

Universidade Federal do Espírito Santo – UFES
Centro Tecnológico
Departamento de Engenharia Mecânica

Balanço Energético e Exergético de uma Pequena Central Termelétrica equipada com um Motor de Combustão Interna a Diesel

Arthur Monteiro Filho
Marcos André Torrezani Rodrigues

Brasil
Vitória
2015

Universidade Federal do Espírito Santo – UFES
Centro Tecnológico
Departamento de Engenharia Mecânica

Balanco Energético e Exergético de uma Pequena Central Termelétrica equipada com um Motor de Combustão Interna a Diesel

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Coordenadoria do Curso de Bacharelado em
Engenharia Mecânica da Universidade Fede-
ral do Espírito Santo, como requisito parcial
para obtenção do título de Bacharel em En-
genharia Mecânica .

Arthur Monteiro Filho

Marcos André Torrezani Rodrigues

Orientador: Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos

Brasil

Vitória
2015

Universidade Federal do Espírito Santo – UFES
Centro Tecnológico
Departamento de Engenharia Mecânica

Balanço Energético e Exergético de uma Pequena Central Termelétrica equipada com um Motor de Combustão Interna a Diesel

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Coordenadoria do Curso de Bacharelado em
Engenharia Mecânica da Universidade Fed-
eral do Espírito Santo, como requisito parcial
para obtenção do título de Bacharel em En-
genharia Mecânica .

Trabalho aprovado. Brasil, 09 de Julho de 2015:

**Prof. Dr. José Joaquim Conceição
Soares Santos**
Orientador

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
Examinador

Prof. Dr. Márcio Ferreira Martins
Examinador

Brasil

Vitória
2015

*Dedicamos esse trabalho as nossas famílias,
por todo amor e carinho e a todas as pessoas que,
assim como nós, estão sempre buscando seus sonhos.*

Agradecimentos

Agradecemos primeiramente à Deus por permitir que tivéssemos essa oportunidade de ingressar e concluir o curso de Engenharia Mecânica.

Agradecemos também às nossas famílias, que durante toda nossa trajetória, nos apoiaram e demonstraram completa compreensão e carinho para que pudéssemos concluir mais essa etapa de nossas vidas. E a todos que nos ajudaram de maneira direta e indireta nesses anos.

Estendemos nosso obrigado ao querido professor José Joaquim, que nos auxiliou e guiou para que esse trabalho estivesse concluído.

*“Não vos amoldeis às estruturas deste mundo,
mas transformai-vos pela renovação da mente,
a fim de distinguir qual é a vontade de Deus:
o que é bom, o que Lhe é agradável, o que é perfeito.
(Bíblia Sagrada, Romanos 12, 2)*

Resumo

Com a atual crise energética mundial, saber aproveitar e utilizar de forma eficiente todas as possibilidades de geração de energia é de fundamental importância. Os motores de combustão interna são amplamente utilizados para essa finalidade através de sua aplicação em centrais termelétricas. Para conseguir um bom aproveitamento é preciso entender o quanto cada processo da central contribui para as perdas, tanto de energia quanto de exergia. Para realizar tais análises alguns modelos termodinâmicos são utilizados. Em alguns desses modelos termodinâmicos são consideradas simplificações e é muito importante entender quando tais simplificações são aplicáveis ou não para realizar os balanços energéticos e exergéticos. Vale ressaltar também que as simplificações utilizadas em tais modelos vão do equacionamento termodinâmico até o uso de equações de combustão ou não para se modelar o processo. Para decidir se essas considerações são válidas são realizadas comparações entre cada um dos modelos apresentados. Essas comparações são feitas entre cada modelo, mas também entre os balanços, de energia e exergia. Para apresentar resultados e realizar as comparações são utilizados diagramas de Sankey para o balanço energético e diagramas de Grassmann para o balanço exergético. O balanço exergético mostra a importância de quantificar o calor pelo seu potencial de ser convertido em trabalho.

Palavras-chaves: Central Termelétrica. Exergia. Energia. Diagrama de Sankey. Diagrama de Grassmann

Abstract

With the current world's energy crisis, learn to take advantage and make efficient use of all the power generation's possibilities for is of fundamental importance. Internal combustion engines are widely used for this purpose through its application in thermoelectric plants. To achieve a good use is necessary to understand how much each central's process contributes to the loss of both, energy and exergy. To undertake such analyzes some thermodynamic models are used. In some of these thermodynamic models simplifications are considered and it is very important to understand when such simplifications are applicable or not to perform the energy and exergy balance. It is also important to stress that the simplifications used in such models varies from thermodynamic equations to the use of combustion equations or not to model the process. To decide if these considerations are valid, comparisons are made between each of the models shown. These comparisons are made between each model, but also between the energy and exergy balance. To show results and perform comparisons are used Sankey diagrams for energy balance and Grassmann diagrams for exergy balance. The exergetic balance shows the importance of quantifying the heat for its potential to be converted into work.

Key-words: Thermoelectric Plant. Exergy. Energy. Sankey diagram. Grassmann Diagram.

