
12%	88%	2704,35	1314,96	1389,39	51,38%
14%	86%	2690,98	1309,21	1381,77	51,35%
16%	84%	2677,61	1287,61	1390,00	51,91%
18%	82%	2664,24	1269,55	1394,69	52,35%
20%	80%	2650,87	1260,30	1390,57	52,46%
22%	78%	2637,50	1251,06	1386,44	52,57%
24%	76%	2624,13	1243,58	1380,55	52,61%
26%	74%	2610,76	1236,11	1374,65	52,65%
28%	72%	2597,39	1226,89	1370,50	52,76%
30%	70%	2584,02	1219,43	1364,60	52,81%
32%	68%	2570,65	1211,97	1358,68	52,85%
34%	66%	2557,28	1204,52	1352,77	52,90%
36%	64%	2543,91	1197,07	1346,84	52,94%
38%	62%	2530,54	1189,63	1340,91	52,99%
40%	60%	2517,18	1183,95	1333,23	52,97%
42%	58%	2503,81	1174,76	1329,04	53,08%
44%	56%	2490,44	1167,34	1323,10	53,13%
46%	54%	2477,07	1161,67	1315,40	53,10%
48%	52%	2463,70	1154,25	1309,45	53,15%
50%	50%	2450,33	1148,59	1301,74	53,13%
52%	48%	2436,96	1141,18	1295,78	53,17%
54%	46%	2423,59	1135,53	1288,06	53,15%
56%	44%	2410,22	1128,13	1282,09	53,19%
58%	42%	2396,85	1120,74	1276,12	53,24%
60%	40%	2383,48	1115,10	1268,39	53,22%
62%	38%	2370,11	1109,46	1260,65	53,19%
64%	36%	2356,74	1102,08	1254,67	53,24%
66%	34%	2343,37	1096,45	1246,93	53,21%
68%	32%	2330,01	1089,08	1240,93	53,26%
70%	30%	2316,64	1081,71	1234,92	53,31%
72%	28%	2303,27	1076,10	1227,17	53,28%
74%	26%	2289,90	1070,48	1219,41	53,25%
76%	24%	2276,53	1063,13	1213,40	53,30%
78%	22%	2263,16	1055,78	1207,37	53,35%
80%	20%	2249,79	1048,44	1201,35	53,40%
82%	18%	2236,42	1042,85	1193,57	53,37%
84%	16%	2223,05	1037,25	1185,80	53,34%
86%	14%	2209,68	1029,93	1179,76	53,39%
88%	12%	2196,31	1022,60	1173,71	53,44%
90%	10%	2182,94	1017,02	1165,92	53,41%
92%	8%	2169,57	1009,71	1159,87	53,46%

94%	6%	2156,20	1004,14	1152,07	53,43%
96%	4%	2142,84	996,83	1146,00	53,48%
98%	2%	2129,47	989,53	1139,93	53,53%
100%	0%	2116,10	983,97	1132,12	53,50%

Tabela 25 – Quantidades de calor (KJ) e rendimento do ciclo assumindo TC 15,3:1

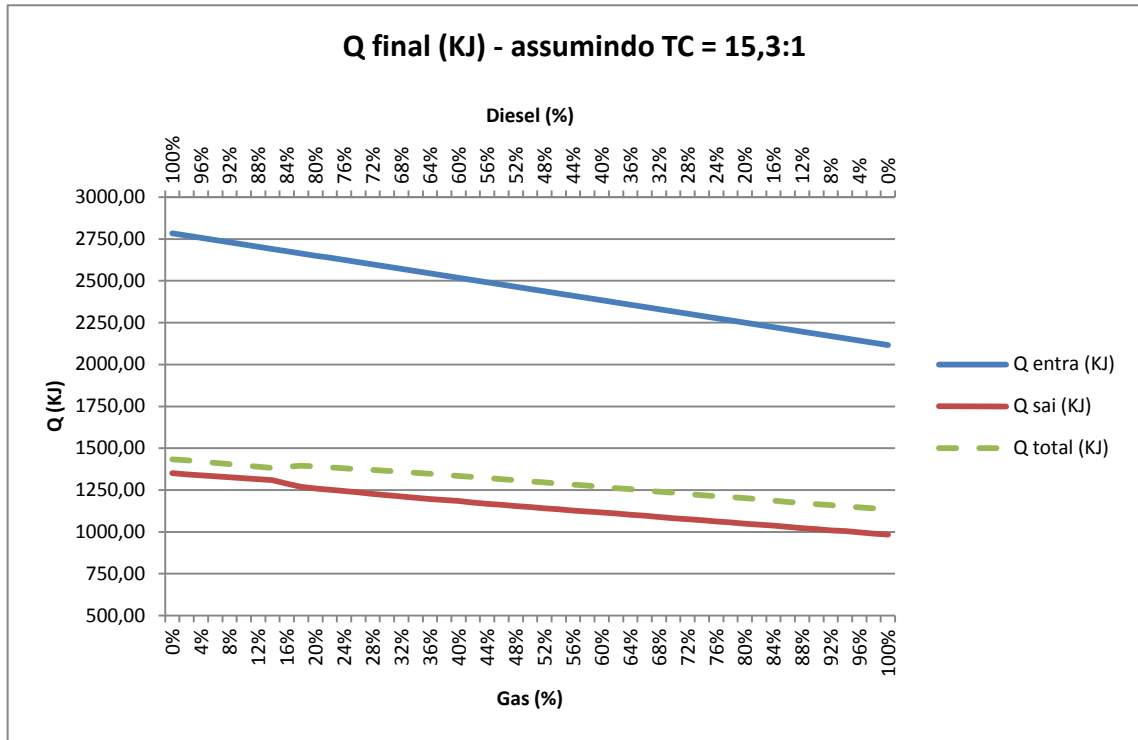


Gráfico 11 – Quantidades de calor (KJ) do ciclo assumindo TC 15,3:1

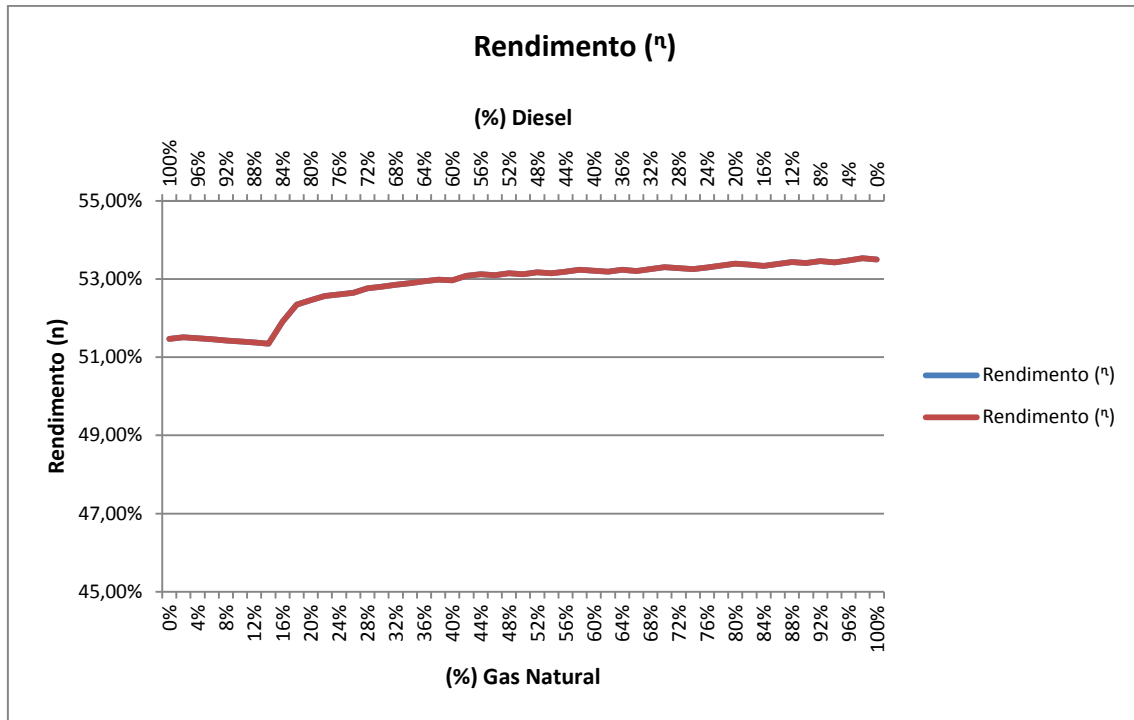


Gráfico 12 – Rendimento do ciclo assumindo TC 15,3:1

<i>Diferença de calor assumindo mesmo percentual de combustível (15,3:1)</i>			
<b>Gás (%)</b>	<b>Diesel (%)</b>	<b>Diferença nominal de Q gerado (kW)</b>	<b>diferença percentual</b>
100%	100%	301,14	21,0%
98%	98%	287,50	20,1%
96%	96%	273,83	19,3%
94%	94%	260,16	18,4%
92%	92%	244,75	17,4%
90%	90%	231,09	16,5%
88%	88%	215,68	15,5%
86%	86%	202,01	14,6%
84%	84%	204,20	14,7%
82%	82%	201,12	14,4%
80%	80%	189,22	13,6%
78%	78%	179,07	12,9%
76%	76%	167,15	12,1%
74%	74%	155,24	11,3%
72%	72%	143,33	10,5%
70%	70%	129,67	9,5%
68%	68%	117,76	8,7%
66%	66%	105,84	7,8%
64%	64%	92,18	6,8%
62%	62%	80,26	6,0%
60%	60%	64,84	4,9%
58%	58%	52,93	4,0%
56%	56%	41,01	3,1%
54%	54%	27,34	2,1%

52%	52%	13,67	1,0%
50%	50%	0,00	0,0%

Tabela 26 - Diferença de calor nominal do ciclo assumindo TC 15,3:1 e mesmo percentual de combustível

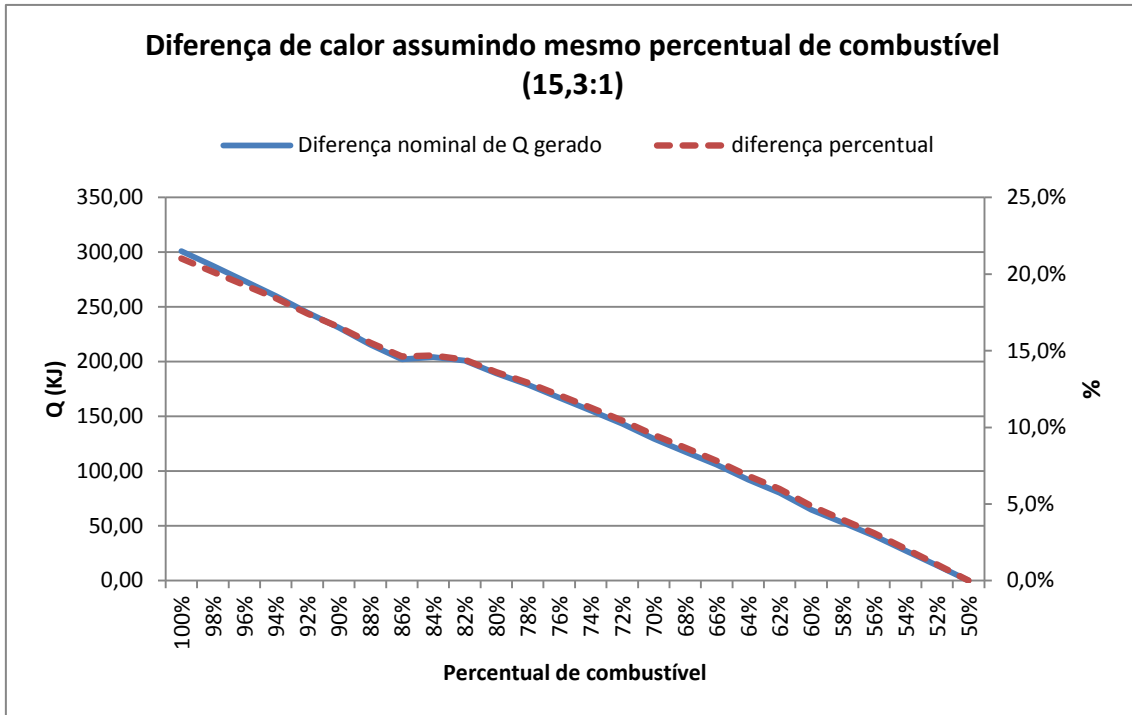


Gráfico 13 - Diferença de calor nominal do ciclo assumindo TC 15,3:1 e mesmo percentual de combustível

<i>Q final (KJ) - assumindo TC = 12,0:1</i>						
<i>Gás (%)</i>	<i>Diesel (%)</i>	<i>Q entra (KJ)</i>	<i>Q sai (KJ)</i>	<i>Q total (KJ)</i>	<i>Rendimento (%)</i>	<i>Diferença de rendimento</i>
0%	100%	2784,56	1421,95	1362,61	48,93%	4,93%
2%	98%	2771,19	1412,62	1358,57	49,02%	4,82%
4%	96%	2757,82	1403,30	1354,52	49,12%	4,60%
6%	94%	2744,45	1395,75	1348,71	49,14%	4,50%
8%	92%	2731,08	1386,44	1344,65	49,23%	4,27%
10%	90%	2717,71	1378,90	1338,82	49,26%	4,17%
12%	88%	2704,35	1369,60	1334,75	49,36%	3,93%
14%	86%	2690,98	1362,07	1328,91	49,38%	3,83%
16%	84%	2677,61	1354,54	1323,06	49,41%	4,82%
18%	82%	2664,24	1347,02	1317,21	49,44%	5,56%
20%	80%	2650,87	1339,51	1311,36	49,47%	5,70%
22%	78%	2637,50	1335,52	1301,98	49,36%	6,09%
24%	76%	2624,13	1329,77	1294,36	49,33%	6,24%
26%	74%	2610,76	1325,79	1284,97	49,22%	6,52%



28%	72%	2597,39	1321,80	1275,59	49,11%	6,93%
30%	70%	2584,02	1316,07	1267,96	49,07%	7,08%
32%	68%	2570,65	1312,09	1258,56	48,96%	7,37%
34%	66%	2557,28	1308,11	1249,17	48,85%	7,66%
36%	64%	2543,91	1302,39	1241,53	48,80%	7,82%
38%	62%	2530,54	1282,63	1247,92	49,31%	6,94%
40%	60%	2517,18	1266,39	1250,79	49,69%	6,18%
42%	58%	2503,81	1258,92	1244,88	49,72%	6,33%
44%	56%	2490,44	1251,47	1238,97	49,75%	6,36%
46%	54%	2477,07	1244,02	1233,05	49,78%	6,26%
48%	52%	2463,70	1236,57	1227,13	49,81%	6,29%
50%	50%	2450,33	1230,88	1219,45	49,77%	6,32%
52%	48%	2436,96	1223,44	1213,52	49,80%	6,35%
54%	46%	2423,59	1217,76	1205,83	49,75%	6,38%
56%	44%	2410,22	1210,33	1199,89	49,78%	6,41%
58%	42%	2396,85	1202,91	1193,94	49,81%	6,44%
60%	40%	2383,48	1195,49	1187,99	49,84%	6,34%
62%	38%	2370,11	1188,08	1182,03	49,87%	6,24%
64%	36%	2356,74	1182,42	1174,32	49,83%	6,40%
66%	34%	2343,37	1175,02	1168,36	49,86%	6,30%
68%	32%	2330,01	1167,62	1162,39	49,89%	6,33%
70%	30%	2316,64	1160,22	1156,41	49,92%	6,36%
72%	28%	2303,27	1152,84	1150,43	49,95%	6,25%
74%	26%	2289,90	1147,20	1142,70	49,90%	6,29%
76%	24%	2276,53	1139,82	1136,71	49,93%	6,32%
78%	22%	2263,16	1132,44	1130,72	49,96%	6,35%
80%	20%	2249,79	1125,07	1124,72	49,99%	6,38%
82%	18%	2236,42	1117,71	1118,71	50,02%	6,27%
84%	16%	2223,05	1112,09	1110,96	49,97%	6,31%
86%	14%	2209,68	1104,73	1104,95	50,00%	6,34%
88%	12%	2196,31	1097,38	1098,93	50,04%	6,37%
90%	10%	2182,94	1090,04	1092,90	50,07%	6,26%
92%	8%	2169,57	1082,70	1086,87	50,10%	6,29%
94%	6%	2156,20	1077,10	1079,10	50,05%	6,33%
96%	4%	2142,84	1069,77	1073,07	50,08%	6,36%
98%	2%	2129,47	1062,44	1067,02	50,11%	6,40%
100%	0%	2116,10	1056,86	1059,24	50,06%	6,44%