Lista de Figuras

Figura 1 – Principais partes de um MCI 4 tempos	20
Figura 2 – Principais partes de um MCI 2 tempos	21
Figura 3 – Nomenclatura das principais partes de um MCI	22
Figura 4 – Fluxograma de sistemas de uma usina termelétrica	23
Figura 5 – Fluxograma do processo de conversão de energia em uma usina termelétrica	24
Figura 6 – Comparação de eficiências para diferentes equipamentos	24
Figura 7 – Termelétrica El Paso Rio Negro	25
Figura 8 – Motores diesel da planta	25
Figura 9 – Balanço de massa em um volume de controle	27
Figura 10 – Balanço de energia em um volume de controle	28
Figura 11 – Esquema Básico da Bancada Estudada	31
Figura 12 – Esquema de ligação do quadro elétrico e dos aparelhos de medição utilizados no ensaio de medida de potência elétrica e corrente elétrica .	33
Figura 13 – Medidor de vazão do combustível	34
Figura 14 – Manômetro em "U"(Fluido Manométrico: Água)	34
Figura 15 – Medidor de vazão de água	35
Figura 16 – Posicionamento dos termoapares para medição de temperatura	36
Figura 17 – Diagrama Energético - Modelo 1 sem a presença de Enxofre no combustível	50
Figura 18 – Diagrama Exergético - Modelo 1 sem a presença de Enxofre no combustível	52
Figura 19 – Diagrama Energético - Modelo 2 Considerando Ar seco e sem a presença de Enxofre no combustível	53
Figura 20 – Diagrama Exergético - Modelo 2 Considerando Ar seco e sem a presença de Enxofre no combustível	54
Figura 21 – Diagrama Energético - Modelo 2 com ar úmido sem a presença de Enxofre no combustível	55
Figura 22 – Diagrama Exergético - Modelo 2 com ar úmido Considerando Ar seco e sem a presença de Enxofre no combustível	56
Figura 23 – Diagrama Energético - Modelo 1 com a presença de Enxofre no combustível	57
Figura 24 – Diagrama Exergético - Modelo 3 com a presença de Enxofre no combustível	58
Figura 25 – Diagrama Energético - Modelo 3 considerando Ar seco com a presença de Enxofre no combustível	59
Figura 26 – Diagrama Exergético - Modelo 3 considerando Ar seco com a presença de Enxofre no combustível	60
Figura 27 – Diagrama Energético - Modelo 3 considerando Ar úmido com a presença de Enxofre no combustível	61

Figura 28 – Diagrama Exergético - Modelo 3 considerando Ar úmido com a presença de Enxofre no combustível	62
Figura 29 – Gráfico comparativo dos balanços energéticos e exergéticos (Sem a presença de Enxofre no combustível	63
Figura 30 – Gráfico comparativo dos balanços energéticos e exergéticos (Com a presença de Enxofre no combustível	64
Figura 31 – Planilha utilizada para se calcular a composição do combustível	71
Figura 32 – Seleção da aba Dados no <i>MS Excel</i>	72
Figura 33 – Seleção da opção Solver no <i>MS Excel</i>	72
Figura 34 – Painel de seleção de Parâmetros do Solver	73
Figura 35 – Captura de Tela - Coeficientes para o Diesel em base molar.	74
Figura 36 – Captura de Tela - Coeficientes dos produtos da combustão modelo 2 com ar úmido.	75
Figura 37 – Curva para calcular o rendimento do Alternador	79

Lista de tabelas

Tabela 1 – Dados lidos/ medidos no ensaio	38
Tabela 2 – Coeficiente para polinômio do calculo do calor especifico dos gases de exaustão	47
Tabela 3 – Coeficiente para polinômio do calculo do calor especifico dos gases de exaustão para o dióxido de enxofre	47
Tabela 4 – Resultados para o balanço energético sem a presença de enxofre no combustível	49
Tabela 5 – Resultados para o balanço energético com a presença de enxofre no combustível	49
Tabela 6 – Resultados para o balanço exergetico sem a presença de enxofre no combustível	49
Tabela 7 – Resultados para o balanço exergetico com a presença de enxofre no combustível	49
Tabela 8 – Erros Relativos ao Modelo de Combustão Completa considerando umidade do ar e a presença de enxofre no combustível para o balanço energético	64
Tabela 9 – Erros Relativos ao Modelo de Combustão Completa considerando umidade do ar e a presença de enxofre no combustível para o balanço exergetico	65
Tabela 10 – Valores médios de composição para o Diesel	70
Tabela 11 – Composição média obtida a partir da literatura	70
Tabela 12 – Poder Calorífico do Combustivel	71
Tabela 13 – Tabela com valores médios de composição para o Diesel	72
Tabela 14 – Coeficientes para calculo do calor especifico do ar seco	80
Tabela 15 – Coeficientes para calculo do calor especifico do ar seco	81
Tabela 16 – Coeficientes para calculo do calor especifico dos gases de exaustão	82

Simbologia

Maiúsculas

T	Temperatura
$\dot{E}x$	Exergia
$\dot{Q}$	Calor
W	Trabalho
U	Energia Interna
EC	Energia cinética final do sistema global
EP	Energia potencial final do sistema global
M	Massa molar
V	Volume
E	Energia Sistema Global
S	Entropia
R	Constante Universal dos Gases Ideais
H	Pressão em coluna d'água
C	Constante do Orifício de Sucção de Ar
$\dot{M}$	Fluxo de Massa em um Sistema

Minúsculas

v	Vazão volumétrica
d	Diâmetro do Orifício de Sucção do Ar
g	Aceleração da gravidade
i	Corrente elétrica do motor
h	Entalpia
k	Constante do gás
t	Tempo

$\dot{m}$	Vazão Mássica
$\bar{c}_a$	Calor Específico d a Água
$\bar{c}_p$	Calor Específico d os G ases d e Exaustão
p	Pressão
u	Tenssão

Gregas

ρ	Massa específica
Δ	Variação
β	Fator para cálculo da exergia do combustível
θ	Produção de entropia por irreversibilidades
η	Rendimento

Sobrescritos

Q	Parcela Química
F	Parcela Física
M	Parcela Mecânica
T	Parcela Térmica

Subscritos

amb	Condição Ambiente
e	Entrada
s	Saída
esc	Gases de escapamento
el	Elétrico
m	Mecânico
a	Fluxo de Água
ae	Fluxo da Água de Entrada do Radiador
as	Fluxo da Água de Entrada do Radiador
g	Fluxo de Gás
d	Degradada
ar	Fluxo Ar que Entra no Motor Combustível

c	Combustível
p	Outras perdas no balanço energético
$\acute{a}gua$	Fluxo de água
ar	Fluxo de Ar
0	Condição Inicial do Sistema
$final$	Condição Final do Sistema
si	Sistema Global
$el - mot$	Atrito Gerador como Motor
$p - gr$	Perdas no gerador
$atr - m$	Atrito do Motor
atm	Condições Atmosféricas
alt	Alternador
$alt - mot$	Alternador na Condição Inversa de Trabalho

Abreviaturas

MCI	Motores de Combustão Interna
PCI	Poder Calorífico Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PMI	Ponto Morto Inferior
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
CRO	Ciclo Rankine Orgânico

Sumário

1	Introdução	16
1.1	Motivação e Justificativa	16
1.2	Objetivo e Alcance	17
1.3	Estrutura do Projeto de Graduação	17
2	Princípios e Fundamentos	18
2.1	Central termelétrica com motor de combustão interna (M.C.I)	18
2.2	Análise Energética e Exergética	26
2.2.1	Análise Termodinâmica	26
2.2.2	Balanco de Massa	27
2.2.3	Balanco de Energia	28
2.2.4	Balanco de Exergia	29
2.2.5	Energia e Exergia de fluxo	30
3	Metodologia para medição de dados em uma pequena central termelétrica diesel	31
3.1	Procedimento de medidas dos parâmetros necessários	32
3.2	Medição de potência elétrica e corrente elétrica	33
3.3	Medição de vazão de combustível	33
3.4	Medição da Vazão de ar	34
3.5	Vazão de Água	35
3.6	Medição de Temperaturas	35
3.7	Procedimento de Ensaio	36
4	Modelos utilizados nas análises Energética e Exergética	39
4.1	Primeiro Modelo Termodinâmico: Modelo Base	39
4.1.1	Balanco Energético da Central Diesel	39
4.1.2	Balanco Exergético da Central Diesel	43
4.2	Segundo Modelo Termodinâmico: Combustão Completa sem a presença de enxofre no combustível	46
4.2.1	Balanco Energético da Central Diesel	46
4.2.2	Balanco Exergético da Central Diesel	48
4.3	Terceiro Modelo Termodinâmico: Combustão Completa com a presença de enxofre no combustível	48
4.3.1	Balanco Energético da Central Diesel	48
4.3.2	Balanco Exergético da Central Diesel	48
5	Resultados e Discussão	50
5.1	Comparação entre o Balanco energético e exergético	50
5.2	Comparação dos resultados relativamente Terceiro Modelo Termodinâmico	64

6	Considerações Finais	66
	Referências	68
	Apêndices	69
APÊNDICE A	Definição da Composição do Combustível para cada um dos dois casos estudados nesse trabalho	70
APÊNDICE B	Equacionamento Químico	74
APÊNDICE C	Obtenção do Excesso de ar	76
	Anexos	78
ANEXO A	Curva para obtenção do rendimento do Alternador em função da corrente elétrica	79
ANEXO B	Polinômios para obtenção do Calor específico dos Gases de Exaustão	81

1 Introdução

Neste capítulo introdutório são apresentados a motivação e também o objetivo deste trabalho. Além disso a estrutura a qual os temas são apresentados ao longo do trabalho.

1.1 Motivação e Justificativa

Os motores de combustão interna possuem grande aplicação em sistemas de geração e cogeração de energia e na indústria automotiva. Tais motores adquiriram um grande avanço tecnológico empregado em seu funcionamento tendo em vista que existem a pelo menos cento e cinquenta anos. Dessa forma ensaiar e estudar o desempenho desses motores é muito importante, para contribuir com o crescimento ainda maior de seu campo de aplicação e qualidade de funcionamento. Entender e dominar todo o processo de conversão de energia também é fundamental ao trabalhar com MCI(Motor de combustão interna). Desde a combustão, passando pela potência mecânica que aciona o gerador, todas as etapas do processo de conversão de energia devem ser conhecidas e estudadas.

Alguns dados levantados durante uma aula de laboratório de uma das disciplinas da Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), tendo como motivação inicial a possibilidade de estudar os balanços através dessas medições realizadas. Além da quantificação das parcelas de energia e exergia ligadas a cada um dos fluxos da central ainda cabe um estudo sobre diferentes modelos termodinâmicos para analisar os impactos causados por alguma simplificação inerente aos mesmos e também entre cada um dos modelos.

O enxofre é um elemento indesejável, porém presente em qualquer combustível diesel, devido à ação corrosiva de seus compostos e à formação de gases tóxicos como SO_2 (dióxido de enxofre) e SO_3 (trióxido de enxofre), que ocorre durante a queima do combustível. Na presença de água, o trióxido de enxofre leva à formação de ácido sulfúrico (H_2SO_4), que é altamente corrosivo para as partes metálicas dos equipamentos, além de ser poluente [Silva et al. \(2013\)](#).

Se a concentração de enxofre no combustível for elevada, as emissões de SO_2 e SO_3 , serão elevadas o que provoca danos à saúde humana. Já em contato com a umidade atmosfera o SO_2 gera o ácido sulfúrico que contribui consideravelmente para a formação da chuva ácida. Além de um efeito na geração de energia, já que devido a exigências legais a emissão de enxofre deve ser controlada, sendo assim os gases de exaustão saem a uma temperatura mais elevada. Analisar os impactos nos resultados causados pela presença de enxofre no combustível é imprescindível.