Tabela 27– Quantidades de calor (KJ) e rendimento do ciclo assumindo TC 12,0:1

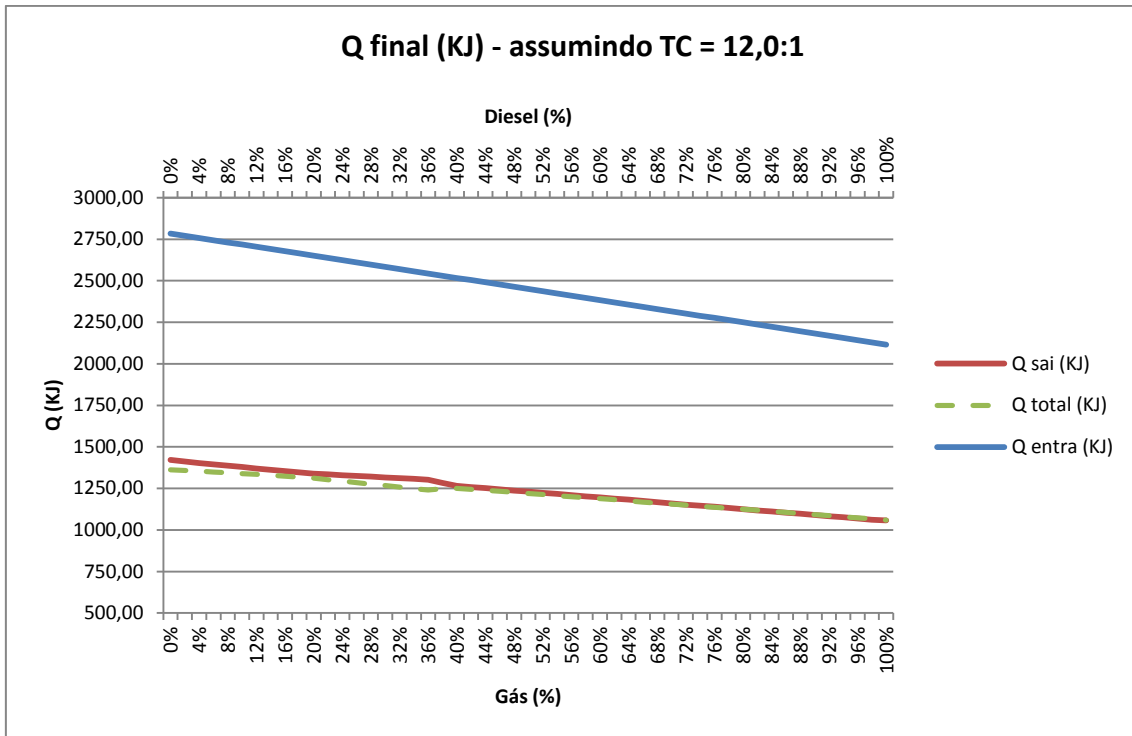


Gráfico 14– Quantidades de calor (KJ) do ciclo assumindo TC 12,0:1

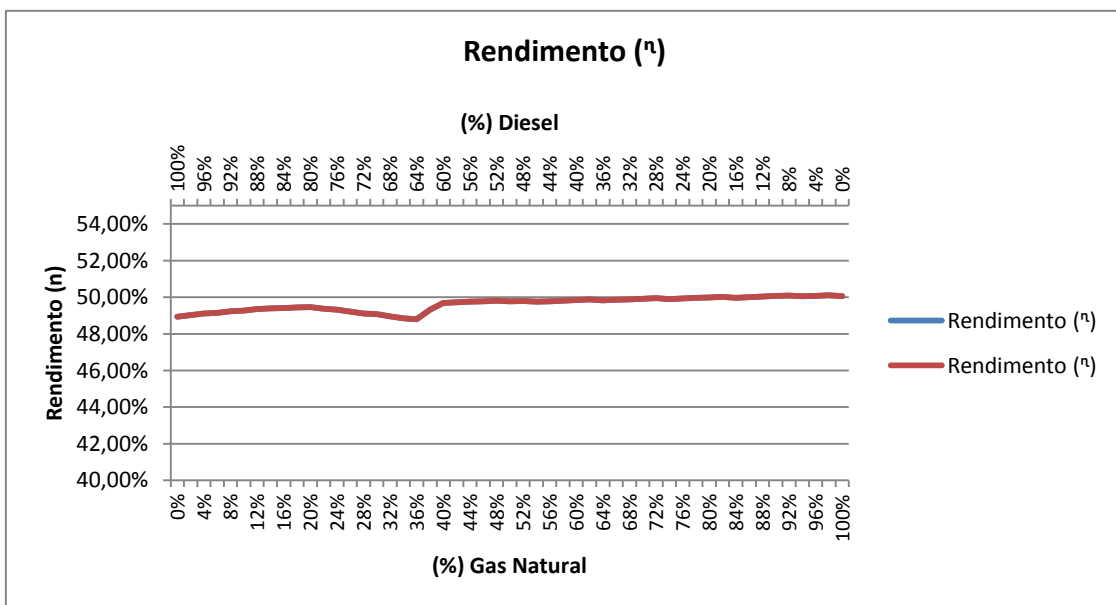


Gráfico 15– Rendimento do ciclo assumindo TC 12,0:1

<i>Diferença de calor assumindo mesmo percentual de combustível (12,0:1)</i>			
<i>Gás (%)</i>	<i>Diesel (%)</i>	<i>Diferença nominal de Q gerado</i>	<i>diferença percentual</i>
100%	100%	303,37	22,3%
98%	98%	291,55	21,5%
96%	96%	281,46	20,8%

94%	94%	269,60	20,0%
92%	92%	257,77	19,2%
90%	90%	245,91	18,4%
88%	88%	235,82	17,7%
86%	86%	223,96	16,9%
84%	84%	212,10	16,0%
82%	82%	198,50	15,1%
80%	80%	186,64	14,2%
78%	78%	171,26	13,2%
76%	76%	157,65	12,2%
74%	74%	142,27	11,1%
72%	72%	125,16	9,8%
70%	70%	111,54	8,8%
68%	68%	96,18	7,6%
66%	66%	80,81	6,5%
64%	64%	67,20	5,4%
62%	62%	65,89	5,3%
60%	60%	62,80	5,0%
58%	58%	50,94	4,1%
56%	56%	39,08	3,2%
54%	54%	27,22	2,2%
52%	52%	13,61	1,1%
50%	50%	0,00	0,0%

Tabela 28 - Diferença de potência do ciclo assumindo TC 12,0:1 e mesmo percentual de combustível

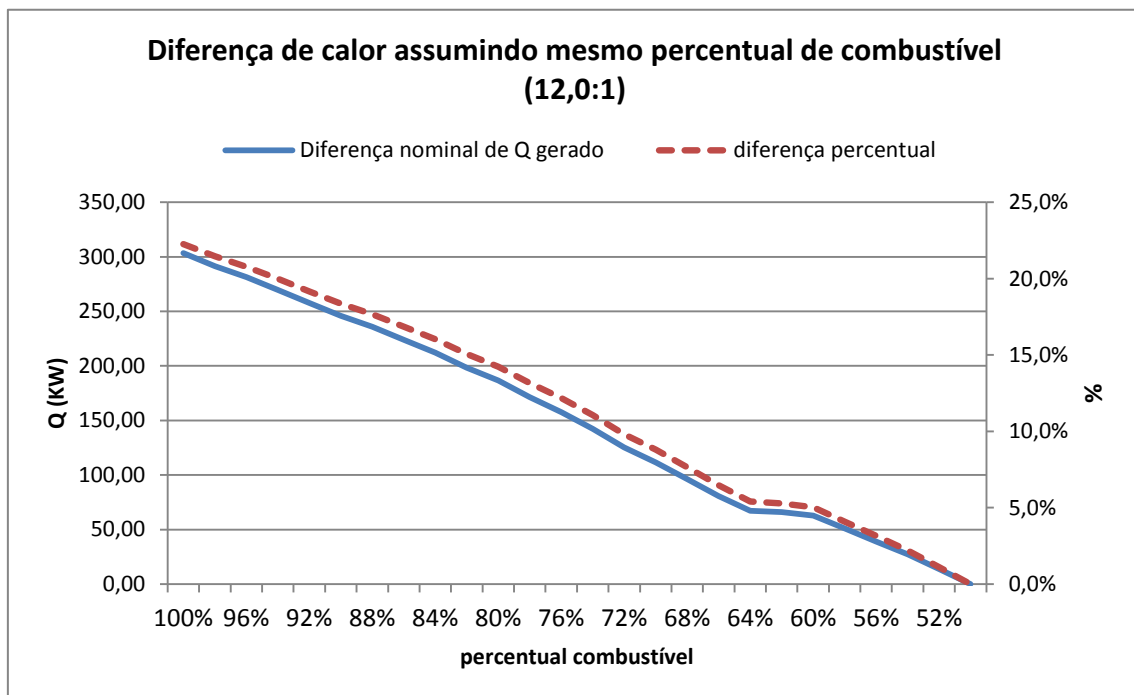


Gráfico 16 - Diferença de calor do ciclo assumindo TC 12,0:1 e mesmo percentual de combustível

A análise dos gráficos e tabelas permite corroborar ainda mais o que pode ser observado na análise das temperaturas de combustão. O gás natural por possuir menor poder calorífico que o diesel e maior razão ar-combustível acaba por produzir menores temperaturas de combustão e exaustão e, por consequência, menor quantidade de calor por ciclo. A diferença de potencial nominal chega a faixa de 300 KJ para ambas as taxas de compressão (cerca de 20%) quando considerados os mesmos percentuais de combustíveis.

Apesar disto, cabe ressaltar que, quanto maior o percentual de gás, maior o rendimento apresentado pelo ciclo, demonstrando que apesar de gerar uma quantidade de energia térmica menor, a queima do gás se dá de maneira mais eficiente, aproveitando melhor a energia química ofertada pelo combustível.

Outro ponto que é importante notar são os diferentes resultados apresentados pela taxa de compressão. Sabe-se que o gás não consegue queimar em segurança, isto é, sem o risco de batida de pino a taxas de compressão da ordem 15:1, porém, afora isso, nota-se claramente, para ambos os combustíveis, a redução do rendimento conforme reduz-se a taxa de compressão é nítida, chegada a quase 8% em alguns cenários.

De forma a elucidar com efetividade a conversão de motores diesel para dual-fuel, a quarta e última etapa da sessão de cálculos será a elaboração de estudo assumindo um motor fictício, cujos dados principais são: cilindrada ou deslocamento total por cilindro igual a 160L (cm<sup>3</sup>) e taxa de compressão 15,3:1.

Feitas estas considerações em relação ao motor, o próximo passo é determinar o quanto de combustível, seja ele gás ou diesel este motor pode queimar. Realizando os cálculos estequiométricos chega-se aos seguintes valores:

<i>Volume do cilindro (L)</i>		<i>160</i>
<i>TC:</i>	<i>15,3:1</i>	
<i>Combustível</i>	<i>Volume máximo (L)</i>	<i>Massa específica (kg/L)</i>
Gás	11,0193	0,00398
Diesel	0,0577	1

Tabela 29 – capacidades do motor de 160 L de deslocamento volumétrico

Com base nestes dados, será utilizada a equação 17 (que utiliza PCI para cálculo de potência) e a equação abaixo para cálculo de consumo específico abaixo (em kg/s), para determinar as principais características termodinâmica deste motor.

30

$$CEC = PCI \times CMC \times \%_{\text{combustível}} \left( \frac{kg}{s} \right)$$

Onde CEC significa consumo específico de combustível, PCI poder calorífico inferior e CMC consumo máximo de combustível, que indica o máximo que o motor consegue consumir assumindo as limitações volumétricas para queima de mistura ar-combustível.

É importante ressaltar que os valores de rendimento térmico utilizados serão os mesmos obtidos pela análise termodinâmica quando considerada a taxa de compressão de 15,3:1. Estes dados estão disponíveis na Tabela 30– Dados de performance motor 160L.

Abaixo seguem os dados obtidos:

<b>Motor: 160L - Assumindo TC= 15,3 :1</b>							
<b>Gás (%)</b>	<b>Diesel (%)</b>	<b>Potência Gás (kW)</b>	<b>Potência Diesel (kW)</b>	<b>CEC Gás (kg/s)</b>	<b>CEC diesel (kg/s)</b>	<b>Rendimento (%)</b>	<b>Potência total (kW)</b>
0%	100%	0,00	1191,69	0,000000	0,057699	51,47%	1191,69
2%	98%	0,33	1145,34	0,000877	0,056545	51,51%	1145,67
4%	96%	1,33	1098,51	0,001754	0,055391	51,48%	1099,84
6%	94%	2,99	1052,68	0,002632	0,054237	51,46%	1055,67
8%	92%	5,32	1007,84	0,003509	0,053083	51,43%	1013,15
10%	90%	8,30	963,98	0,004386	0,051929	51,40%	972,29
12%	88%	11,95	921,12	0,005263	0,050775	51,38%	933,07
14%	86%	16,25	879,25	0,006141	0,049621	51,35%	895,51
16%	84%	21,46	848,04	0,007018	0,048467	51,91%	869,50
18%	82%	27,39	814,93	0,007895	0,047313	52,35%	842,33
20%	80%	33,89	777,28	0,008772	0,046159	52,46%	811,16
22%	78%	41,09	740,44	0,009650	0,045005	52,57%	781,53
24%	76%	48,94	703,53	0,010527	0,043851	52,61%	752,47
26%	74%	57,48	667,54	0,011404	0,042697	52,65%	725,03
28%	72%	66,81	633,28	0,012281	0,041543	52,76%	700,09
30%	70%	76,76	599,09	0,013159	0,040389	52,81%	675,85
32%	68%	87,41	565,83	0,014036	0,039235	52,85%	653,23
34%	66%	98,76	533,49	0,014913	0,038082	52,90%	632,24
36%	64%	110,81	502,07	0,015790	0,036928	52,94%	612,89
38%	62%	123,57	471,59	0,016668	0,035774	52,99%	595,16

40%	60%	136,86	441,45	0,017545	0,034620	52,97%	578,32
42%	58%	151,22	413,41	0,018422	0,033466	53,08%	564,64
44%	56%	166,11	385,73	0,019299	0,032312	53,13%	551,84
46%	54%	181,47	358,51	0,020177	0,031158	53,10%	539,98
48%	52%	197,77	332,73	0,021054	0,030004	53,15%	530,50
50%	50%	214,49	307,49	0,021931	0,028850	53,13%	521,98
52%	48%	232,20	283,63	0,022808	0,027696	53,17%	515,83
54%	46%	250,29	260,37	0,023686	0,026542	53,15%	510,65
56%	44%	269,41	238,43	0,024563	0,025388	53,19%	507,84
58%	42%	289,25	217,44	0,025440	0,024234	53,24%	506,69
60%	40%	309,40	197,13	0,026317	0,023080	53,22%	506,53
62%	38%	330,21	177,82	0,027195	0,021926	53,19%	508,03
64%	36%	352,17	159,74	0,028072	0,020772	53,24%	511,91
66%	34%	374,34	142,41	0,028949	0,019618	53,21%	516,75
68%	32%	397,72	126,26	0,029826	0,018464	53,26%	523,99
70%	30%	421,85	111,07	0,030704	0,017310	53,31%	532,92
72%	28%	446,07	96,71	0,031581	0,016156	53,28%	542,78
74%	26%	470,95	83,34	0,032458	0,015002	53,25%	554,29
76%	24%	497,20	71,08	0,033335	0,013848	53,30%	568,28
78%	22%	524,19	59,78	0,034213	0,012694	53,35%	583,97
80%	20%	551,93	49,45	0,035090	0,011540	53,40%	601,38
82%	18%	579,56	40,03	0,035967	0,010386	53,37%	619,60
84%	16%	607,85	31,61	0,036844	0,009232	53,34%	639,46
86%	14%	637,73	24,23	0,037722	0,008078	53,39%	661,95
88%	12%	668,36	17,82	0,038599	0,006924	53,44%	686,17
90%	10%	698,69	12,37	0,039476	0,005770	53,41%	711,06
92%	8%	730,78	7,92	0,040353	0,004616	53,46%	738,70
94%	6%	762,46	4,45	0,041231	0,003462	53,43%	766,92
96%	4%	796,00	1,98	0,042108	0,002308	53,48%	797,99
98%	2%	830,30	0,50	0,042985	0,001154	53,53%	830,80
100%	0%	864,04	0,00	0,043862	0,000000	53,50%	864,04

Tabela 30– Dados de performance motor 160L

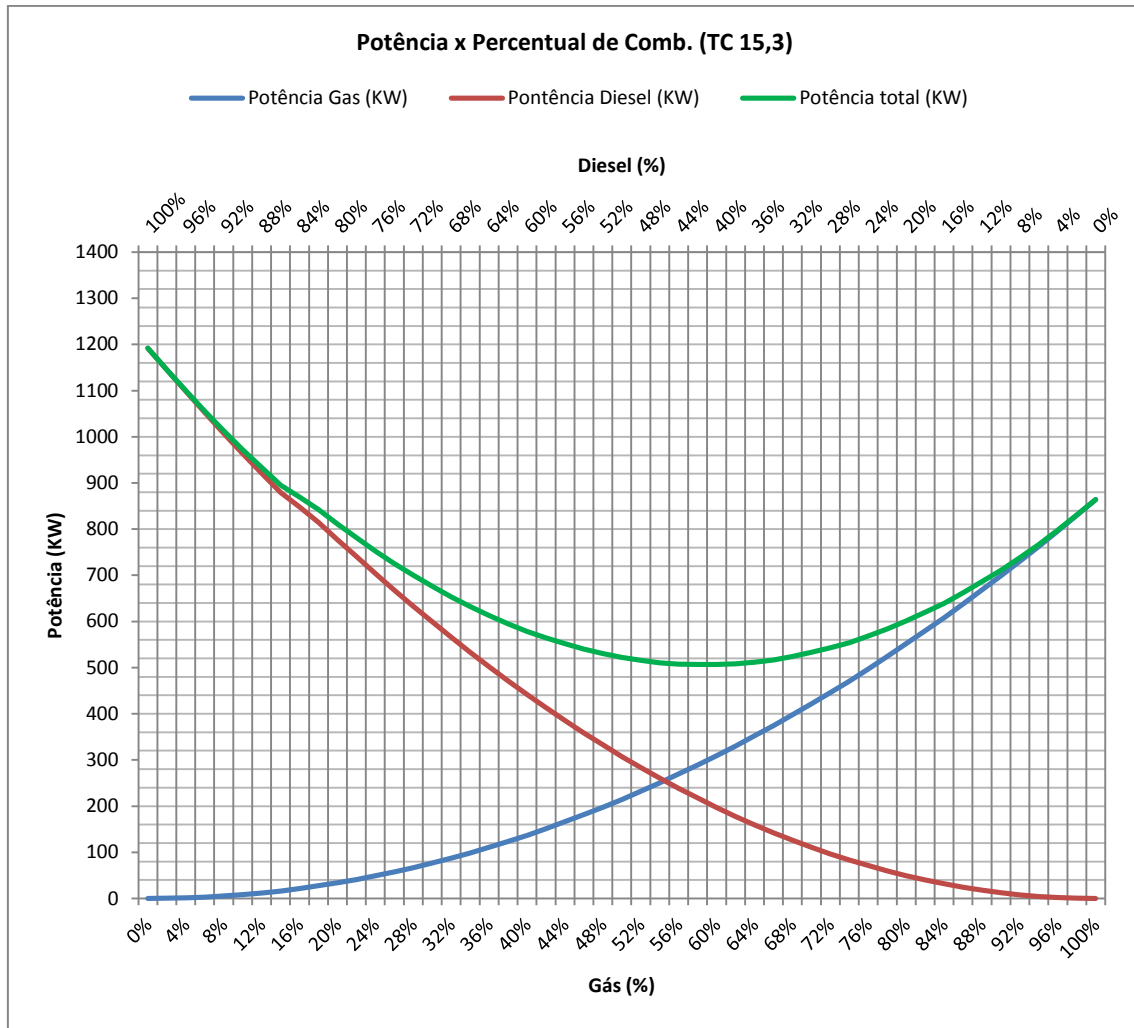


Gráfico 17 – Curvas de potência do motor 160L, diesel, gás e total

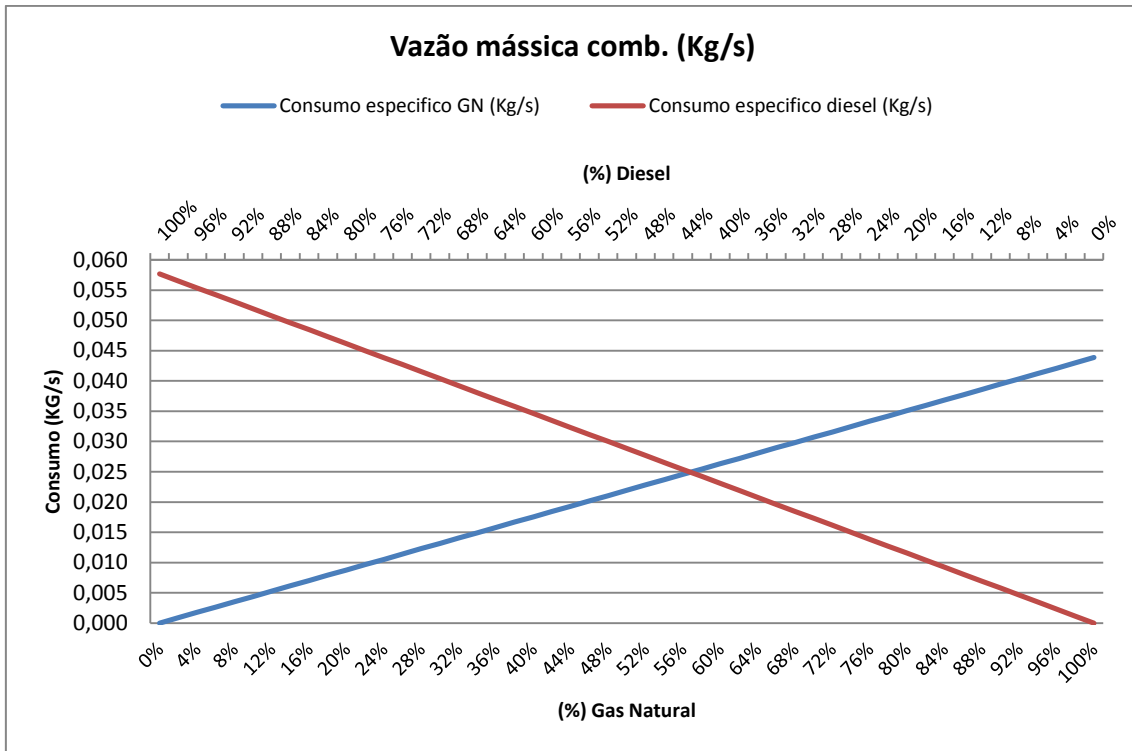


Gráfico 18 - Curvas de consumo específico por combustível

Observando estes gráficos e tabelas, o ponto mais importante desta análise é o comportamento em termos de geração de potência/liberação de energia pelo motor. É possível observar que quando se adiciona o fator limitação de volume disponível para queima da mistura, o comportamento da combustão se altera de maneira significativa. Como o gás necessita de um maior volume de ar para sua queima, até que o mesmo esteja presente em valores suficientes no cilindro para compensar a redução na quantidade de diesel queimado, ocorre uma queda brusca na potência total produzida, gerando uma zona que pode ser considerada como muito ineficiente do ponto de vista de geração de potência. A tabela e gráfico a seguir apresentam as perdas de potência nominal comparando mesmos percentuais de combustível, deixando clara a acentuação da perda quando se considera percentuais menores.