1.2 Objetivo e Alcance

Esse trabalho tem por objetivo realizar balanços de exergia e energia de uma central termoeletrica a Diesel para identificar e quantificar as perdas e avaliar a possibilidade de aproveitamento dessas perdas. Para isso, utiliza-se três modelos termodinâmicos diferentes.

1.3 Estrutura do Projeto de Graduação

Além desse capítulo introdutório esse trabalho contém:

O Capítulo 2 intitulado *Principais Conceitos Envolvidos* contém um apanhado histórico sobre motores de combustão interna, Centrais Termelétricas e sobre balanços exergética e energética;

A descrição da bancada onde o ensaio é realizado e os procedimentos de ensaio são apresentados no capítulo 3. O Título desse capítulo é *Metodologia para medição de dados em uma pequena central termelétrica diesel*. Apresentando também a central e as medições necessárias;

No capítulo 4, que tem o título *Modelos Utilizados nas análises Energética e Exergética*, os métodos utilizados nos balanços são descritos. Todo o equacionamento utilizado é apresentado;

Após aplicar a metodologia exposta no capítulo 4 alguns resultados são obtidos, tais resultados são apresentados no capítulo 5, *Resultados e Discussão*. Os resultados são apresentados através dos diagramas de Sankey para a energia e diagrama de Grasman para exergia;

As considerações finais pertinentes a esse trabalho e sugestões futuras de trabalhos são apresentadas no capítulo 6;

Apêndice A: Nesse apêndice apresentou-se a metodologia utilizada para se obter a composição do combustível para os dois casos abordados no presente trabalho;

Apêndice B: Nesse apêndice apresentou-se a metodologia do balanço químico realizado nesse trabalho;

Anexo A: Nesse anexo apresentou-se a curva utilizada para obtenção do rendimento do alternador;

Anexo B: Nesse anexo apresentou-se os polinômios utilizados para obtenção dos calor específico dos gases de exaustão para o modelo base;

2 Princípios e Fundamentos

Os motores de combustão interna adquiriram muitos avanços tecnológicos desde sua invenção. Nos dias atuais são utilizados em diversas aplicações. Neste capítulo são abordados conceitos a cerca de motores de combustão interna, suas aplicações, principalmente em centrais termelétricas. Também são apresentados conceitos termodinâmicos envolvidos em balanços de massa, energia e exergia de sistemas.

2.1 Central termelétrica com motor de combustão interna (M.C.I)

Os motores de combustão interna foram desenvolvidos e utilizados a partir de meados do século XIX. Muitos cientistas apresentaram seus modelos de motores de combustão interna. Um breve histórico dos momentos históricos mais importantes no desenvolvimento da tecnologia de motores de combustão interna de acordo com [Lora e Nascimento \(2004a\)](#).

Foi em 1860 que os MCI foram utilizados de fato. Os primeiros motores não utilizavam compressão antes da combustão, e trabalhavam com mistura de gás de carvão e ar na câmara de combustão, à pressão constante. O engenheiro francês, Lenoir (1822-1900), desenvolveu o primeiro motor com essas características. Devido à combustão a pressão dentro do pistão era aumentada fazendo com que ele se deslocasse e no movimento de retorno do pistão ocorria o processo de exaustão.

Após isso no ano de 1862, Beau de Rochas (1815-1893) desenvolveu um motor de combustão de quatro tempos. No desenvolvimento de seu modelo de motor ele propôs que existiam algumas condições que melhoravam o rendimento do motor, e são elas:

- Menor relação superfície/volume para o cilindro e o pistão;
- Processo de expansão mais rápido possível;
- Máxima expansão possível;
- Máxima pressão possível no começo do processo de expansão dos gases dentro do cilindro.

Tais condições fariam com que o motor sofresse menos perdas de calor, mantendo a exergia dos gases de exaustão. Beau de Rochas também sugeriu o método de operação do motor. Alguns anos mais tarde, mais precisamente em 1867, Nicolaus Otto (1832-1891) e Eugen Langen (1833-1895) desenvolveram um motor mais bem sucedido. O pistão desse

motor era movido pela explosão dos gases no cilindro e o pistão ligado a um volante através de um conjunto cremalheira e uma engrenagem. O movimento do volante fazia abrir e fechar uma válvula que controlava a admissão e ignição do motor. Esse motor atingia uma eficiência de até 11%, que era consideravelmente maior que os motores de Lenoir que atingia apenas 5%. Uma década mais tarde, Otto desenvolveu um novo motor de quatro tempos, no qual, reduziu peso e o tamanho do conjunto cilindro pistão o que proporcionou um aumento da eficiência para um valor de até 14%.

De acordo [Heywood \(1988\)](#) os MCI alternativos podem ser classificados segundo:

- O método de ignição: essa classificação é a que divide os motores em dois grandes grupos, com respeito ao método de ignição por centelha (a mistura ar+combustível é uniforme e em motores de carga estratificada, onde a mistura ar+ combustível não é uniforme.). E a ignição por compressão (geralmente usada em motores diesel). A principal diferença entre esses dois tipos de motores é que no método por ignição por centelha o que é admitido é uma mistura ar+combustível, e a ignição é realizada através de centelha. Já no segundo tipo, por compressão, somente ar é admitido ao cilindro. Esse ar é comprimido e somente depois dessa compressão o combustível é injetado. O calor do ar comprimido que é o responsável por gerar a ignição da mistura espontaneamente;
- A aplicação: onde o motor vai ser utilizado, pode ser em carros e caminhões (automotivos), aviação, marítimos, geração emergencial e geração em carga base;
- O ciclo de funcionamento: de quatro tempos: onde a aspiração é natural, ou seja, o ar admitido é à pressão atmosférica. Sistemas de injeção forçada (supercarregados) onde o ar admitido é previamente comprimido. Ainda existem os turbocarregados onde o ar admitido é comprimido por um compressor. Este por sua vez é movido por uma turbina, que é acionada pelos gases de exaustão do próprio motor. De dois tempos: a aspiração é feita pelo cárter, supercarregado e turbocarregado;
- O combustível empregado: os MCI alternativos podem trabalhar utilizando, gasolina, óleo diesel, gás natural, gás liquefeito de petróleo (GLP), metanol, etanol, hidrogênio e duais que são motores que podem trabalhar com dois tipos de combustíveis, por exemplo, um líquido e um gasoso;
- O método de preparação da mistura ar + combustível: essa preparação pode ser feita com um processo de carburação, injeção de combustível no duto de admissão e injeção diretamente nos cilindros do motor;
- O projeto da câmara de combustão: a câmara pode ser construída de forma aberta. As câmaras abertas podem ser hemisférica, triangular ou em cunha, *bowl in piston*

(que significa que a cabeça do pistão vai ter um formato concavo. A segunda forma de construção é a câmara dividida: *swirl*, essas produzem um movimento rotacional da carga;

- O método de controle de carga: esse controle pode ser feito através de estrangulamento do fluxo de ar+combustível de forma que a composição da mistura não se altere, pode ser feita também por controle somente do fluxo de combustível ou também uma combinação de ambos. Essa escolha vai depender do método de ignição do motor - centelha ou compressão;
- O método de resfriamento: por água ou ar.

Um motor de combustão interna (MCI) é constituído principalmente de cilindro, pistão, biela, manivela e árvore de manivelas (também conhecido como virabrequim) e estão apresentados na [Figura 1](#). Um exemplo de motor de dois tempos também pode ser visto na [Figura 2](#).

Motor de 4 tempos

- A - Válvula de admissão, braço oscilante e mola.
B - Tampa de válvula.
C - Janela de admissão.
D - Cabeçote.
E - Refrigerante.
F - Bloco do motor.
G - Reservatório de óleo.
H - Cáster.
I - Eixo de cames.
J - Válvula de exaustão, braço oscilante e mola.
K - Vela de ignição.
L - Janela de exaustão.
M - Pistão.
N - Biela.
O - Mancal da biela.
P - Eixo de manivela.

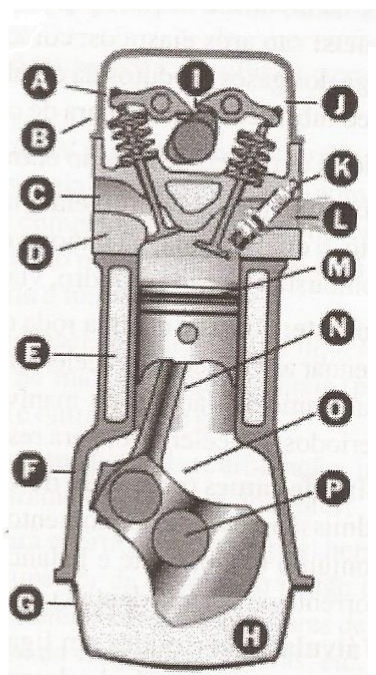


Figura 1 – Principais partes de um MCI 4 tempos

Fonte: [Lora e Nascimento \(2004a\)](#)

Motor de 2 tempos

- A - Câmara de combustão.
- B - Janela de exaustão.
- C - Cáster.
- D - Vela de ignição.
- E - Pistão.
- F - Válvula de palheta.
- G - Admissão de combustível.
- H - Combustível.

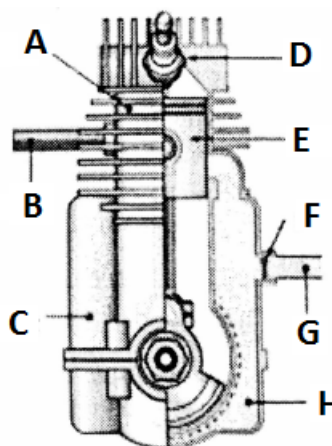


Figura 2 – Principais partes de um MCI 2 tempos

Fonte: [Lora e Nascimento \(2004a\)](#)

Algumas definições são muito importantes quando se estuda motores de combustão interna. O curso é a distância que o pistão se move em uma dada direção. Se o motor está no ponto morto superior (PMS), existe um volume dentro de cilindro que é chamado de volume morto ou volume de folga. Quando o pistão está nessa posição, ou seja, o pistão está na posição de máximo volume, ele se encontra no PMI. O volume varrido desde o PMI até o PMS é chamado de volume deslocado.

O conjunto biela-manivela tem o objetivo de transformar movimento alternativo realizado pelo pistão em movimento rotativo no eixo de manivelas. Outro parâmetro importante em MCI é a taxa de compressão que é definida como a razão entre o volume máximo dividido pelo volume mínimo. Essa nomenclatura está exposta na [Figura 3](#).

No motor 4 tempos existem quatro eventos que precisam ser bem definidos. No primeiro tempo o corre o curso de admissão que tem seu começo com o motor na posição de PMS e termina no PMI. O segundo evento é o curso de compressão, quando as válvulas estão fechadas e a mistura dentro do pistão é comprimida. A combustão tem seu início no final desse evento. O terceiro evento é o de expansão que começa no PMS e termina no PMI quando a alta temperatura e pressão dos gases de exaustão empurram o pistão para baixo e empurram o eixo de manivelas para que o mesmo rode. Quando o pistão se aproxima do PMI, a válvula de exaustão se abre, para iniciar o processo de exaustão do motor. O último evento é o curso de exaustão, que é quando o restante dos gases de exaustão deixam o cilindro, sendo varridos quando o pistão se move para o PMS.