<i>Motor: 160L - Assumindo TC= 15,3 :1</i>			
<b>Gás (%)</b>	<b>Diesel (%)</b>	<b>Diferença de Potência nominal (kW)</b>	<b>Diferença percentual (%)</b>
100%	100%	327,64	27%
98%	98%	315,03	28%
96%	96%	302,51	28%
94%	94%	290,21	28%



92%	92%	277,06	27%
90%	90%	265,29	28%
88%	88%	252,77	27%
86%	86%	241,52	27%
84%	84%	240,19	28%
82%	82%	235,37	29%
80%	80%	225,35	29%
78%	78%	216,24	29%
76%	76%	206,33	29%
74%	74%	196,59	29%
72%	72%	187,22	30%
70%	70%	177,25	30%
68%	68%	168,10	30%
66%	66%	159,15	30%
64%	64%	149,90	30%
62%	62%	141,38	30%
60%	60%	132,05	30%
58%	58%	124,16	30%
56%	56%	116,32	30%
54%	54%	108,22	30%
52%	52%	100,53	30%
50%	50%	93,00	30%
48%	48%	85,86	30%
46%	46%	78,89	30%
44%	44%	72,32	30%
42%	42%	66,22	30%
40%	40%	60,27	31%
38%	38%	54,25	31%
36%	36%	48,93	31%
34%	34%	43,65	31%
32%	32%	38,86	31%
30%	30%	34,32	31%
28%	28%	29,90	31%
26%	26%	25,86	31%
24%	24%	22,14	31%
22%	22%	18,69	31%
20%	20%	15,56	31%
18%	18%	12,64	32%
16%	16%	10,15	32%
14%	14%	7,97	33%
12%	12%	5,87	33%
10%	10%	4,06	33%
8%	8%	2,61	33%
6%	6%	1,46	33%
4%	4%	0,65	33%
2%	2%	0,16	33%
0%	0%	0,00	0%

Tabela 31 – Diferença nominal de potência entre gás e diesel – Motor 160L

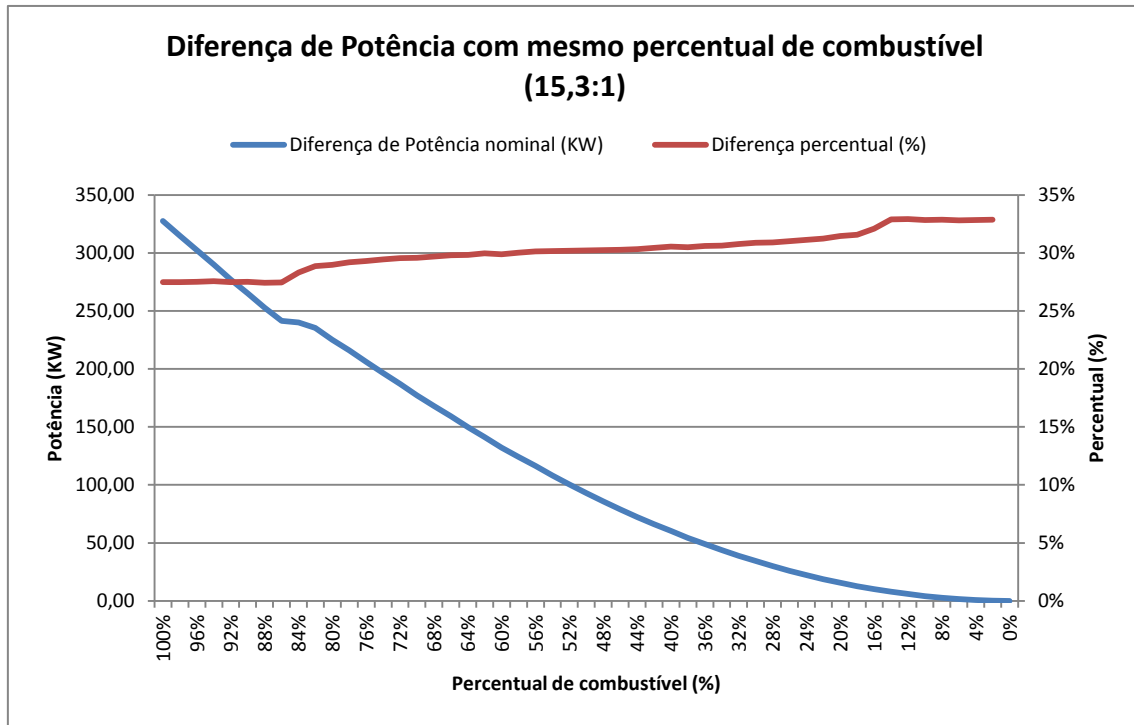


Tabela 32– Diferença nominal de potência entre gás e diesel – Motor 160L

Estes dados ajudam a compreender a opção por fabricantes de motores dual-fuel que optam pela operação ou somente 100% a diesel ou entre 96-98% de gás com 2 a 4% de diesel que irá servir como vela de ignição para a queima do gás. Como exemplo deste dado tem-se o motor 51/60 da MAN (MAN, 51/60 Dual Fuel, Project Guide - Marine. Four Stroke dual fuel engines compliant with IMO TIER II., 2013), que é uma conversão do 48/60 (Turbo, 2004), projetado apenas para diesel.

Nota-se uma perda, quando considerando as condições ideais de operação, na faixa de 27% na potência gerada. Como o objetivo é gerar energia, perdas demasiadas na conversão podem inviabilizar o projeto, logo se faz necessárias modificações que ajudem a minimizar esta perda. Além deste ponto, conforme já apresentado na sessão de cálculos de temperatura, a taxa de compressão de 15,3:1 aquece o gás a uma temperatura acima do limite de autoignição, algo que compromete a segurança da operação do mesmo, portanto a mesma deve ser reduzida.

Considerando ambas as modificações necessárias mencionadas acima, como forma de simular a conversão de um motor diesel para que possa queimar gás natural, o trabalho propõe modificação na geometria do motor, em especial cilindro de forma a garantir aumento volumétrico na ordem de 27%, valor que corresponde a diferença de potência gerada no cenário avaliado anteriormente (160L de deslocamento e taxa de compressão de 15,3:1) e aumento da câmara de combustão de forma a reduzir a taxa de compressão em 21,6%, chegando ao valor de 12,0:1 que conforme já calculado anteriormente, atende perfeitamente a limitação na temperatura de autoignição do gás (reduzindo a mesma de 840K para 775K).

Com isto, o novo motor possui as seguintes características construtivas: deslocamento total de 204L por cilindro e taxa de compressão de 12,0:1. Para este motor, as novas propriedades estequiométricas de queima para os combustíveis são:

<i>Volume do cilindro (L)</i>		<b>204</b>
<i>TC:</i>	<b>12,0:1</b>	
<i>Combustível</i>	<i>Volume máximo (L)</i>	<i>Massa específica (kg/L)</i>
Gás	14,0489	0,00398
Diesel	0,07356	1

Tabela 33 - Propriedades estequiométricas de queima para combustíveis com o motor de 204L

As fórmulas a serem utilizadas serão exatamente as mesmas consideradas para o motor original (160L). Os valores de rendimento a serem utilizados serão os mesmos obtidos quando calculadas as quantidades de calor geradas pela combustão de 1kg de mistura assumindo taxa de compressão como sendo 12,0:1.

Abaixo tem-se todos os resultados obtidos, seguindo a mesma linha para fins comparativos.

<b>Motor: 204L - Assumindo TC= 12 :1</b>							
<b>Gás (%)</b>	<b>Diesel (%)</b>	<b>Potência Gás (kW)</b>	<b>Potência Diesel (kW)</b>	<b>CEC Gás (kg/s)</b>	<b>CEC diesel (kg/s)</b>	<b>Rendimento (%)</b>	<b>Potência Total (kW)</b>
0%	100%	0,00	1444,43	0,00000	0,07356	48,93%	1444,43
2%	98%	0,40	1389,79	0,00112	0,07209	49,02%	1390,19
4%	96%	1,62	1336,12	0,00224	0,07062	49,12%	1337,73
6%	94%	3,64	1281,73	0,00336	0,06915	49,14%	1285,38
8%	92%	6,49	1230,07	0,00447	0,06768	49,23%	1236,56
10%	90%	10,14	1177,83	0,00559	0,06621	49,26%	1187,98
12%	88%	14,63	1128,19	0,00671	0,06474	49,36%	1142,83
14%	86%	19,93	1078,11	0,00783	0,06326	49,38%	1098,04
16%	84%	26,05	1029,14	0,00895	0,06179	49,41%	1055,18
18%	82%	32,98	981,28	0,01007	0,06032	49,44%	1014,26
20%	80%	40,74	934,53	0,01118	0,05885	49,47%	975,28

22%	78%	49,20	886,51	0,01230	0,05738	49,36%	935,70
24%	76%	58,50	840,96	0,01342	0,05591	49,33%	899,46
26%	74%	68,51	795,56	0,01454	0,05444	49,22%	864,07
28%	72%	79,28	751,48	0,01566	0,05297	49,11%	830,76
30%	70%	90,93	709,72	0,01678	0,05149	49,07%	800,65
32%	68%	103,23	668,24	0,01789	0,05002	48,96%	771,47
34%	66%	116,27	628,08	0,01901	0,04855	48,85%	744,34
36%	64%	130,23	590,06	0,02013	0,04708	48,80%	720,29
38%	62%	146,62	559,55	0,02125	0,04561	49,31%	706,17
40%	60%	163,70	528,02	0,02237	0,04414	49,69%	691,73
42%	58%	180,59	493,70	0,02349	0,04267	49,72%	674,29
44%	56%	198,32	460,51	0,02461	0,04120	49,75%	658,83
46%	54%	216,88	428,46	0,02572	0,03972	49,78%	645,34
48%	52%	236,29	397,55	0,02684	0,03825	49,81%	633,84
50%	50%	256,18	367,25	0,02796	0,03678	49,77%	623,43
52%	48%	277,25	338,66	0,02908	0,03531	49,80%	615,91
54%	46%	298,73	310,76	0,03020	0,03384	49,75%	609,49
56%	44%	321,46	284,49	0,03132	0,03237	49,78%	605,95
58%	42%	345,04	259,37	0,03243	0,03090	49,81%	604,41
60%	40%	369,46	235,40	0,03355	0,02943	49,84%	604,86
62%	38%	394,74	212,57	0,03467	0,02795	49,87%	607,31
64%	36%	420,24	190,62	0,03579	0,02648	49,83%	610,86
66%	34%	447,19	170,13	0,03691	0,02501	49,86%	617,31
68%	32%	474,98	150,79	0,03803	0,02354	49,89%	625,77
70%	30%	503,64	132,61	0,03915	0,02207	49,92%	636,25
72%	28%	533,15	115,59	0,04026	0,02060	49,95%	648,74
74%	26%	562,66	99,57	0,04138	0,01913	49,90%	662,23
76%	24%	593,84	84,89	0,04250	0,01766	49,93%	678,74
78%	22%	625,88	71,38	0,04362	0,01618	49,96%	697,26
80%	20%	658,79	59,03	0,04474	0,01471	49,99%	717,82
82%	18%	692,56	47,84	0,04586	0,01324	50,02%	740,40
84%	16%	726,06	37,76	0,04697	0,01177	49,97%	763,83
86%	14%	761,51	28,93	0,04809	0,01030	50,00%	790,44
88%	12%	797,82	21,27	0,04921	0,00883	50,04%	819,09
90%	10%	835,01	14,78	0,05033	0,00736	50,07%	849,79
92%	8%	873,07	9,46	0,05145	0,00589	50,10%	882,53
94%	6%	910,53	5,32	0,05257	0,00441	50,05%	915,85
96%	4%	950,27	2,37	0,05368	0,00294	50,08%	952,63
98%	2%	990,88	0,59	0,05480	0,00147	50,11%	991,47
100%	0%	1030,68	0,00	0,05592	0,00000	50,06%	1030,68

Tabela 34 - Dados de performance motor 204 L

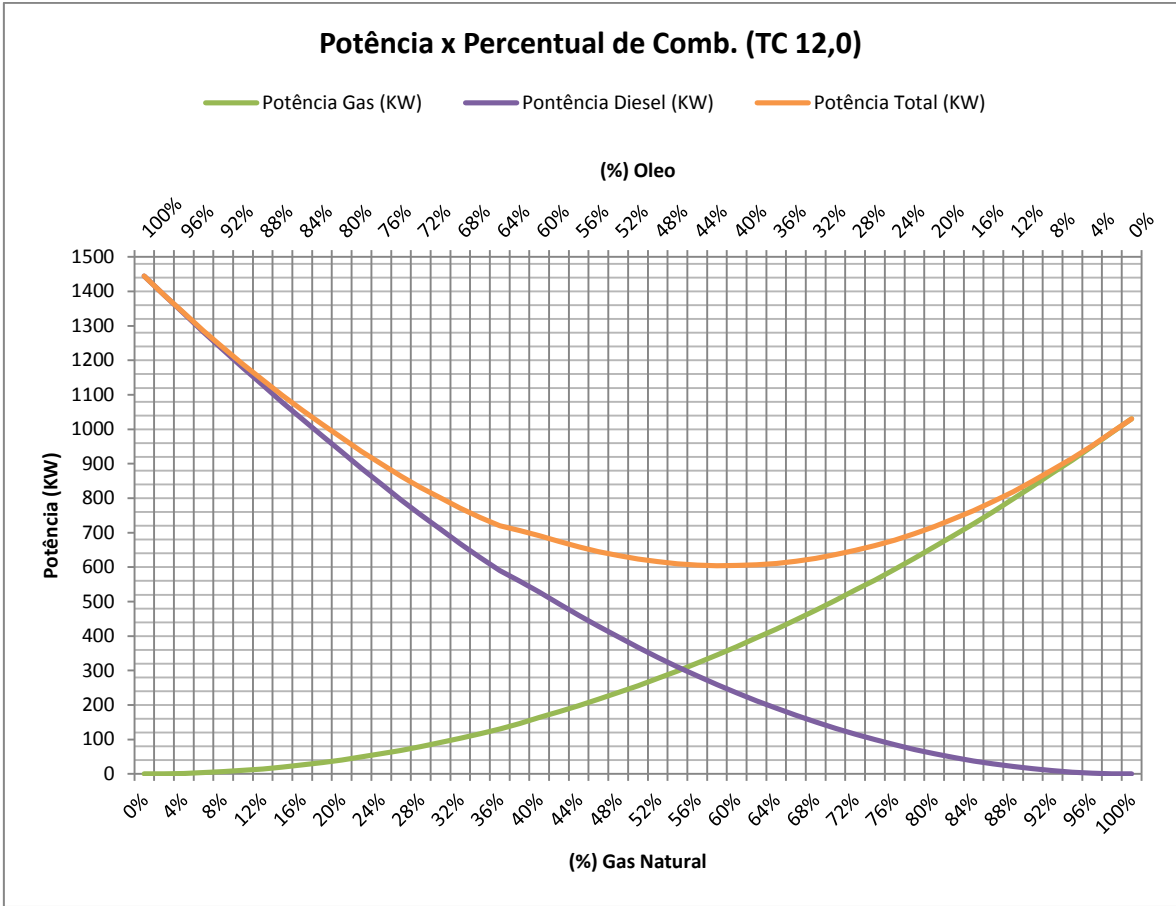


Gráfico 19 – Curvas de potência do motor 204L, diesel, gás e total

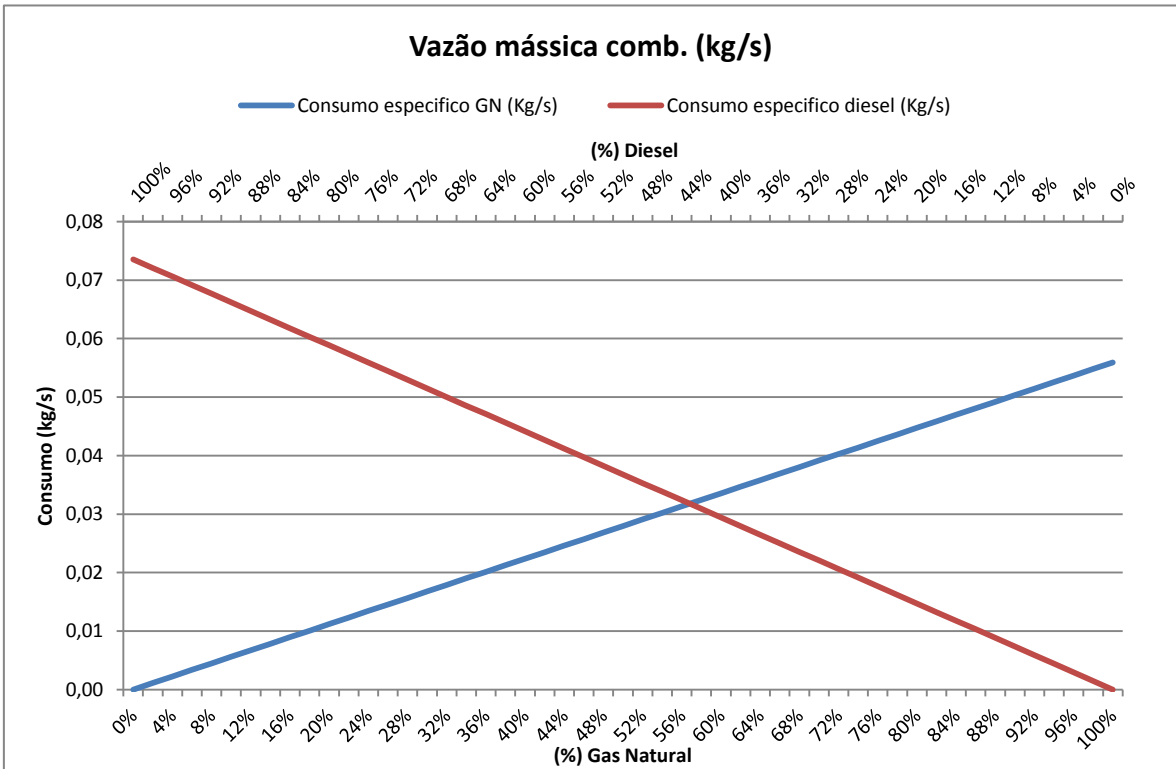


Gráfico 20 - Curvas de consumo específico por combustível

<i>Motor: 204L - Assumindo TC= 12 :1</i>			
<i>Gás (%)</i>	<i>Diesel (%)</i>	<i>Diferença de Potência nominal (kW)</i>	<i>Diferença percentual (%)</i>
100%	100%	413,75	29%
98%	98%	398,91	29%
96%	96%	385,85	29%
94%	94%	371,20	29%
92%	92%	357,00	29%
90%	90%	342,82	29%
88%	88%	330,37	29%
86%	86%	316,60	29%
84%	84%	303,07	29%
82%	82%	288,72	29%
80%	80%	275,74	30%
78%	78%	260,62	29%
76%	76%	247,12	29%
74%	74%	232,90	29%
72%	72%	218,34	29%
70%	70%	206,08	29%
68%	68%	193,26	29%
66%	66%	180,89	29%
64%	64%	169,81	29%
62%	62%	164,81	29%
60%	60%	158,56	30%
58%	58%	148,67	30%
56%	56%	139,05	30%
54%	54%	129,73	30%
52%	52%	120,30	30%
50%	50%	111,07	30%
48%	48%	102,36	30%
46%	46%	93,88	30%
44%	44%	86,18	30%
42%	42%	78,78	30%
40%	40%	71,69	30%
38%	38%	65,95	31%
36%	36%	60,38	32%
34%	34%	53,86	32%
32%	32%	47,56	32%
30%	30%	41,68	31%
28%	28%	36,31	31%
26%	26%	31,07	31%
24%	24%	26,39	31%
22%	22%	22,18	31%
20%	20%	18,28	31%
18%	18%	14,86	31%
16%	16%	11,72	31%
14%	14%	9,00	31%
12%	12%	6,63	31%

10%	10%	4,63	31%
8%	8%	2,98	31%
6%	6%	1,68	32%
4%	4%	0,75	32%
2%	2%	0,19	32%
0%	0%	0,00	0%

Tabela 35 – Diferença nominal de potência entre gás e diesel – Motor 204L

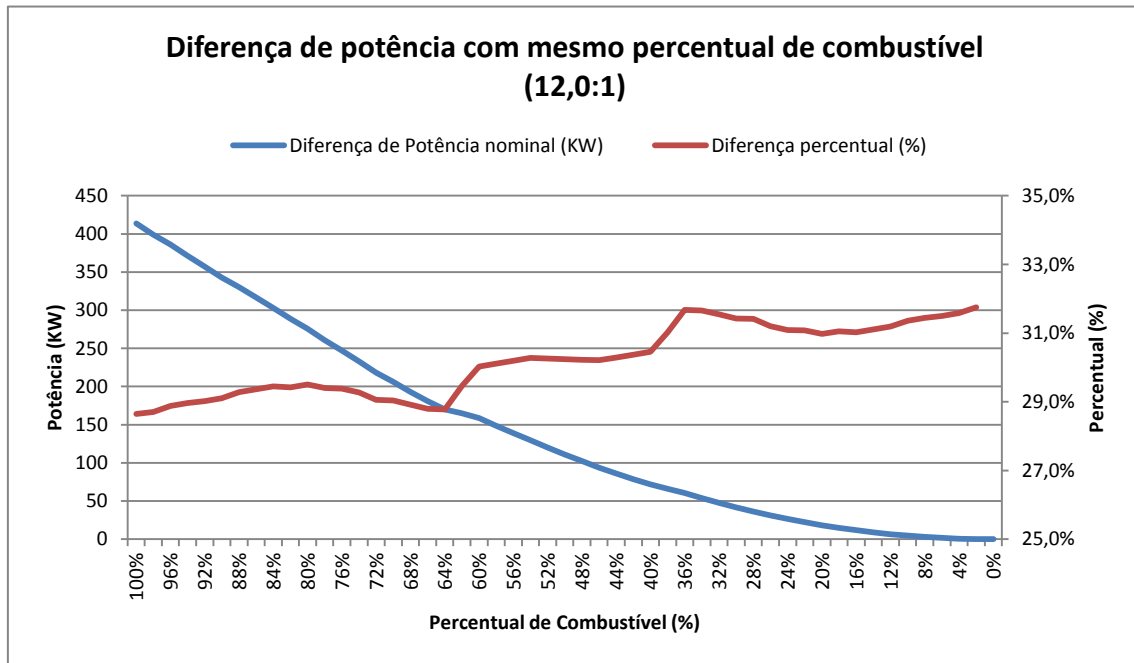


Gráfico 21 – Diferença nominal de potência entre gás e diesel – Motor 204L

Os dados obtidos após conversão se situam dentro do esperado, demonstrando uma leve queda no rendimento térmico global, já esperada após os cálculos termodinâmicos considerando taxa de compressão menor e aumento de potência, necessário para manutenção de um valor de potência a gás o mais próximo possível ao motor original (160L). A diferença nominal de potência entre os combustíveis apresentou comportamento próximo ao da versão antiga (160L), com as diferenças estando diretamente ligadas a diferenças de rendimento e o consumo com aumento dentro do esperado. A característica marcante de perda de rendimento e potência em um cenário intermediário mantém-se, demonstrando que a mesma está totalmente fora da faixa ideal.

Todos estes dados indicam que a conversão, do ponto de vista termodinâmico, é totalmente factível dentro de determinadas faixas percentuais de combustível. Fora destes valores a potência é muito afetada, comprometendo a entrega do motor e sua viabilidade

econômica, visto que o mesmo irá aumentar seu consumo sem ganhos de potência e, muito pelo contrário, o que se experimenta é uma queda da mesma.

A faixa ideal de ajuste do motor, do ponto de vista termodinâmico, deve ser feita conforme melhores faixas de rendimento versus a melhor faixa de potência e consumo com a finalidade de otimizar o uso. Estes cálculos ajudam a demonstrar que estas faixas de opções são mais estreitas do aparentemente pareciam ser, uma vez que somente com estes cálculos fica claro o impacto do volume restritivo da câmara de combustão e taxa de compressão.

A próxima etapa do trabalho abordará as modificações mecânicas a serem aplicadas para tornar tal conversão possível. É importante ressaltar que dadas as limitações construtivas, nem sempre será possível atender as premissas teóricas aqui colocadas como redução da taxa de compressão e aumento da câmara de combustão nos valores exatamente propostos, porém é de suma importância chegar aos valores mais próximos possíveis.



## 6. Conversão

### 6.1. Processo de conversão

Motores à injeção direta a alta pressão [HPDI (high pressure direct injection)] operam de forma similar aos motores de ignição por compressão. O gás natural a alta pressão é diretamente admitido no cilindro e uma pequena quantidade de diesel piloto (até 5%) é usado para ignitar a mistura ar-combustível.

Motores HPDI são os únicos comparados que apresentaram uma potência e eficiência de combustível similares aos motores a diesel convencionais. (Ramón, Brooks, Browne, & Sterner, 2015)

Na bibliografia existem alguns tipos de conversões de motores a diesel para gás natural, entretanto, observou-se que o modelo HPDI é o mais econômico (necessita menos peças para a conversão) e o que tem menores efeitos negativos após a conversão (Amir Sharafian S. R., 2019)

O processo de conversão de um motor a diesel para bicombustível (gás/Diesel) é bem complexo pois trata-se de dois tipos de ciclos distintos, Ciclo Otto e ciclo Diesel.

O ciclo Otto, como explicado anteriormente, é o ciclo em que ar e combustível são inseridos na câmara de combustão e a combustão se dá a volume constante; quando uma vela gera uma centelha no momento em que a mistura ar e combustível está a alta temperatura e pressão.

O ciclo Diesel é o ciclo onde a combustão se dá a volume variado. A válvula de admissão admite ar e a taxa de compressão é elevada. Em certo momento é inserido combustível diesel e por compressão ele gera a combustão (Yunus A. Çengel, 2016).

Na conversão de motores 4 tempos a diesel, de grande porte, na câmara de combustão entram ar e gás que são comprimidos. Existe uma injeção de pouca quantidade de combustível diesel para gerar a centelha, de 1 a 5%. A injeção de diesel se dá apenas com a finalidade da combustão, logo ele se comporta como uma vela do ciclo Otto.

Mesmo a centelha sendo gerada pela compressão do diesel, o percentual de diesel que entra na câmara no momento da combustão é muito baixo e por isso podemos tomar que o

volume é constante e que o diesel admitido na câmara de combustão na forma pulverizada se comporta como vela. Sendo assim, o ciclo resultante dessa conversão será analisado, para referências de cálculos, como Ciclo Otto, mas sabendo que se trata de um ciclo combinado.

Outra particularidade desta conversão é que o motor poderá rodar tanto com gás quanto com diesel. Como as usinas termoeletricas no Brasil tem a função de complementar a matriz energética de hidrelétricas, se ocorrer algum problema no abastecimento de diesel, pode-se utilizar o gás, e o contrário também. Isso faz com que seja uma fonte de energia ainda mais segura.

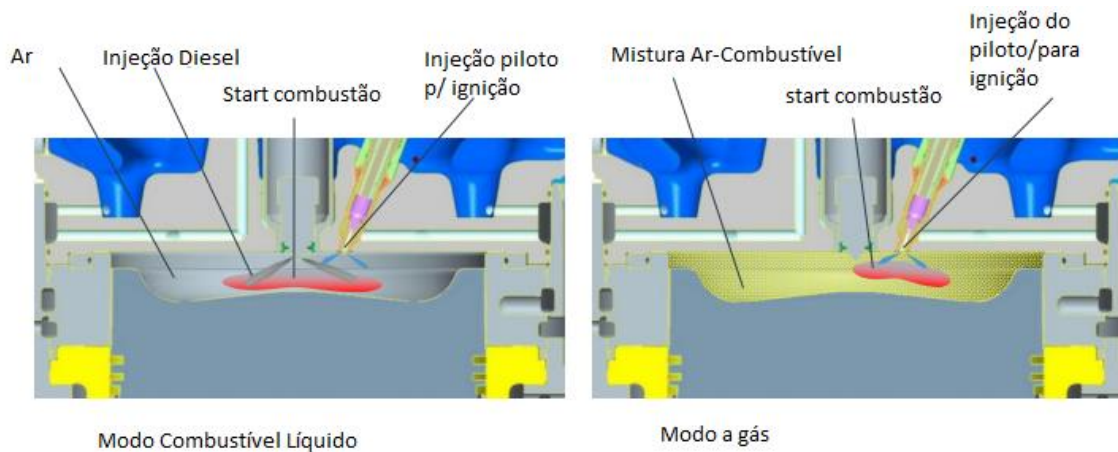


Figura 20 - Esquemas de um motor rodando a gás natural e diesel.

(MAN, *Technical Documentation Engine Operating Instructions (V51/60 Dual Fuel)* MAN DIESEL & TURBO, 2014)

## 6.2. Perda de potência

Uma das diferentes particularidades entre os combustíveis é o seu poder calorífico. No caso da conversão de um motor a diesel para gás natural nos deparamos com uma diferença no poder calorífico entre esses dois combustíveis, e outra diferença é que para queimar a mesma quantidade em massa de gás natural que de diesel, precisa-se de um volume maior de gás natural e maior massa de ar para cada quilo de gás já que ele tem massa específica muito mais baixa do que do diesel (Óleo diesel – massa específica:  $1000 \text{ kg/m}^3$ ) e (Gás Natural – massa específica:  $0,71 \text{ kg/m}^3$ ) (Gasmig, 2019), o que impacta diretamente na potência do motor.

O gás tem poder calorífico mais baixo que o diesel, logo o motor original (160L) vai ter uma queda em sua potência caso rode a gás.

Pensando em usinas termoelétricas, para que as cidades não sofram com falta de fornecimento de energia, elas normalmente têm por contrato uma potência mínima a ser gerada. Sendo assim, não seria vantajoso projetar uma conversão de motores em que a potência final seja menor que a do motor original.

Medidas de alterações no projeto devem ser tomadas para que não haja esse detrimento na potência final.

Através de fórmulas vimos que uma forma viável é aumentar a câmara de combustão. Existem diversas maneiras de fazermos isso como: aumentar o curso do pistão, por consequência o volume na parte superior aumentaria e, também, aumentar o diâmetro do pistão, fazendo com que a área da superfície superior fique maior e assim o volume cresça.

Usando a primeira opção, teríamos que alterar a medida da biela fazendo com que a velocidade e aceleração angular do eixo de manivelas mude, consequentemente haverá necessidade de projetar uma outra manivela que consiga resistir a esses novos esforços. A segunda opção mostra-se economicamente melhor pois precisa alterar menos componentes do motor, tornando a conversão mais barata.

### 6.3.Principais componentes a serem substituídos:

Pistão



Figura 21 - Pistão

*(Turbo, 2004)*

É a parte móvel da câmara de combustão, os gases queimados fazem uma força de expansão que é recebido pelo pistão, transmitindo essa força à biela através do pino do pistão.

O poder calorífico do gás natural é menor do que o do diesel, sendo assim, perderemos potência após a conversão. Para não ocorrer essa perda precisa-se aumentar o diâmetro do pistão para aumentarmos o volume da câmara de combustão. Dessa forma ela recebe um maior volume de mistura ar-gás natural e a queima será maior, reduzindo assim a queda na potência após a conversão.

Camisas de cilindro e anéis de suporte:



Figura 22 - Camisa de cilindro de um motor com 48 cm de diâmetro e 60 cm de curso.

*(Turbo, 2004)*

A camisa de cilindro é um elemento que compõe a estrutura do bloco do motor garantindo um sistema fechado com a finalidade de manter os gases em expansão e auxiliar assim no melhor funcionamento do motor. A camisa mantém a câmara de combustão vedada, o que é essencial para que toda a energia gerada seja apenas para impulsionar o deslocamento do pistão, sem perdas. Como as camisas podem atingir altas temperaturas, torna-se necessário um sistema de arrefecimento.

As camisas podem ser encontradas nos tipos secas, molhadas ou aletadas.

No motor analisado nesse estudo, as camisas são molhadas. Suas paredes externas ficam em contato com a água e existem anéis de vedação (o-rings) que servem para não haver contato da água com o combustível e para ajudar na vedação da câmara ajudando a manter apenas a pressão interna, sem fugas.

Mudando o diâmetro do pistão, necessariamente precisamos mudar a camisa de cilindro, pois o cilindro que tem o curso dentro da camisa precisa ter a mesma medida da mesma. Aumentamos o pistão, logo se faz necessário uma camisa de cilindro compatível com a nova medida.

Cabeçotes e válvulas:

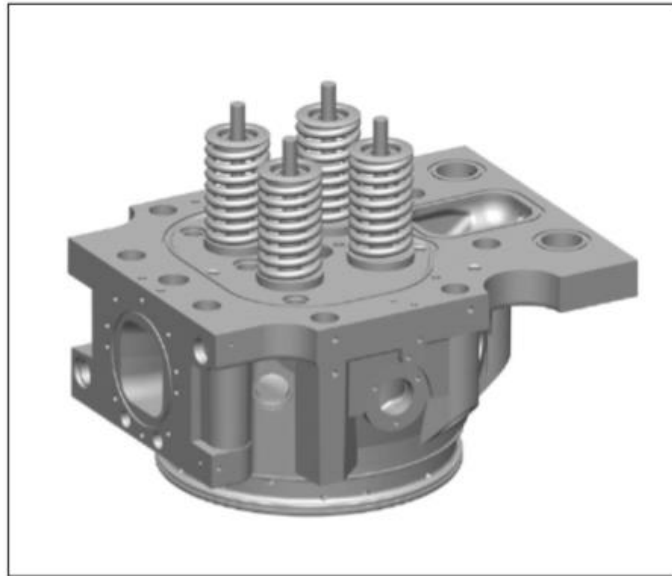


Figura 23 - Cabeçote com válvulas de admissão e exaustão.

*(Turbo, 2004)*



Figura 24 - Diferenças de formas das válvulas de admissão e exaustão.

### Cabeçote:

É uma espécie de “tampa” contra a qual o pistão comprime a mistura, no caso do ciclo Otto, e o ar, no caso do ciclo diesel. Possui furos onde são instalados os bicos injetores e as válvulas de admissão e escape.

Com a mudança nas medidas da camisa do cilindro e do pistão, o cabeçote precisa ser alterado para que tenha um encaixe perfeito com a formação correta da câmara de combustão, uma vez que a câmara se encontra no cabeçote.

### Válvulas:

Válvulas são componentes com a finalidade de controlar a entrada de mistura gasosa no cilindro do motor (válvula de admissão) e as de exaustão são as que permitem a saída dos gases após a explosão. No caso do motor analisado nesse estudo, as válvulas de exaustão são fabricadas com aletas, como pode-se observar na *Figura 24*. Por se tratar de um motor com grande volume de queima de combustível, as válvulas de exaustão sofrem muito com a carbonização. Se a válvula abrir e fechar sempre na mesma posição, esses detritos entrariam em atrito constante com a sede de válvula e acabariam retirando material desses componentes, diminuindo sua vida útil. Com as aletas, a válvula sofre um movimento circular em torno de seu eixo a cada ciclo de exaustão. Assim, esse movimento ajuda na limpeza da sede de válvula e ajuda em diminuir a carbonização, aumentando sua vida útil.

### Eixo do comando de válvulas:



Figura 25 - Eixo ou árvore do comando de válvulas (Turbo, 2004)

A função da árvore do comando de válvulas é abrir a bomba de injeção e as válvulas de admissão e escape, respectivamente em seus tempos. É acionado pelo eixo de manivelas através de engrenagens. É dotado de cames (ressaltos) que elevam o conjunto: Tucho, haste e balancim, abrindo as válvulas nos momentos corretos.