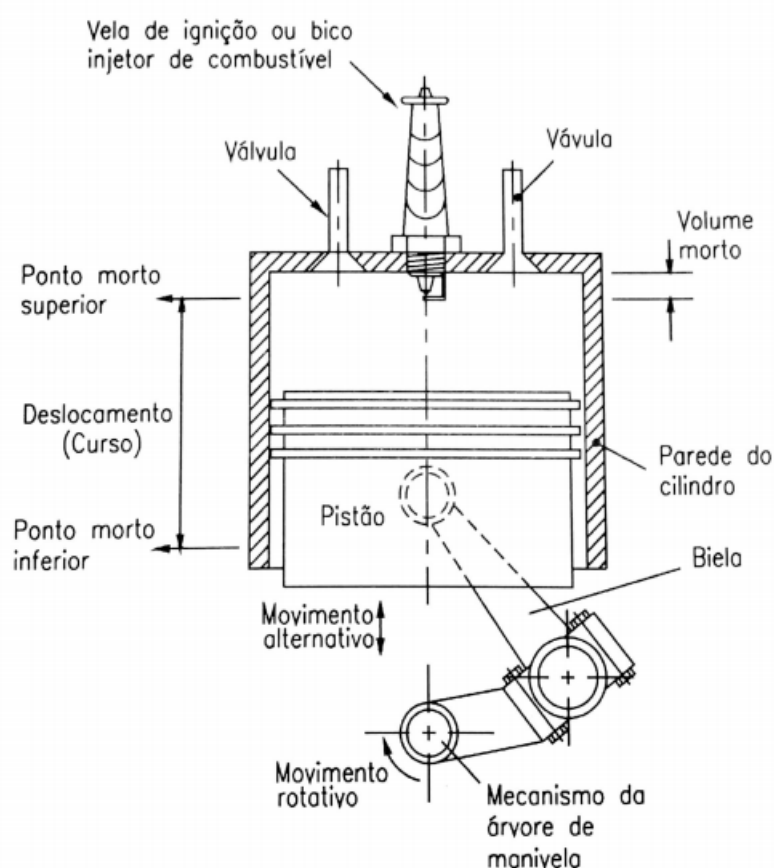


Figura 3 – Nomenclatura das principais partes de um MCI

Fonte: [Lora e Nascimento \(2004a\)](#)

Muitas centrais termelétricas de pequeno porte utilizam motores em sua planta e principalmente em centrais modulares. Em uma central termelétrica ocorre a conversão de energia química ou nuclear dos combustíveis em energia elétrica. Isso ocorre em três fases distintas. Na primeira delas a energia química do combustível é transformada em calor através de sua queima. Na segunda fase o calor produzido é transformado em trabalho mecânico por uma máquina térmica. Na terceira etapa o trabalho mecânico é produzido em energia elétrica em um gerador.

Um esquema para todo o sistema de uma usina de geração termelétrica é mostrado na [Figura 4](#).

A característica mais importante em uma usina de geração termelétrica é seu rendimento. Basicamente o rendimento é uma razão entre a quantidade de energia cedida pelo combustível pela quantidade de energia efetivamente produzida pela planta.

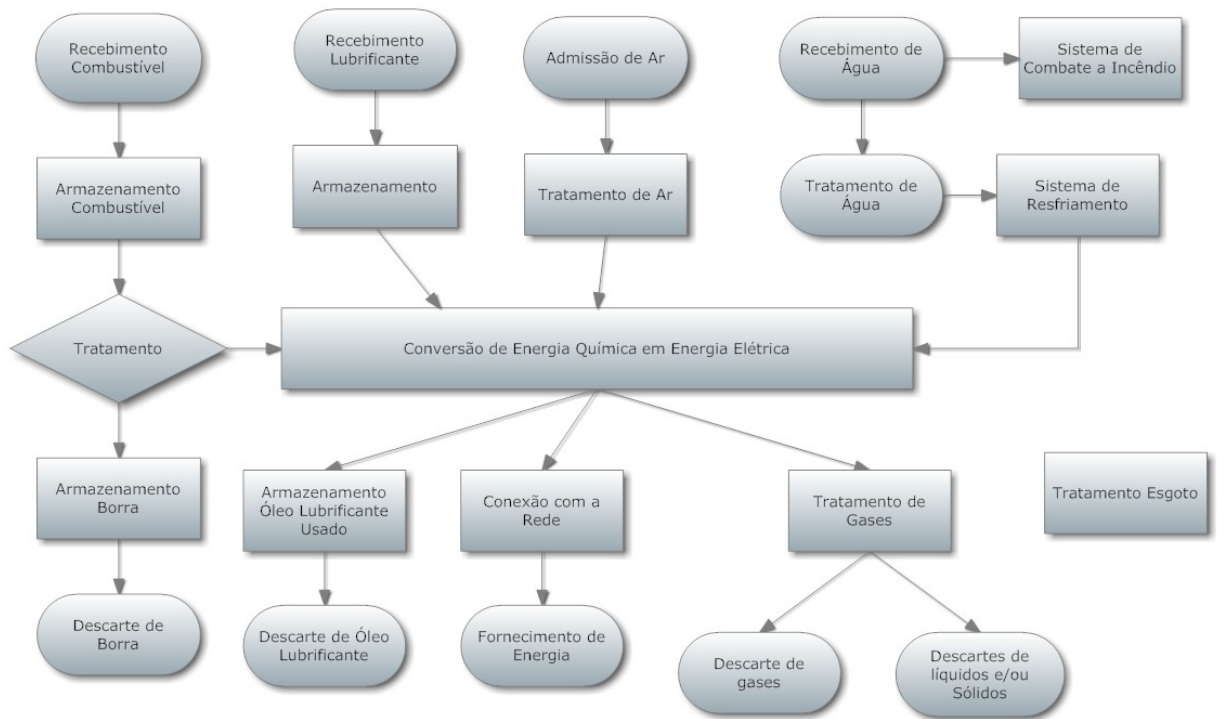


Figura 4 – Fluxograma de sistemas de uma usina termelétrica

Fonte: Lima (2010)