A mudança no eixo do comando de válvulas se faz necessária pois no motor convertido entra ar e gás natural, logo precisa-se alterar o tempo de abertura no momento da admissão e exaustão. Como aumenta-se o volume da câmara de combustão, o novo motor admitirá um maior volume de gás e ar do que de diesel do motor original.

### Turbocompressor

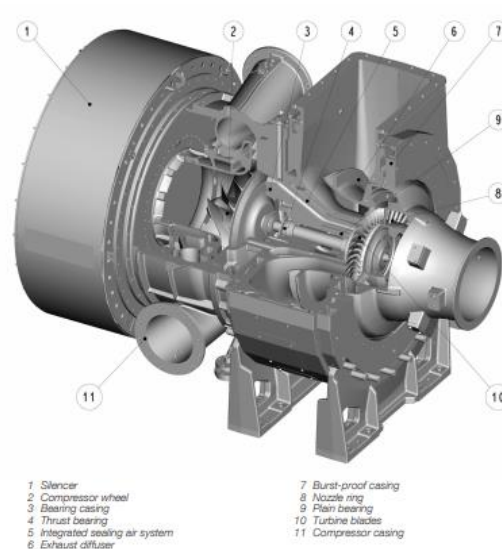


Figura 26 - Turbocompressor

(*Turbocharger, 2014*)

O motor em estudo como exemplo (MAN 18V 48/60) utiliza um turbocharger modelo TCA88. Após a conversão, segundo o manual (MAN, 51/60 Dual Fuel, Project Guide - Marine. Four Stroke dual fuel engines compliant with IMO TIER II., 2013), o turbocharger utilizado deve ser um TCA88-42V. O sufixo V significa que esta turbina tem um equipamento chamado VTA (Variable Turbine Area) que é um atuador que controla a pressão de ar de lavagem, ou seja, ele varia o ângulo de abertura das paletas da turbina, conseguindo assim, alterar a pressão de saída da turbina e conseqüentemente alterando a quantidade de ar admitido.



Tendo em vista que o gás natural necessita de mais ar em seu processo de combustão do que o diesel, e ele também possui um poder calorífico menor, sendo necessário uma maior quantidade de combustível para gerar uma mesma potência, a câmara de combustão do motor, que trabalhará também com gás natural, precisará ficar com um volume maior, logo a turbina precisará enviar um maior volume de ar no processo.

Tubulação e regulador da pressão de gás:

É necessário ter uma instalação de gás e verificar com o fornecedor da área se a pressão entregue é a mesma pressão necessária para admissão do gás na câmara de combustão. Já nos motores convertidos em embarcações utiliza-se o GNL (gás natural liquefeito) que é o resultado do resfriamento do gás natural a  $-163$  graus celsius onde seu volume fica até 600 vezes menor, o que é interessante em embarcações tendo em vista a redução no volume do tanque de combustível. Nesses casos existe a necessidade de que esse GNL seja aquecido voltando ao estado gasoso, e de colocar uma unidade de válvula de gás que controla a pressão de gás antes da entrada no motor.



Figura 27 - Tubulação e regulador da pressão de gás.

## Sistema de injeção de combustível piloto

Diferente do sistema de injeção do combustível diesel normal, a injeção do piloto precisa ser muito sensível para pulverizar a quantidade exata, de 1 até 5% dependendo da conversão. Nesse caso 1%. A importância desse componente é servir como fonte de ignição do motor, quando funcionando a gás.



Figura 28 - Bico injetor de combustível piloto.

## 7. Emissões e Custos

### 7.1. Gases do efeito estufa

A fim de calcular valores de emissão dos principais gases do efeito estufa e nocivos à saúde é necessário que se tenha alguns dados do motor convertido, como por exemplo, o consumo específico em (g/s) e (g/kW) trabalhando a diesel e a gás natural, e também quando trabalhando com a mistura dos dois combustíveis em diferentes percentuais de cada. Para o motor funcionando a gás natural serão gerados dois valores: consumo específico do gás e o consumo específico do óleo combustível piloto. Para operações apenas a diesel, somente o valor de consumo específico do óleo será gerada.

Para analisar o fator de emissão dos gases do efeito estufa de cada combustível utilizado no motor foi tomado como base os dados do MDO (Marine Diesel Oil) e GNL (Gás Natural Liquefeito). Na bibliografia foram encontrados apenas fatores de emissão de gases do efeito estufa para combustíveis navais, por conta da alta demanda da redução de emissões neste setor estimulada pela IMO2020 (International Maritime Organization). São apresentados também os valores para o combustível HFO (Heavy Fuel Oil), o óleo pesado. Foi analisado que algumas termelétricas utilizam esse combustível por ter um valor mais baixo. Não foram calculados valores utilizando o óleo pesado, mas com os dados de emissão é só substituir seu valor pelo valor de MDO.

Para fins de cálculos as diferenças serão irrisórias pois as características do MDO mudam muito pouco para o diesel e do GNL para o gás natural a única mudança considerável é o seu estado físico, a composição química é praticamente igual.

Combustível	Fator de conversão das unidades para BEP	Massa específica (T/M <sup>3</sup> )	Poder calorífico inferior (kCAL/kg)
Óleo Combustível Marítimo m <sup>3</sup>	6,899	1,000	9,590
Óleos Combustíveis ATE e BTE m <sup>3</sup>	6,989	1,013	9,590

Tabela 36 - Propriedades físicas e químicas

(Agência Nacional do Petróleo, 2017)

Os principais gases nocivos à saúde e ao meio ambiente são o CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, SO<sub>2</sub> e material particulado (MP). Sendo assim, a análise será focada nos mesmos.

CO<sub>2</sub>:

O dióxido de carbono é o mais abundante gás de efeito estufa (GEE). A quantidade de dióxido de carbono na atmosfera aumentou significativamente desde a era industrial, e esse aumento deve-se principalmente a atividades humanas. O CO<sub>2</sub> é utilizado como referência para classificar o poder de aquecimento global dos demais gases de efeito estufa. (Ambiente M. d., Efeito estufa e aquecimento global, 2019).

A tabela abaixo apresenta o fator de emissão de dióxido de carbono, em toneladas de CO<sub>2</sub> em g/kW, operando a gás e óleo diesel, para diferentes combustíveis:

Combustível	Xco2 [t/t combustível]
HFO	3,114
MDO	3,204
GNL	2,75

Tabela 37 – Emissões de CO<sub>2</sub> para diferentes combustíveis.

((IMO), 2014)

Sendo assim, pode-se definir o fator de emissão de CO<sub>2</sub> em g/kW, para operação a gás e óleo diesel, conforme as equações (31) e (32).

A óleo diesel:

$$X_{CO_2} \left[ \frac{g}{kW} \right] = X_{CO_2}^{MDO} \times CEO \quad (31)$$

A gás natural:

$$X_{CO_2} \left[ \frac{g}{kW} \right] = X_{CO_2}^{GNL} \times CEG \quad (32)$$

Onde CEOP e CEG significam, respectivamente, o consumo específico de óleo piloto e consumo específico de gás natural.

Para se calcular a emissão total de CO2 em gramas, utiliza-se a equação abaixo:

$$X_{CO_2} [g] = [(X_{CO_2}^{MDO} \times CEO) \times PGO] + [(X_{CO_2}^{GNL} \times CEG) \times PGG] \quad (33)$$

Sendo CEO e PGO, respectivamente, o consumo específico de óleo combustível, em g/kW e potência gerada do óleo, em kW. CEG e PGG significam, respectivamente, consumo específico de gás e potência gerada do gás.

NO<sub>x</sub>:

Refere-se à soma das concentrações de monóxido de nitrogênio (NO) e dióxido de nitrogênio (NO<sub>2</sub>), sendo expresso como (NO<sub>2</sub>) (CONAMA, 2011).

A formação de NO<sub>x</sub> é resultado da oxidação do nitrogênio molecular presente no ar de combustão e orgânico presente no combustível. É um gás poluente com ação altamente oxidante, sua presença na atmosfera é fator chave na formação do ozônio troposférico. Além de efeitos sobre a saúde humana apresenta também efeitos sobre as mudanças climáticas globais (Ambiente M. d., Efeito estufa e aquecimento global, 2019).

A tabela abaixo apresenta o fator de emissão de NO<sub>x</sub>

<i>Combustível</i>	<i>X NO<sub>x</sub> [t/t combustível]</i>
<b>HFO</b>	0,07846
<b>MDO</b>	0,07375
<b>GNL</b>	0,00783

Tabela 38 – Emissões de NO<sub>x</sub> para diferentes combustíveis.

((IMO), 2014)

Dessa forma, o fator de emissão de  $\text{NO}_x$  em g/kW, pode ser determinado, para operação a gás e diesel conforme as equações abaixo:

Para operação a gás natural:

$$X_{\text{NO}_x} \left[ \frac{\text{g}}{\text{kW}} \right] = X_{\text{NO}_x}^{\text{GNL}} \times \text{CEG} \quad (34)$$

Para operação a óleo diesel:

$$X_{\text{NO}_x} \left[ \frac{\text{g}}{\text{kW}} \right] = X_{\text{NO}_x}^{\text{MDO}} \times \text{CEO} \quad (35)$$

Para se calcular a emissão total de  $\text{NO}_x$  em gramas, utiliza-se a equação abaixo:

$$X_{\text{NO}_x}[\text{g}] = [(X_{\text{NO}_x}^{\text{MDO}} \times \text{CEO}) \times \text{PGO}] + [(X_{\text{NO}_x}^{\text{GNL}} \times \text{CEG}) \times \text{PGG}] \quad (36)$$

## SO<sub>2</sub>

Dióxido de enxofre é um gás tóxico e incolor, pode reagir com outros compostos na atmosfera, formando material particulado de diâmetro reduzido.

Tem como fonte principal de emissão as atividades humanas como a queima de combustíveis fósseis que contenham enxofre em sua composição. As atividades que apresentam emissões mais significativas são geração de energia, uso veicular e aquecimento doméstico. Como consequência podemos citar inúmeros agravamentos à saúde respiratória como asma.

São precursores da formação de material particulado secundário e no ambiente, reagindo com água na atmosfera formam chuva ácida (Ambiente M. d., Efeito estufa e aquecimento global, 2019)

Os óxidos de  $\text{SO}_x$  resultam da parcela de enxofre presente no combustível, sendo os resultantes da equação quase que inteiramente constituídos de  $\text{SO}_2$ . O fator que o dióxido de enxofre emite em g/kWh, considera-se proporcional à porcentagem em massa de enxofre do combustível. (Kristenen, 2015).

Combustível	Máximo teor de enxofre (S) [%m/m]
HFO	3,5
MDO	1,5
GNL	0,005

Tabela 39 - Máximo teor de enxofre para cada combustível.

(BOMIN, 2018)

(CHEVRON, 2018)

(UNITROVE, 2018)

Para questões de cálculos, o fator de emissão de SO<sub>2</sub> para operação a gás e a óleo diesel pode ser quantificado segundo as equações abaixo, sendo (%<sub>S</sub>) a porcentagem de enxofre, definida para MDO e GNL.

Para operação a óleo diesel:

$$X_{SO_2} = 0,021 \times (\%_S^{MDO} \times CEO) \quad (37)$$

(Kristenen, 2015)

Para operação a gás natural:

$$X_{SO_2} = 0,021 \times (\%_S^{GNL} \times CEG) \quad (38)$$

(Kristenen, 2015)

Para se calcular a emissão total de SO<sub>2</sub> em gramas, utiliza-se a equação abaixo:

$$X_{SO_2} [g] = [0,021 \times (\%_S^{MDO} \times CEO) \times PGO] + [0,021 \times (\%_S^{GNL} \times CEG) \times PGG] \quad (39)$$

Material Particulado:

É uma mistura complexa de sólidos com diâmetros reduzidos. Em geral o material particulado é classificado de acordo com o diâmetro das partículas.

As principais fontes de material particulado são a queima de combustíveis fósseis, queima de biomassa vegetal, emissões provenientes da agricultura e de obras de pavimentação de vias.

O material particulado causa inúmeros riscos à saúde como câncer respiratório, arteriosclerose, inflamação de pulmão entrei outras coisas.

Pode-se calcular através de uma equação, baseada em análises estatísticas, relacionando o fator de emissão de material particulado, g/kW, em função da porcentagem em massa de enxofre do combustível.

$$X_{PM} = 0,26 + 0,081 \times \%_S + 0,103 \times \%_S^2 \quad (40)$$

*(Kristenen, 2015)*

Pensando em operações a MDO apenas, a equação acima é suficiente para determinar o fator de emissão de material particulado do motor. Já para operações a gás natural, devido à necessidade de utilização de dois tipos de combustíveis por conta do combustível piloto, se faz necessária uma equação adaptada para operação a (98% GN + 2% MDO):

$$X_{PM} = (X_{PM}^{GNL} \times 0,98) + (X_{PM}^{MDO} \times 0,2) \quad (41)$$

Onde os valores do % de enxofre são obtidos pela tabela acima e os valores de  $X_{PM}^{GNL}$ ,  $X_{PM}^{MDO}$  são obtidos através da equação:

$$X_{PM} = 0,26 + 0,081 \times \%_S + 0,103 \times \%_S^2 \quad (42)$$

*(Kristenen, 2015)*



### 7.1.1. Cálculo das emissões do motor convertido (204L) de acordo com o combustível utilizado

Trata-se de um motor estacionário que funciona a 100% de carga. Para fins de cálculos, no funcionamento a gás natural, foi utilizado uma mistura de 98% de gás e 2% de diesel para servir como piloto de ignição. Para o funcionamento a diesel, utilizou-se uma quantidade de 100% de diesel.

Com base nos cálculos do capítulo X, memorial de cálculo, obtiveram-se diversos valores de consumo específico em (g/s) e (g/kW) e potência em (kW) para operação a diesel ou bi-combustível (GN + diesel) em diferentes percentuais da mistura, valores essenciais para os cálculos de emissões. Com base nesses dados foram geradas as tabelas a seguir.

Gás (%)	Diesel (%)	Consumo específico GN (g/s)	Consumo específico diesel (g/s)	Consumo específico GN (g/kW)	Consumo específico Óleo (g/kW)
0%	100%	0	73,56318019	0	0,050928816
98%	2%	54,803378	1,471263604	0,055307822	2,486833445

Tabela 40 - Propriedades necessárias para os cálculos

Tabela (emissão de CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> e SO<sub>2</sub>) para óleo diesel e gás natural)

	CO <sub>2</sub> :	Nox:	SO <sub>2</sub> :
GN	2,75	0,00783	0,005
Óleo	3,206	0,07375	1,5

Tabela 41 - Emissão de GEE para óleo diesel e gás natural

Resultados:

Utilizando as equações (31)(32)(33) chega-se nesses resultados para emissões de CO<sub>2</sub>.

Gás (%)	Diesel (%)	Potência Diesel (kW)	Potência Gás (kW)	CO <sub>2</sub> (g/kW) – GN	CO <sub>2</sub> (g/kW)- Diesel	CO <sub>2</sub> (g) total
0%	100%	1444,43137	0	0	0,163277786	235,843555
98%	2%	0,59162128	990,87934	0,1520965	7,972788023	155,42616

Tabela 42 - Emissões de CO<sub>2</sub>.

Utilizando as equações (34)(35)(36 chega-se nesses resultados para emissões de NO<sub>x</sub>

Gás (%)	Diesel (%)	Potência Diesel (kW)	Potência Gás (kW)	Nox (g/kW) – GN	Nox (g/kW)- Diesel	Nox (g) total
0%	100%	1444,43137	0	0	0,003756	5,42528454
98%	2%	0,59162128	990,87934	0,00043306	0,183403967	0,53761614

Tabela 43 - Emissões de NO<sub>x</sub>

Utilizando as equações(37)(38)(39 chega-se nos seguintes resultados para emissões de SO<sub>x</sub>.

Gás (%)	Diesel (%)	Potência Diesel (kW)	Potência Gás (kW)	SO2 (g/kW) – GN	SO2 (g/kW) - Diesel	SO2 (g) - total
0%	100%	1444,43137	0	0	0,001604258	2,317240176
98%	2%	0,59162128	990,87934	0,000005807	0,078335254	0,052099158

Tabela 44 - Emissões de SO<sub>x</sub>.

Com base nos valores das tabelas acima, foi gerado o gráfico a seguir.

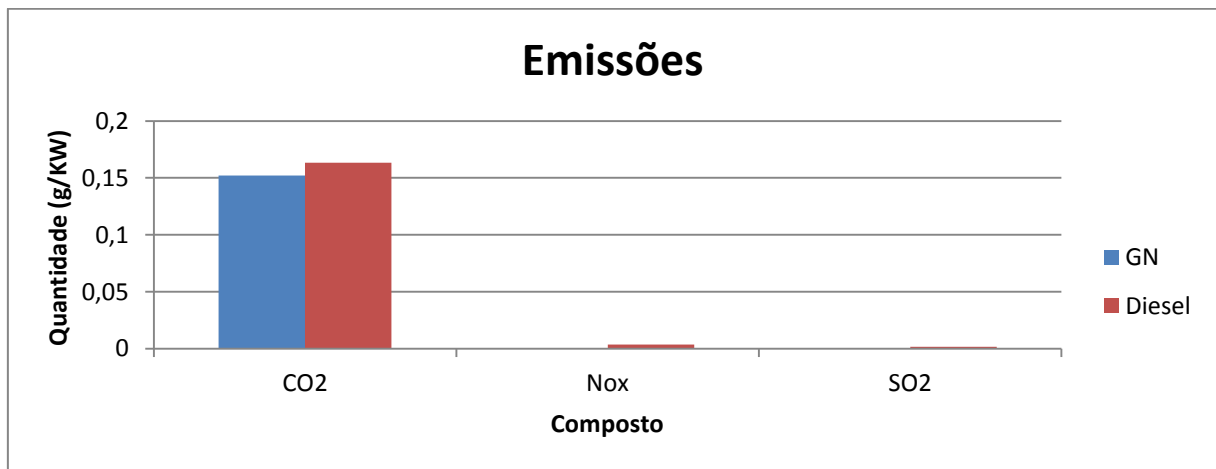


Gráfico 22 - Emissões de diferentes GEE para operação a diesel e bi-combustível (gás natural + diesel).

A tabela abaixo mostra valores em (g) e os percentuais (%) da queda nas emissões dos GEE e da potência.

Percentual de redução de emissões de GEE.

	Potência (kW)	CO2 (g)	Nox (g)	SO2 (g)
GN	991,470963088593	155,4262	0,537616	0,052099
Diesel	1444,43137041904	235,8436	5,425285	2,31724
% redução	31%	34%	90%	98%

Tabela 45 - Percentual de redução de emissões de GEE.

Os valores acima de % de redução foram obtidos pela seguinte equação:

$$\% \text{ redução} = 1 - \frac{\text{Emissão de GEE (g) com motor operando a GN}}{\text{Emissão de GEE (g) com motor operando a Diesel}} \quad (43)$$

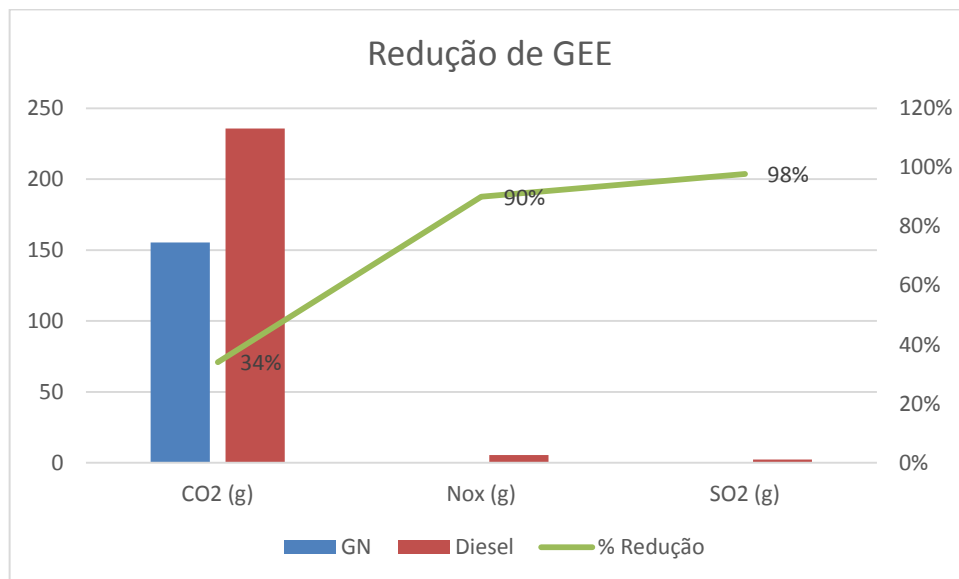


Gráfico 23 - Redução de emissão de GEE e potência para o motor convertido funcionando a diesel e bi-combustível.

Redução efetiva.

Comparando o funcionamento do motor a 100% de diesel e 98% de gás + 2% de diesel piloto, pode-se obter, pela equação 44, valores de redução efetiva de emissões. Redução efetiva é a redução de emissão de GEE com base na mesma potência gerada pelo motor.

$$\% \text{ redução} = 1 - \frac{\text{Emissão de GEE (g/kW) com motor operando a GN}}{\text{Emissão de GEE (g/kW) com motor operando a Diesel}} \quad (44)$$

Redução efetiva:	
CO2:	6,85%
Nox:	88,47%
SO2:	99,64%

Tabela 46 - Redução efetiva

Material Particulado:

Utilizando as equações de material particulado, foram geradas a tabela e gráfico a seguir:

	<i>%MP liberado</i>
<b><i>GNL</i></b>	0,260407575
<b><i>MDO</i></b>	0,61325

Tabela 47 - MP liberado para cada combustível distinto.

	<i>%MP liberado</i>
(98%GN+2%MDO)	0,12265
100% MDO	0,61325

Tabela 48 - MP liberado para operação a diesel e a (98% de gás natural + 2% diesel).

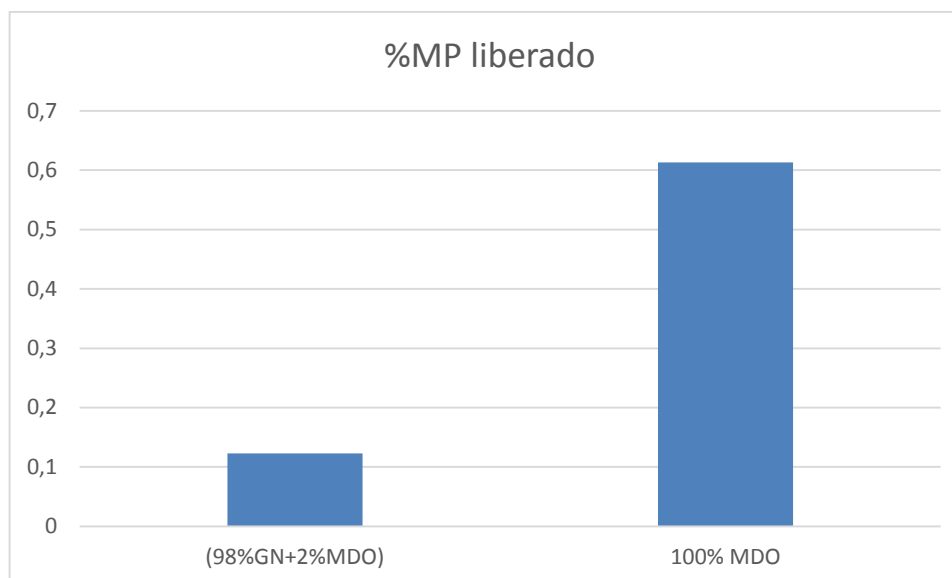


Gráfico 24 - MP liberado para operação a diesel e a (98% de gás natural + 2% de diesel).

### 7.1.2. Cálculo de emissões do motor original (160L) a diesel

Um dos pontos principais para se justificar a conversão mostrada nesse estudo é a diminuição da emissão de gases do efeito estufa provenientes da queima de combustíveis de motor. Para isso, além de se calcular as emissões do motor convertido – trabalhando a diesel e gás natural – é interessante que se tenha os valores das emissões do motor original (160L) para que se possa analisar a diferença de emissões entre os dois.

Utilizando as mesmas equações do capítulo 7.1, alterando apenas o consumo específico e potência para os dados do motor original (160L), temos os seguintes resultados:

	<i>Potência (kW)</i>	<i>CO2 (g)</i>	<i>Nox (g)</i>	<i>SO2 (g)</i>
<b><i>GN (204L)</i></b>	991,47	155,43	0,537616	0,052099
<b><i>Diesel (204L)</i></b>	1444,43	235,84	5,425285	2,31724
<b><i>Diesel (160L)</i></b>	1191,69	184,98	4,255319	1,817526

Tabela 49 - Diferença entre o motor original (160L) e o convertido (204L)

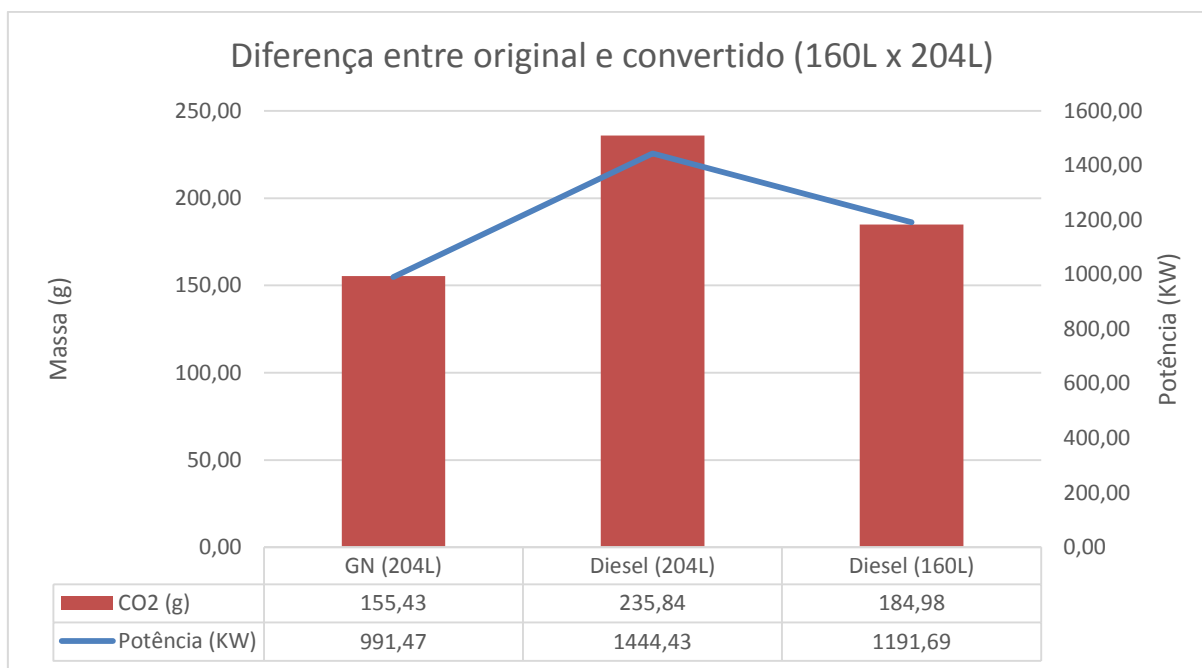


Gráfico 25 - Diferença emissões de CO2 motor convertido (160L) e original (204)

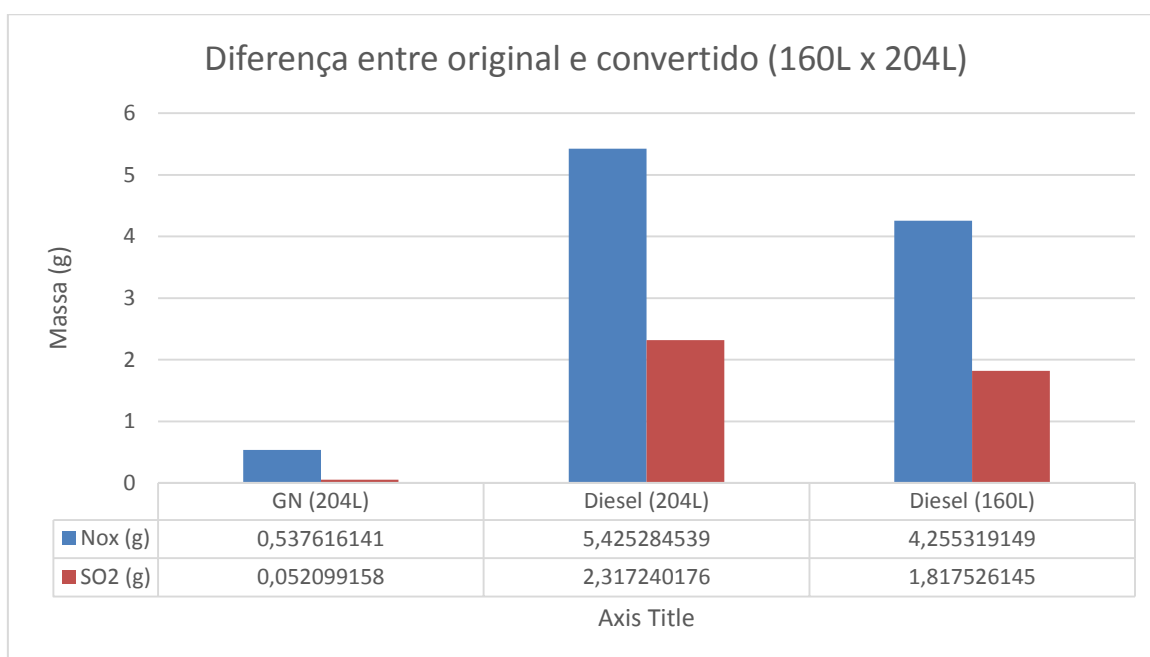


Gráfico 26 - Diferença de NOx e SO2 motor original (160L) e convertido (204L)

## 7.2.Custos

Além da análise de emissões, é de suma importância a consideração dos custos com combustíveis quando se fala em conversão de motores, inclusive este podendo ser considerado fator chave quando não se tem o rigor da lei controlando emissões, até que se

observem as vantagens consideráveis na redução de emissão, quando se converte o motor para que possa queimar gás com perdas controladas em sua performance.

Nesta etapa, o trabalho avaliará como se comporta a conversão quando se fala em custo por kWh e custo com o motor em carga plena, quando se considera seu funcionamento a 100%, independente da diferença na geração de potência. Cabe aqui ressaltar que os cálculos nesta etapa são meramente para fins de elucidação da potencial diferença no custo real de operação para tipo de componente, levando em conta apenas os valores com combustível (sem impostos), não levando em conta valores de conversão, manutenção e demais considerações necessárias para um custo em detalhes. Considerar este números para fins didáticos.

Para fazer esta análise é necessário, antes, conhecer o valor da comercialização de cada combustível, bem como o consumo específico do motor em  $m^3/kW$  e consumo total de combustível em  $m^3/s$ , pois tanto o gás quanto o diesel são vendidos pelo volume. Para tal conversão são utilizados os dados de massa específica conforme memorial de cálculo para o motor de 204L, versão já convertida do 160L. Além disso, é preciso determinar a condição de trabalho para a unidade geradora de forma a dimensionar seu consumo total de gás e diesel (quantas horas a serem trabalhadas e quantos cilindros por motor e quantos motores operando).

Primeiro inicia-se o estudo com os valores de consumo específico e total do motor por tipo de combustível. Abaixo seguem tabelas com os dados já convertidos para as unidades de trabalho.

<i>Consumo – Motor 204L (por cilindro)</i>					
<i>Gás (%)</i>	<i>Diesel (%)</i>	<i>Consumo específico GN (<math>m^3/s</math>)</i>	<i>Consumo específico diesel (<math>m^3/s</math>)</i>	<i>Consumo específico GN (<math>m^3/kW</math>)</i>	<i>Consumo específico Óleo (<math>m^3/kW</math>)</i>
0%	100%	0	0,0000735632	0,0000000000	0,000000050929
2%	98%	0,000280979	0,0000720919	0,0006958760	0,000000051873
4%	96%	0,000561958	0,0000706207	0,0003472941	0,000000052855
6%	94%	0,000842937	0,0000691494	0,0002314010	0,000000053950
8%	92%	0,001123916	0,0000676781	0,0001732267	0,000000055020
10%	90%	0,001404895	0,0000662069	0,0001385033	0,000000056211
12%	88%	0,001685874	0,0000647356	0,0001152020	0,000000057380
14%	86%	0,001966852	0,0000632643	0,0000986882	0,000000058681
16%	84%	0,002247831	0,0000617931	0,0000863027	0,000000060044
18%	82%	0,00252881	0,0000603218	0,0000766694	0,000000061473

20%	80%	0,002809789	0,0000588505	0,0000689627	0,000000062973
22%	78%	0,003090768	0,0000573793	0,0000628265	0,000000064725
24%	76%	0,003371747	0,0000559080	0,0000576364	0,000000066481
26%	74%	0,003652726	0,0000544368	0,0000533184	0,000000068426
28%	72%	0,003933705	0,0000529655	0,0000496188	0,000000070481
30%	70%	0,004214684	0,0000514942	0,0000463499	0,000000072556
32%	68%	0,004495663	0,0000500230	0,0000435508	0,000000074858
34%	66%	0,004776642	0,0000485517	0,0000410824	0,000000077302
36%	64%	0,005057621	0,0000470804	0,0000388348	0,000000079789
38%	62%	0,0053386	0,0000456092	0,0000364101	0,000000081511
40%	60%	0,005619578	0,0000441379	0,0000343279	0,000000083591
42%	58%	0,005900557	0,0000426666	0,0000326739	0,000000086422
44%	56%	0,006181536	0,0000411954	0,0000311703	0,000000089455
46%	54%	0,006462515	0,0000397241	0,0000297973	0,000000092713
48%	52%	0,006743494	0,0000382529	0,0000285387	0,000000096222
50%	50%	0,007024473	0,0000367816	0,0000274201	0,000000100154
52%	48%	0,007305452	0,0000353103	0,0000263498	0,000000104266
54%	46%	0,007586431	0,0000338391	0,0000253956	0,000000108892
56%	44%	0,00786741	0,0000323678	0,0000244741	0,000000113774
58%	42%	0,008148389	0,0000308965	0,0000236161	0,000000119121
60%	40%	0,008429368	0,0000294253	0,0000228153	0,000000125003
62%	38%	0,008710347	0,0000279540	0,0000220661	0,000000131503
64%	36%	0,008991326	0,0000264827	0,0000213955	0,000000138932
66%	34%	0,009272304	0,0000250115	0,0000207348	0,000000147017
68%	32%	0,009553283	0,0000235402	0,0000201129	0,000000156112
70%	30%	0,009834262	0,0000220690	0,0000195265	0,000000166419
72%	28%	0,010115241	0,0000205977	0,0000189727	0,000000178199
74%	26%	0,01039622	0,0000191264	0,0000184769	0,000000192083
76%	24%	0,010677199	0,0000176552	0,0000179799	0,000000207965
78%	22%	0,010958178	0,0000161839	0,0000175083	0,000000226735
80%	20%	0,011239157	0,0000147126	0,0000170603	0,000000249257
82%	18%	0,011520136	0,0000132414	0,0000166341	0,000000276785
84%	16%	0,011801115	0,0000117701	0,0000162536	0,000000311681
86%	14%	0,012082094	0,0000102988	0,0000158660	0,000000355991
88%	12%	0,012363073	0,0000088276	0,0000154960	0,000000415071
90%	10%	0,012644052	0,0000073563	0,0000151424	0,000000497783
92%	8%	0,01292503	0,0000058851	0,0000148042	0,000000621848
94%	6%	0,013206009	0,0000044138	0,0000145036	0,000000829956
96%	4%	0,013486988	0,0000029425	0,0000141928	0,000001244176
98%	2%	0,013767967	0,0000014713	0,0000138947	0,000002486833
100%	0%	0,014048946	0,0000000000	0,0000136307	0,000000000000

Tabela 50 – Dados de consumo (em termos de volume) motor 204L



A próxima etapa é determinar as condições de trabalho do motor e da usina teórica de geração de energia. Para fins de estudo será considerada uma operação a plena carga, 24 horas por dia, de motores com 18 cilindros em um total de 8 motores. Dimensões baseadas na usina termelétrica de Muricy, de propriedade da Petrobras situada em Camaçari - BA, que possui 8 motores MAN 48/60 com potência média de 18MW cada (em torno de 1000kW por cilindro). Com isto em mente, os valores de potência e consumo em 1 dia de operação encontra-se abaixo.