Um outro ponto a se destacar nessas usinas são as perdas que ocorrem ao longo da planta. Segundo Lima (2010) as perdas nesse tipo de instalação são:

- Perdas de combustível: ocorrem nos processos de armazenagem e de seu tratamento;
- Perdas térmicas: são perdas que são devidas ao processo de conversão de energia;
- Perdas elétricas: são perdas que ocorrem no processo de conversão e também na subestação;
- Perdas no consumo próprio: energia gasta no funcionamento de equipamentos da própria planta. Energia utilizadas em equipamentos auxiliares, lampadas, equipamentos elétricos etc;
- Perdas na transmissão: ocorrem no processo de transmissão entre a usina e o sistema elétrico.

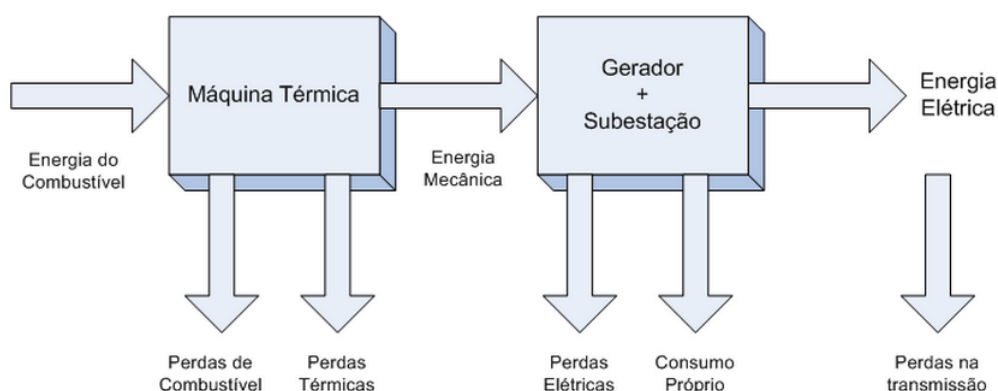


Figura 5 – Fluxograma do processo de conversão de energia em uma usina termelétrica

Fonte: Lima (2010)

De acordo com Grone (1997 apud LORA; NASCIMENTO, 2004a) é possível encontrar entre os motores de combustão interna modernos, valores superiores a 40% de eficiência térmica. Isso pode ser verificado na Figura 6.

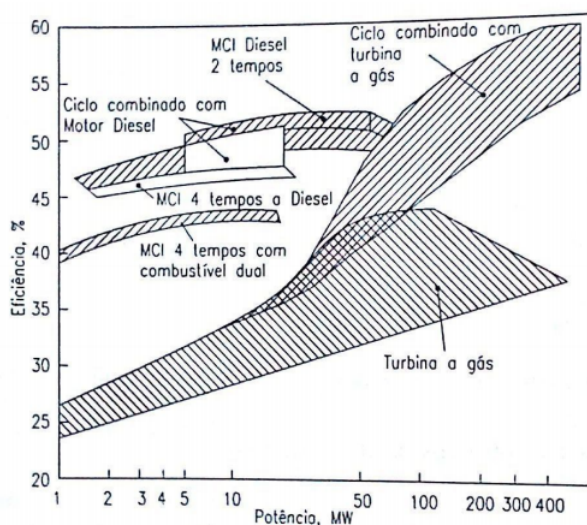


Figura 6 – Comparação de eficiências para diferentes equipamentos

Fonte: Lima (2010)

Ainda de acordo com Lora e Nascimento (2004a) o uso de MCI alternativos em unidades tem crescido muito. E ainda tende a apresentar uma configuração modular. Nesse tipo de instalação a instalação e a partida podem acontecer de forma muito mais rápida. Esse tipo de instalação facilita, também, caso haja no futuro o desejo de se acrescentar maior capacidade de geração, isso evita grandes custos iniciais. Além dessas vantagens os

motores mais modernos ainda podem trabalhar com variados combustíveis. Para elevadas potências o ciclo combinado é uma excelente opção, porém quando se trabalha com potências menores, os MCI apresentam uma eficiência maior que os ciclos combinados.

No Brasil existem muitas termelétricas que utilizam MCI em suas plantas. Um exemplo de planta de geração que utiliza MCI é a Termelétrica El Paso Rio Negro que fica localizada em Manaus. Na [Figura 7](#) é possível ver a imagem da termelétrica e na [Figura 8](#) é possível ver os motores instalados nessa usina.