<i>Usina termelétrica com 8 motores de 18 cilindros (204L por cilindro)</i>						
<i>Consumo total mensal (m<sup>3</sup>) e potência total (kW)</i>						
<i>Gás (%)</i>	<i>Diesel (%)</i>	<i>Consumo diário de GN (m<sup>3</sup>)</i>	<i>Consumo diário de Diesel (m<sup>3</sup>)</i>	<i>Potência total GN (MW)</i>	<i>Potência total Diesel (MW)</i>	<i>Potência Total (MW)</i>
0%	100%	0,00	915,24	0,000	207,998	207,998
2%	98%	3495,83	896,94	0,058	200,130	200,188
4%	96%	6991,65	878,63	0,233	192,401	192,634
6%	94%	10487,48	860,33	0,525	184,570	185,094
8%	92%	13983,31	842,02	0,934	177,130	178,064
10%	90%	17479,14	823,72	1,461	169,608	171,069
12%	88%	20974,96	805,41	2,107	162,460	164,567
14%	86%	24470,79	787,11	2,870	155,248	158,118
16%	84%	27966,62	768,80	3,751	148,196	151,946
18%	82%	31462,45	750,50	4,750	141,304	146,054
20%	80%	34958,27	732,19	5,867	134,573	140,440
22%	78%	38454,10	713,89	7,084	127,657	134,741
24%	76%	41949,93	695,59	8,424	121,099	129,523
26%	74%	45445,76	677,28	9,865	114,560	124,426
28%	72%	48941,58	658,98	11,416	108,214	119,630
30%	70%	52437,41	640,67	13,094	102,199	115,293
32%	68%	55933,24	622,37	14,865	96,226	111,091
34%	66%	59429,07	604,06	16,743	90,443	107,186
36%	64%	62924,89	585,76	18,754	84,968	103,722
38%	62%	66420,72	567,45	21,114	80,575	101,689
40%	60%	69916,55	549,15	23,573	76,036	99,609
42%	58%	73412,37	530,84	26,005	71,093	97,098
44%	56%	76908,20	512,54	28,557	66,314	94,871
46%	54%	80404,03	494,23	31,231	61,698	92,929
48%	52%	83899,86	475,93	34,026	57,247	91,273
50%	50%	87395,68	457,62	36,890	52,884	89,774
52%	48%	90891,51	439,32	39,924	48,767	88,691
54%	46%	94387,34	421,01	43,017	44,749	87,766
56%	44%	97883,17	402,71	46,290	40,967	87,257
58%	42%	101378,99	384,40	49,685	37,349	87,034
60%	40%	104874,82	366,10	53,202	33,897	87,100
62%	38%	108370,65	347,79	56,842	30,611	87,453

64%	36%	111866,48	329,49	60,515	27,449	87,964
66%	34%	115362,30	311,18	64,395	24,498	88,893
68%	32%	118858,13	292,88	68,398	21,714	90,111
70%	30%	122353,96	274,57	72,524	19,096	91,619
72%	28%	125849,79	256,27	76,773	16,645	93,418
74%	26%	129345,61	237,96	81,023	14,339	95,362
76%	24%	132841,44	219,66	85,513	12,225	97,738
78%	22%	136337,27	201,35	90,127	10,278	100,406
80%	20%	139833,10	183,05	94,866	8,500	103,366
82%	18%	143328,92	164,74	99,729	6,889	106,618
84%	16%	146824,75	146,44	104,553	5,438	109,991
86%	14%	150320,58	128,13	109,657	4,166	113,823
88%	12%	153816,40	109,83	114,887	3,063	117,949
90%	10%	157312,23	91,52	120,241	2,128	122,369
92%	8%	160808,06	73,22	125,721	1,363	127,084
94%	6%	164303,89	54,91	131,117	0,766	131,882
96%	4%	167799,71	36,61	136,838	0,341	137,179
98%	2%	171295,54	18,30	142,687	0,085	142,772
100%	0%	174791,37	0,00	148,418	0,000	148,418

Tabela 51 - Consumo total mensal (m<sup>3</sup>) e potência total (kW) - Usina termelétrica com 8 motores de 18 cilindros (204L por cilindro)

Dando sequência, as próximas tabelas vão apresentar os valores de combustíveis obtidos no site da Petrobras (para o diesel) e de algumas distribuidoras de gás para esta análise.

<i>Preços de diesel às distribuidoras sem tributos - 03/06/2019 – Petrobras</i>		
<i>Local</i>	<i>Diesel S500 (R\$/litro)</i>	<i>Diferença em relação ao Maior preço</i>
Manaus	2,0701	9,06%
Itacoatiara	2,0406	10,36%
Belém	2,0739	8,90%
São Luís	2,0441	10,20%
Fortaleza	2,0981	7,83%
Guamaré	2,066	9,24%
Cabedelo	2,0935	8,03%
Maceió	2,0812	8,57%
São Francisco Do Conde	2,0842	8,44%
Candeias	2,0841	8,45%
Jequié	2,1428	5,87%
Itabuna	2,1503	5,54%
Vitória	2,2016	3,29%
Vila Velha	2,2016	3,29%
Volta Redonda	2,1856	3,99%
Duque De Caxias	2,177	4,37%
Betim	2,2275	2,15%
Uberlândia	2,2662	0,45%

Uberaba	2,2764	0,00%
Guarulhos	2,1728	4,55%
Barueri	2,1591	5,15%
São Caetano Do Sul	2,153	5,42%
Cubatão	2,1294	6,46%
Santos	2,1016	7,68%
Paulínia	2,1837	4,07%
São José Dos Campos	2,1702	4,67%
Ribeirão Preto	2,229	2,08%
Brasília	2,2727	0,16%
Senador Canedo	2,2743	0,09%
Araucária	2,1323	6,33%
Paranaguá	2,0852	8,40%
Itajaí	2,1878	3,89%
Guaramirim	2,1522	5,46%
Biguaçu	2,1834	4,09%
Canoas	2,1298	6,44%
Valor médio	2,150894286	

Tabela 52 – Valor do diesel por local de distribuição da Petrobras

(PETROBRAS, 2019)

Para o gás natural, os valores do m<sup>3</sup> são determinados de acordo com o consumo mensal total da unidade. Tomando como referência o consumo máximo de 175 mil m<sup>3</sup>, a tabela abaixo de valores foi elaborada com base no valor informado por 3 distribuidoras, as quais serão devidamente discriminadas.

<i>Tarifa industrial para Gás natural</i>			
<i>Distribuidora</i>	<i>Faixa de consumo (m<sup>3</sup>/dia)</i>	<i>Preço (R\$/m<sup>3</sup>) - s/tributos</i>	<i>Diferença em relação ao maior valor</i>
<i>Copergás (PE)</i>	150.001 a 175.000	1,2867	35,6%
<i>Gásmig (MG)</i>	62.501 a 187.500	1,8711	6,3%
<i>Comgás (SP)</i>	50.000,01 a 300.000,00	1,997867	0,0%

Tabela 53 – Valores do m<sup>3</sup> para o gás natural

(Copergás, 2019)

(Comgás, 2019)

Com os dados acima relacionados, passa-se a etapa de cálculo dos custos efetivos para operação com cada um dos combustíveis. Os gráficos e tabelas a seguir vão compilar os valores absolutos de custo: custo por kW para cada combustível e custo por operação de cada motor. Vale ressaltar que para os cálculos de custos, serão considerados os valores médios de cada combustível e no caso do diesel, assumindo a massa específica de 1000kg/m<sup>3</sup> conforme

informado anteriormente, os valores da tabela Tabela 52 devem ser multiplicados por 1000 (como fator de correção para m<sup>3</sup>).

<i>Usina termelétrica com 8 motores de 18 cilindros (204L por cilindro)</i>				
<i>Custo total por combustível (R\$)</i>				
<i>Gás (%)</i>	<i>Diesel (%)</i>	<i>Custo total diesel (R\$)</i>	<i>Custo total GN (R\$)</i>	<i>Custo total (R\$)</i>
0%	100%	R\$ 1.968.592,36	R\$ -	R\$ 1.968.592,36
2%	98%	R\$ 1.929.220,52	R\$ 6.007,77	R\$ 1.935.228,29
4%	96%	R\$ 1.889.848,67	R\$ 12.015,55	R\$ 1.901.864,22
6%	94%	R\$ 1.850.476,82	R\$ 18.023,32	R\$ 1.868.500,14
8%	92%	R\$ 1.811.104,98	R\$ 24.031,10	R\$ 1.835.136,07
10%	90%	R\$ 1.771.733,13	R\$ 30.038,87	R\$ 1.801.772,00
12%	88%	R\$ 1.732.361,28	R\$ 36.046,64	R\$ 1.768.407,92
14%	86%	R\$ 1.692.989,43	R\$ 42.054,42	R\$ 1.735.043,85
16%	84%	R\$ 1.653.617,59	R\$ 48.062,19	R\$ 1.701.679,78
18%	82%	R\$ 1.614.245,74	R\$ 54.069,97	R\$ 1.668.315,70
20%	80%	R\$ 1.574.873,89	R\$ 60.077,74	R\$ 1.634.951,63
22%	78%	R\$ 1.535.502,04	R\$ 66.085,51	R\$ 1.601.587,56
24%	76%	R\$ 1.496.130,20	R\$ 72.093,29	R\$ 1.568.223,48
26%	74%	R\$ 1.456.758,35	R\$ 78.101,06	R\$ 1.534.859,41
28%	72%	R\$ 1.417.386,50	R\$ 84.108,84	R\$ 1.501.495,34
30%	70%	R\$ 1.378.014,65	R\$ 90.116,61	R\$ 1.468.131,26
32%	68%	R\$ 1.338.642,81	R\$ 96.124,38	R\$ 1.434.767,19
34%	66%	R\$ 1.299.270,96	R\$ 102.132,16	R\$ 1.401.403,12
36%	64%	R\$ 1.259.899,11	R\$ 108.139,93	R\$ 1.368.039,04
38%	62%	R\$ 1.220.527,27	R\$ 114.147,71	R\$ 1.334.674,97
40%	60%	R\$ 1.181.155,42	R\$ 120.155,48	R\$ 1.301.310,90
42%	58%	R\$ 1.141.783,57	R\$ 126.163,25	R\$ 1.267.946,82
44%	56%	R\$ 1.102.411,72	R\$ 132.171,03	R\$ 1.234.582,75
46%	54%	R\$ 1.063.039,88	R\$ 138.178,80	R\$ 1.201.218,68
48%	52%	R\$ 1.023.668,03	R\$ 144.186,57	R\$ 1.167.854,60
50%	50%	R\$ 984.296,18	R\$ 150.194,35	R\$ 1.134.490,53
52%	48%	R\$ 944.924,33	R\$ 156.202,12	R\$ 1.101.126,46
54%	46%	R\$ 905.552,49	R\$ 162.209,90	R\$ 1.067.762,38
56%	44%	R\$ 866.180,64	R\$ 168.217,67	R\$ 1.034.398,31
58%	42%	R\$ 826.808,79	R\$ 174.225,44	R\$ 1.001.034,24
60%	40%	R\$ 787.436,95	R\$ 180.233,22	R\$ 967.670,16
62%	38%	R\$ 748.065,10	R\$ 186.240,99	R\$ 934.306,09
64%	36%	R\$ 708.693,25	R\$ 192.248,77	R\$ 900.942,02
66%	34%	R\$ 669.321,40	R\$ 198.256,54	R\$ 867.577,94
68%	32%	R\$ 629.949,56	R\$ 204.264,31	R\$ 834.213,87
70%	30%	R\$ 590.577,71	R\$ 210.272,09	R\$ 800.849,80
72%	28%	R\$ 551.205,86	R\$ 216.279,86	R\$ 767.485,72
74%	26%	R\$ 511.834,01	R\$ 222.287,64	R\$ 734.121,65
76%	24%	R\$ 472.462,17	R\$ 228.295,41	R\$ 700.757,58
78%	22%	R\$ 433.090,32	R\$ 234.303,18	R\$ 667.393,50
80%	20%	R\$ 393.718,47	R\$ 240.310,96	R\$ 634.029,43

82%	18%	R\$ 354.346,63	R\$ 246.318,73	R\$ 600.665,36
84%	16%	R\$ 314.974,78	R\$ 252.326,51	R\$ 567.301,28
86%	14%	R\$ 275.602,93	R\$ 258.334,28	R\$ 533.937,21
88%	12%	R\$ 236.231,08	R\$ 264.342,05	R\$ 500.573,14
90%	10%	R\$ 196.859,24	R\$ 270.349,83	R\$ 467.209,06
92%	8%	R\$ 157.487,39	R\$ 276.357,60	R\$ 433.844,99
94%	6%	R\$ 118.115,54	R\$ 282.365,38	R\$ 400.480,92
96%	4%	R\$ 78.743,69	R\$ 288.373,15	R\$ 367.116,84
98%	2%	R\$ 39.371,85	R\$ 294.380,92	R\$ 333.752,77
100%	0%	R\$ -	R\$ 300.388,70	R\$ 300.388,70

Tabela 54 – Custo total de operação por combustível

<i>Usina termelétrica com 8 motores de 18 cilindros (204L por cilindro)</i>		
<i>Diferença nos custos operacionais (R\$)</i>		
<i>Percentual de Combustível (%)</i>	<i>Diferença Nominal (R\$)</i>	<i>Diferença Percentual (%)</i>
0%	R\$ -	0,0%
2%	R\$ 33.364,07	84,7%
4%	R\$ 66.728,15	84,7%
6%	R\$ 100.092,22	84,7%
8%	R\$ 133.456,29	84,7%
10%	R\$ 166.820,37	84,7%
12%	R\$ 200.184,44	84,7%
14%	R\$ 233.548,51	84,7%
16%	R\$ 266.912,59	84,7%
18%	R\$ 300.276,66	84,7%
20%	R\$ 333.640,73	84,7%
22%	R\$ 367.004,81	84,7%
24%	R\$ 400.368,88	84,7%
26%	R\$ 433.732,95	84,7%
28%	R\$ 467.097,03	84,7%
30%	R\$ 500.461,10	84,7%
32%	R\$ 533.825,17	84,7%
34%	R\$ 567.189,25	84,7%
36%	R\$ 600.553,32	84,7%
38%	R\$ 633.917,39	84,7%
40%	R\$ 667.281,47	84,7%
42%	R\$ 700.645,54	84,7%
44%	R\$ 734.009,61	84,7%
46%	R\$ 767.373,69	84,7%
48%	R\$ 800.737,76	84,7%
50%	R\$ 834.101,83	84,7%
52%	R\$ 867.465,91	84,7%
54%	R\$ 900.829,98	84,7%
56%	R\$ 934.194,05	84,7%
58%	R\$ 967.558,13	84,7%
60%	R\$ 1.000.922,20	84,7%

62%	R\$ 1.034.286,27	84,7%
64%	R\$ 1.067.650,35	84,7%
66%	R\$ 1.101.014,42	84,7%
68%	R\$ 1.134.378,49	84,7%
70%	R\$ 1.167.742,57	84,7%
72%	R\$ 1.201.106,64	84,7%
74%	R\$ 1.234.470,71	84,7%
76%	R\$ 1.267.834,79	84,7%
78%	R\$ 1.301.198,86	84,7%
80%	R\$ 1.334.562,93	84,7%
82%	R\$ 1.367.927,01	84,7%
84%	R\$ 1.401.291,08	84,7%
86%	R\$ 1.434.655,15	84,7%
88%	R\$ 1.468.019,23	84,7%
90%	R\$ 1.501.383,30	84,7%
92%	R\$ 1.534.747,37	84,7%
94%	R\$ 1.568.111,45	84,7%
96%	R\$ 1.601.475,52	84,7%
98%	R\$ 1.634.839,59	84,7%
100%	R\$ 1.668.203,67	84,7%

Tabela 55 - Diferença nos custos operacionais (R\$)

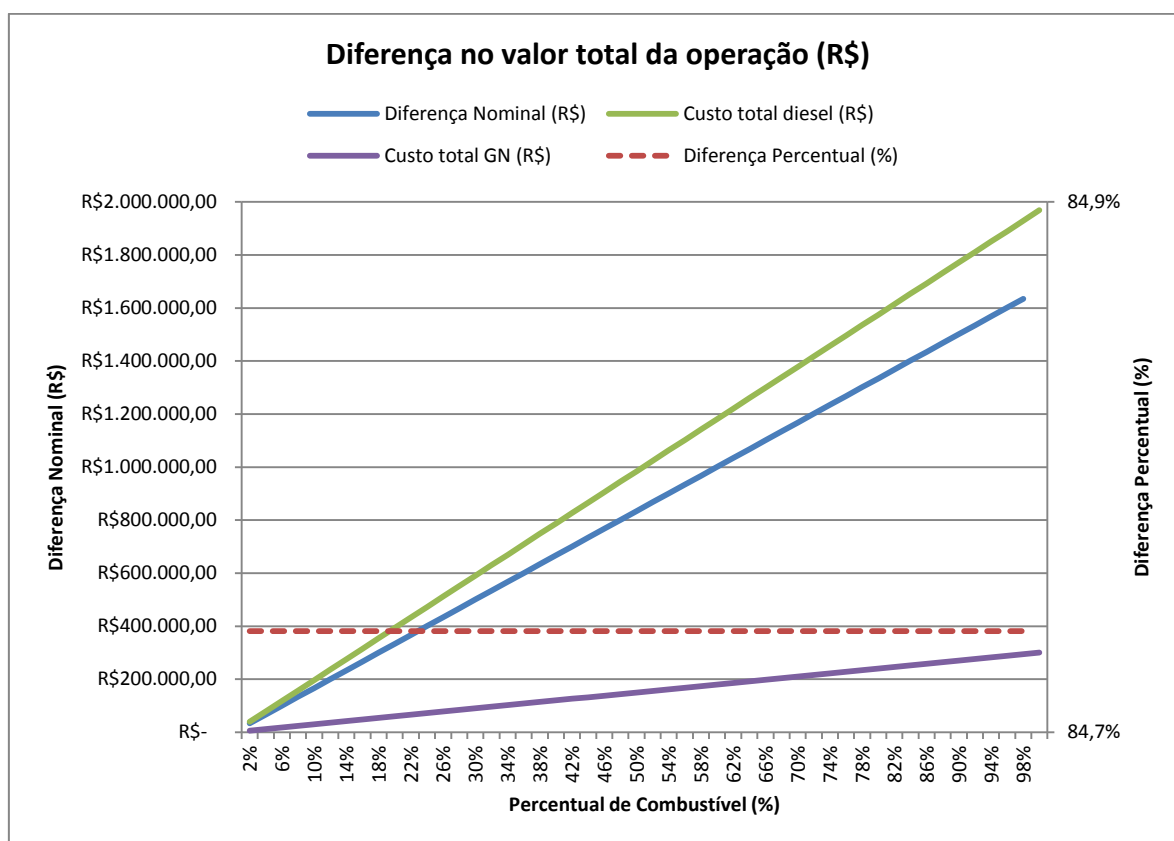


Gráfico 27- Diferença valor da operação (R\$)

<i>Usina termelétrica com 8 motores de 18 cilindros (204L por cilindro)</i>			
<i>Custo do kW por combustível</i>			
Gás (%)	Diesel (%)	custo p/ kW - GN (R\$)	Custo p/ kW Diesel (R\$)
0%	100%	R\$ -	R\$ 0,3944
2%	98%	R\$ 4,3052	R\$ 0,4017
4%	96%	R\$ 2,1486	R\$ 0,4093
6%	94%	R\$ 1,4316	R\$ 0,4177
8%	92%	R\$ 1,0717	R\$ 0,4260
10%	90%	R\$ 0,8569	R\$ 0,4353
12%	88%	R\$ 0,7127	R\$ 0,4443
14%	86%	R\$ 0,6106	R\$ 0,4544
16%	84%	R\$ 0,5339	R\$ 0,4649
18%	82%	R\$ 0,4743	R\$ 0,4760
20%	80%	R\$ 0,4267	R\$ 0,4876
22%	78%	R\$ 0,3887	R\$ 0,5012
24%	76%	R\$ 0,3566	R\$ 0,5148
26%	74%	R\$ 0,3299	R\$ 0,5298
28%	72%	R\$ 0,3070	R\$ 0,5458
30%	70%	R\$ 0,2868	R\$ 0,5618
32%	68%	R\$ 0,2694	R\$ 0,5796
34%	66%	R\$ 0,2542	R\$ 0,5986
36%	64%	R\$ 0,2403	R\$ 0,6178
38%	62%	R\$ 0,2253	R\$ 0,6312
40%	60%	R\$ 0,2124	R\$ 0,6473
42%	58%	R\$ 0,2021	R\$ 0,6692
44%	56%	R\$ 0,1928	R\$ 0,6927
46%	54%	R\$ 0,1844	R\$ 0,7179
48%	52%	R\$ 0,1766	R\$ 0,7451
50%	50%	R\$ 0,1696	R\$ 0,7755
52%	48%	R\$ 0,1630	R\$ 0,8074
54%	46%	R\$ 0,1571	R\$ 0,8432
56%	44%	R\$ 0,1514	R\$ 0,8810
58%	42%	R\$ 0,1461	R\$ 0,9224
60%	40%	R\$ 0,1412	R\$ 0,9679
62%	38%	R\$ 0,1365	R\$ 1,0183
64%	36%	R\$ 0,1324	R\$ 1,0758
66%	34%	R\$ 0,1283	R\$ 1,1384
68%	32%	R\$ 0,1244	R\$ 1,2088
70%	30%	R\$ 0,1208	R\$ 1,2886
72%	28%	R\$ 0,1174	R\$ 1,3798
74%	26%	R\$ 0,1143	R\$ 1,4873
76%	24%	R\$ 0,1112	R\$ 1,6103
78%	22%	R\$ 0,1083	R\$ 1,7557
80%	20%	R\$ 0,1055	R\$ 1,9301
82%	18%	R\$ 0,1029	R\$ 2,1432
84%	16%	R\$ 0,1006	R\$ 2,4134

86%	14%	R\$ 0,0982	R\$ 2,7565
88%	12%	R\$ 0,0959	R\$ 3,2140
90%	10%	R\$ 0,0937	R\$ 3,8544
92%	8%	R\$ 0,0916	R\$ 4,8151
94%	6%	R\$ 0,0897	R\$ 6,4265
96%	4%	R\$ 0,0878	R\$ 9,6339
98%	2%	R\$ 0,0860	R\$ 19,2561
100%	0%	R\$ 0,0843	R\$ -

Tabela 56– Custo do kW por combustível de acordo com cada modo de operação – Motor 204L

<i>Usina termelétrica com 8 motores de 18 cilindros (204L por cilindro)</i>		
<i>Diferença no custo por kW (R\$)</i>		
<i>% combustível</i>	<i>Diferença nominal (R\$)</i>	<i>Diferença (%)</i>
0%	R\$ -	0,0%
2%	R\$ 14,9508512	77,6%
4%	R\$ 7,4852923	77,7%
6%	R\$ 4,9948970	77,7%
8%	R\$ 3,7433862	77,7%
10%	R\$ 2,9975474	77,8%
12%	R\$ 2,5012579	77,8%
14%	R\$ 2,1459552	77,9%
16%	R\$ 1,8794738	77,9%
18%	R\$ 1,6688661	77,9%
20%	R\$ 1,5033964	77,9%
22%	R\$ 1,3669612	77,9%
24%	R\$ 1,2537355	77,9%
26%	R\$ 1,1574715	77,8%
28%	R\$ 1,0728514	77,8%
30%	R\$ 1,0018632	77,7%
32%	R\$ 0,9393671	77,7%
34%	R\$ 0,8842124	77,7%
36%	R\$ 0,8355153	77,7%
38%	R\$ 0,7929945	77,9%
40%	R\$ 0,7555427	78,1%
42%	R\$ 0,7202337	78,1%
44%	R\$ 0,6881332	78,1%
46%	R\$ 0,6588230	78,1%
48%	R\$ 0,6307881	78,1%
50%	R\$ 0,6058756	78,1%
52%	R\$ 0,5820465	78,1%
54%	R\$ 0,5607834	78,1%
56%	R\$ 0,5412568	78,1%
58%	R\$ 0,5230760	78,2%



60%	R\$ 0,5061065	78,2%
62%	R\$ 0,4946372	78,4%
64%	R\$ 0,4854572	78,6%
66%	R\$ 0,4702871	78,6%
68%	R\$ 0,4552075	78,5%
70%	R\$ 0,4410100	78,5%
72%	R\$ 0,4283716	78,5%
74%	R\$ 0,4155233	78,4%
76%	R\$ 0,4035377	78,4%
78%	R\$ 0,3928600	78,4%
80%	R\$ 0,3820668	78,4%
82%	R\$ 0,3730849	78,4%
84%	R\$ 0,3643729	78,4%
86%	R\$ 0,3562187	78,4%
88%	R\$ 0,3484348	78,4%
90%	R\$ 0,3415689	78,5%
92%	R\$ 0,3344393	78,5%
94%	R\$ 0,3280144	78,5%
96%	R\$ 0,3214612	78,5%
98%	R\$ 0,3156966	78,6%
100%	R\$ 0,3100223	78,6%

Tabela 57 - Diferença nominal no custo por kW

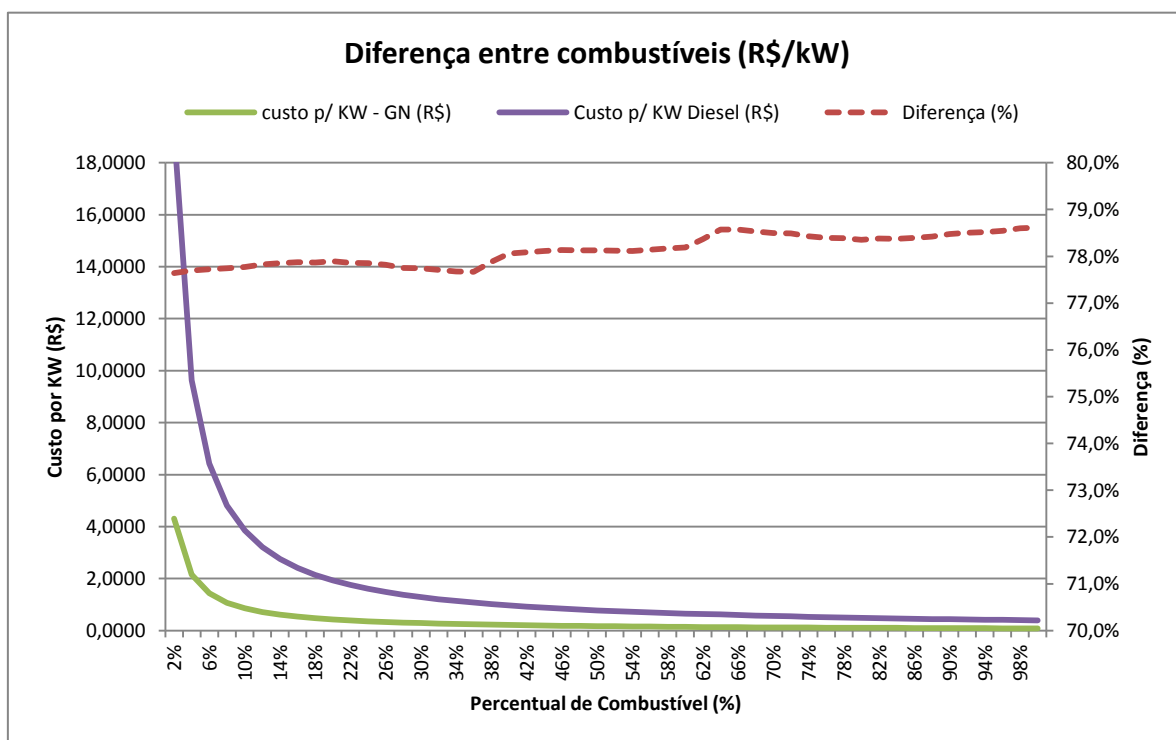


Gráfico 28—Valor do custo do KW por combustível e diferença percentual

Analisando todos os gráficos e tabelas anteriores, é possível concluir que, além de uma operação mais limpa, o gás proporciona uma operação muito mais barata levando-se em conta (apenas) os preços praticados em ambos os combustíveis (sem impostos). As diferenças em termos de custo de operação (em termos de consumo), em valores nominais chegam a mais de R\$ 1,6 milhões de reais, representando cerca de 84,7% mais do que nas mesmas condições com gás. Considerando os custos por kW gerado, a diferença no valor chega a 78,6%. Cabe ressaltar que estes valores são os mais altos e são tomados nas condições ideais de operação, no qual temos o trabalho ou a 100% de diesel ou 98% de gás e 2% (com injeção do diesel piloto), onde as diferenças de potência são aceitáveis e trabalha-se nos pontos ótimos da curva de potência.

## 8. Conclusão

Este trabalho teve por objetivo, conforme apresentado na introdução, estudar, do ponto de vista teórico, a viabilidade de conversão para motores 4 tempos diesel em “dual-fuel” (bicom bustíveis), capazes de queimar também o gás natural, para aplicação em usinas termelétricas, com finalidade de gerar energia elétrica. Foram avaliados os principais pontos envolvidos no processo de conversão, tais como: os aspectos termodinâmicos do ciclo, com determinação de potência e consumo teóricos; os componentes mecânicos que devem ser modificados ou adicionados para que possa queimar também o gás; os valores de emissões teóricas; e os custos referentes a operação com gás ou diesel. Toda a análise foi conduzida sempre visando apresentar ambos os lados da conversão, mostrando todos os ganhos e perdas em cada situação.

Compilando todos os dados dispostos ao longo desse estudo, pode-se concluir que, do ponto de vista teórico, a conversão de motores para esta aplicação, tomando-se as ações necessárias durante a conversão, é sim viável, apresentando ganhos expressivos em termos de emissões e custos quando comparados aos motores exclusivamente a diesel. As perdas envolvidas na conversão, em especial em termos de potência, são completamente contornáveis quando assumindo os corretos parâmetros na conversão, realçando ainda mais os ganhos com a mesma.

## Bibliografia

- (IMO), I. M. (2014). *Third IMO Greenhouse Gas Study 2014*.
- (WRI), W. R. (11 de 2018). Climate analysis indicators tool (CAIT).
- Agência Nacional do Petróleo, G. n.-A. (2017). *Anuário estatístico brasileiro do petróleo, gás natural e biocombustíveis*. Rio de Janeiro - RJ.
- Ambiente, M. d. (2015-2016). Energia no Mundo.
- Ambiente, M. d. (2019). *Efeito estufa e aquecimento global*. Fonte: MMA.gov: <http://www.mma.gov.br/informma/item/195-efeito-estufa-e-aquecimento-global>
- Ambiente, M. d. (02 de 2019). *Ministério do Meio Ambiente*. Fonte: MMA: [www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/acordo-de-paris.html](http://www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/acordo-de-paris.html)
- Amir Sharafian, S. R. (12 de 02 de 2019). Policy implications of liquefied natural gas use in heavy-duty vehicles: Examples in Canada and British Columbia. *Science Direct*.
- Amir Sharafian, S. R. (2019). Transportation Research Part D. *Policy implications of liquefied natural gas use in heavy-duty*, pp. 123-140.
- Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2017 - Ano base 2016. (2017). *Anuário estatístico de energia elétrica*. Brasília: GRUPOJAM MÍDIA INTEGRADA EIRELI - ME.
- Apostila de Motores de Combustão Interna - Máquinas Térmicas. (2019). Rio de Janeiro - RJ: UFRJ - Politécnica.
- Arteconi, A. P. (2013). LNH as vehicle fuel and the problem of supply: The Italian case study. *Energy policy* . *Energy policy* 62., pp. 503-512.
- Atlas de Energia Elétrica do Brasil - 2ª Edição. (2005). *Agência Nacional de Energia Elétrica*. Brasília.
- Bill. (2017). National Inventory Report. *British Columbia Greenhouse Gas Emissions Inventory*. Fonte: British Columbia Greenhouse Gas Emissions Inventory.
- BOMIN. (2018). *Heavy fuel oil (HFO)*. Fonte: BOMIN: <https://www.bomin.com/en/news-info/glossary/details/term/heavy-fuel-oil-hfo.html>
- CHEVRON. (2018). *"Everything you need to know about marine fuels"*. Fonte: Chevron: [https://www.chevronmarineproducts.com/content/dam/chevron-marine/brochures/chevron\\_everythingyouneedtoknowaboutfuels\\_v3\\_1a\\_desktop.pdf](https://www.chevronmarineproducts.com/content/dam/chevron-marine/brochures/chevron_everythingyouneedtoknowaboutfuels_v3_1a_desktop.pdf)
- Comgás. (06 de 2019). *Comgás: Tarifas do gás natural canalizado*. Fonte: Comgás: <https://www.comgas.com.br/tarifas/industrial/>

- CONAMA. (2011). *Resolução CONAMA nº 382 de 2006 - Estabelece os limites máximos para emissão de poluentes atmosféricos para fontes fixas*. Fonte: CONAMA: <http://www2.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=520>
- Copergás. (06 de 2019). *Copergás: Tarifas*. Fonte: Copergás: <https://www.copergas.com.br/atendimento-ao-cliente/tarifas/>
- Dinesh, B. . (2018). A study on performance, combustion and emission behaviour of diesel engine powered by novel nano nerium oleander biofuel. *J.Clean. Prod.* 196, pp. 74-83.
- Eletrobras. (2018). *Energia Nuclear*. Fonte: Eletronuclear: <http://www.eletronuclear.gov.br/Sociedade-e-Meio-Ambiente/Espaco-do-Conhecimento/Paginas/Energia-Nuclear.aspx>
- Energia, M. d. (2017). *Energia Eólica*. Fonte: Ministério de Minas e Energia: [http://www.mme.gov.br/web/guest/pagina-inicial/outras-noticias/-/asset\\_publisher/32hLrOzMKwWb/content/numeros-de-usinas-eolicas-se-aproximam-de-500-instalacoes-no-pais](http://www.mme.gov.br/web/guest/pagina-inicial/outras-noticias/-/asset_publisher/32hLrOzMKwWb/content/numeros-de-usinas-eolicas-se-aproximam-de-500-instalacoes-no-pais)
- Furuoka, F. (2016). Natural gas consumption and economic development in China and Japan: an empirical examination of the Asian context. *Science Direct*, pp. 100-115.
- Gasmig, C. d. (02 de 2019). *Tabela de conversão de combustíveis*. Fonte: GASMIG: [www.gasmig.com.br/GasNatural/Paginas/Tabela-de-Convertao.aspx](http://www.gasmig.com.br/GasNatural/Paginas/Tabela-de-Convertao.aspx)
- Gasnet. (01 de 2019). *Gas net, o site do gás natural*. Fonte: Gasnet: [http://www.gasnet.com.br/gasnatural/gas\\_completo.asp#gas1](http://www.gasnet.com.br/gasnatural/gas_completo.asp#gas1)
- Goveia, R. (s.d.). *Usina Hidrelétrica*. Fonte: Toda Matéria: <https://www.todamateria.com.br/usina-hidreletrica/>
- Imran, M. Y. (2016). Renewable and sustainable energy reviews. *Research progress in the development of natural gas as fuel for road vehicles: a bibliographic review*, pp. 702-741.
- Kristenen, H. O. (2015). *Energy Demand and Exhaust Gas Emissions of Marine Engines - Technical University of Denmark*. Lyngby - Denmark.
- Mahle. (02 de 2019). *Manual Técnico: Curso Mahle Metal Leve Motores de Combustão Interna*. Fonte: Mahle: <https://www.mahle-aftermarket.com/media/local-media-latin-america/catalogs/manuais-tecnicos/2016-04-19-manual-curso-de-motores-2016.pdf>
- MAN. (06 de 2013). *51/60 Dual Fuel, Project Guide - Marine. Four Stroke dual fuel engines compliant with IMO TIER II*. Fonte: SCRIBD: <https://pt.scribd.com/document/390003860/51-60DF-Project-Guide-Marine>

- MAN. (2014). *Technical Documentation Engine Operating Instructions (V51/60 Dual Fuel) MAN DIESEL & TURBO*. Augsburg - DE: MAN.
- MAN, (. (2014). *Technical Documentation Engine Operating Instructions V51/60DF (Dual Fuel) MAN DIESEL & TURBO*. Augsburg - DE: MAN Diesel & Turbo.
- Ministério do Meio Ambiente. (03 de 2019). Fonte: MMA.Gov: [www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/acordo-de-paris.html](http://www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/acordo-de-paris.html)
- National Inventory Report - Canada's mid-Century. (2017). *British Columbia Greenhouse Gas Emissions Inventory*.
- National Inventory Report 1990–2015: Greenhouse Gas Sources and Sinks in Canada* . (s.d.).  
Fonte: –Executive Summary, Environ. Clim. Chang. Canada, 2017.
- PETROBRAS. (06 de 2019). *Petrobras Gasolina e Diesel*. Fonte: PETROBRAS: <http://www.petrobras.com.br/pt/produtos-e-servicos/precos-de-venda-as-distribuidoras/gasolina-e-diesel/>
- Ramón, J. R., Brooks, A. A., Browne, J. B., & Sterner, T. (19 de 05 de 2015). Influence of Methane emissions and vehicle efficiency on the climate implications of heavy-duty-free natural gas trucks. *ACS Publications*.
- Segeler, E. C. (janeiro, 1, 1974). *Gas engineers handbook: Fuel gas engineering practices*. Industrial Press.
- Sevik, S. (07 de 2015). An analysis of the current and future use of natural gas-fired power plants in meeting electricity energy needs: The case of Turkey. *Science Direct*, pp. 572 - 586.
- SIRENE. (03 de 2019). *SIRENE*. Fonte: Sistema de Registro Nacional de Emissões: [http://sirene.mctic.gov.br/portal/opencms/paineis/2018/08/24/Gases\\_por\\_Subsetor.html](http://sirene.mctic.gov.br/portal/opencms/paineis/2018/08/24/Gases_por_Subsetor.html)
- Turbo, M. D. (2004). *Technical Documentation Engine Operating Instructions - V 48/60 B*. Augsburg - DE: MAN .
- Turbocharger, M. (16 de 07 de 2014). *Project Guide, TCA, Turbocharger*. Fonte: MAN: <https://turbocharger.mandieselturbo.com/docs/default-source/shopwaredocuments/tca.pdf?sfvrsn=2>
- UNFCCC. (2015). *COP 21 Paris*. Fonte: 21 session of the conference of parties: <http://www.cop21paris.org/about/cop21>
- UNITROVE. (2018). *LNG Density Caculator*. Fonte: Unitrove: [www.unitrove.com/engineering/tools/gas/liquefied-natural-gas-density](http://www.unitrove.com/engineering/tools/gas/liquefied-natural-gas-density)

Varella, C. A. (2019). Características Dimensionais dos Motores de Combustão Interna. Seropédica , RJ, Brasil: Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro - Departamento de Engenharia.

Yunus A. Çengel, M. A. (2016). *Termodinâmica*. Mc Graw Hill.