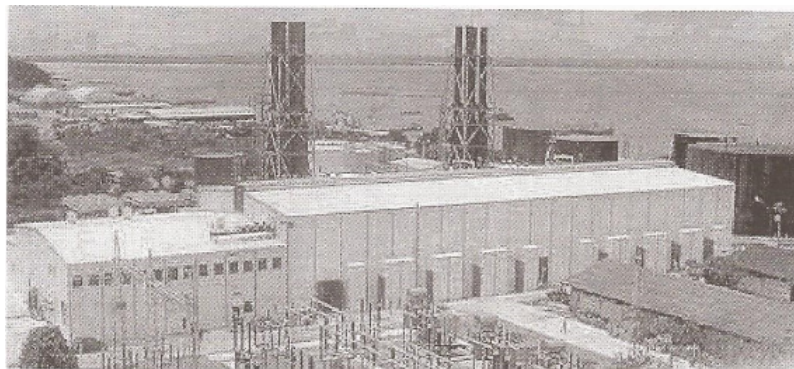


Figura 7 – Termelétrica El Paso Rio Negro

Fonte: [Lora e Nascimento \(2004b\)](#)

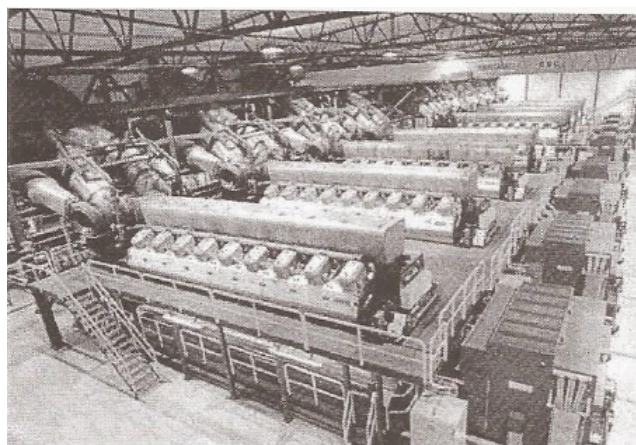


Figura 8 – Motores diesel da planta

Fonte: [Lora e Nascimento \(2004b\)](#)

No estado do Espírito Santo existe a TEVISA, localizada em Viana. A TEVISA entrou em operação comercial em 6 de Janeiro de 2010 com 20 conjuntos moto-geradores de 8,73 MW de potência instalada individual.

2.2 Análise Energética e Exergética

2.2.1 Análise Termodinâmica

As leis da termodinâmica não foram apresentadas na ordem de suas denominações. A chamada segunda lei da termodinâmica foi apresentada antes da primeira lei da termodinâmica. No entanto, é mais frequente a utilização da primeira lei ao invés da segunda, mesmo tendo sido apresentada após a segunda lei. Isso pode se dar ao fato de que a primeira lei é mais fácil de ser compreendida, pois ela afirma a conservação, enquanto a segunda lei apresenta um sentido mais complexo sobre a ocorrência de processos, sendo mais restritiva e portanto mais informativa. A eficiência de processos termodinâmicos está ligada com a utilização da segunda lei da termodinâmica. No passado as algumas pessoas pensavam que as reservas de combustíveis fósseis não iriam se esgotar nunca, e que o planeta terra iria sempre absorver o *waste-stream* produzido pelas inúmeras fabricas ao redor do globo. Mas hoje sabemos que essas afirmações não são verdadeiras.

A energia sempre se conserva, mesmo que passando para uma forma onde a sua parcela útil (exergia) é menor e menos utilizável praticamente. A transformação de parte da energia da queima de um combustível em dióxido de carbono (CO_2) nos gases de exaustão aumenta sua concentração na atmosfera, e é um processo irreversível. Não é possível gastar a mesma quantidade de energia gerada na queima para produção do CO_2 para fazê-lo sofrer o processo reverso e reduzir sua concentração na atmosfera. Por esse e outros motivos, não é de se espantar que a cada ano que passa está sendo mais priorizada a eficiência em processos.

A termodinâmica fundamenta-se em suas leis. A primeira lei da termodinâmica nos explica o princípio da conservação da energia e a segunda lei da termodinâmica é o que tem maior aplicabilidade na construção de máquinas e utilização na indústria. Ela trata da qualidade da energia no processo e existem dois enunciados para a segunda lei muito conhecidos, o enunciado de Clausius e o enunciado de Kelvin-Planck. Este trabalho combina a análise dessas duas leis da termodinâmica, observando a diferença percentual em suas diferentes análises. A designação de exergia foi introduzido na comunidade científica por Rant em 1953 e também os conceitos das primeira e segunda leis da termodinâmica foram referenciados por Von Mayer e Carnot, respectivamente, no início do século XIX. Então, na segunda parte do século XIX, a termodinâmica foi novamente posta em destaque por Gibbs. E o alicerce das análises termodinâmicas se apoiando na segunda lei foram então consagradas por Gouy e Stodola em 1889 pela lei que levou seu nome.

Em 1905 Stodola e em 1907 Jouguet já realizavam análises de 2ª lei enquanto que em 1932 Keenan definiu o conceito de exergia física e então o utilizou para fazer a análise de uma turbina a vapor. O conceito de exergia química e dos associados estados de referencia foram introduzidos por Szargut em 1986. Então, na segunda metade do século

a análise exergética ganha força e tem seu uso frequente na análise de projetos, tem um grande impulso depois da crise petrolífera dos anos setenta. Hoje a análise exergética é utilizada na indústria para aumentar eficiência de projetos, visando maior competitividade e redução de custos de produção. Além da redução do impacto ambiental, pois consumindo menos combustível em um processo com maior eficiência, se reduz a emissão de gases poluentes.

2.2.2 Balanço de Massa

O balanço da taxa de massa para volumes de controle é apresentado na figura [Figura 9](#). Ela nos mostra o sistema aberto, no qual a linha cheia define o volume de controle com o fluxo de entrada de massa e o fluxo de saída de massa.

Quando aplicado à conservação da massa no volume de controle em questão, que execute trocas de matéria através das suas fronteiras, e expressando matematicamente na [Equação 2.3](#).

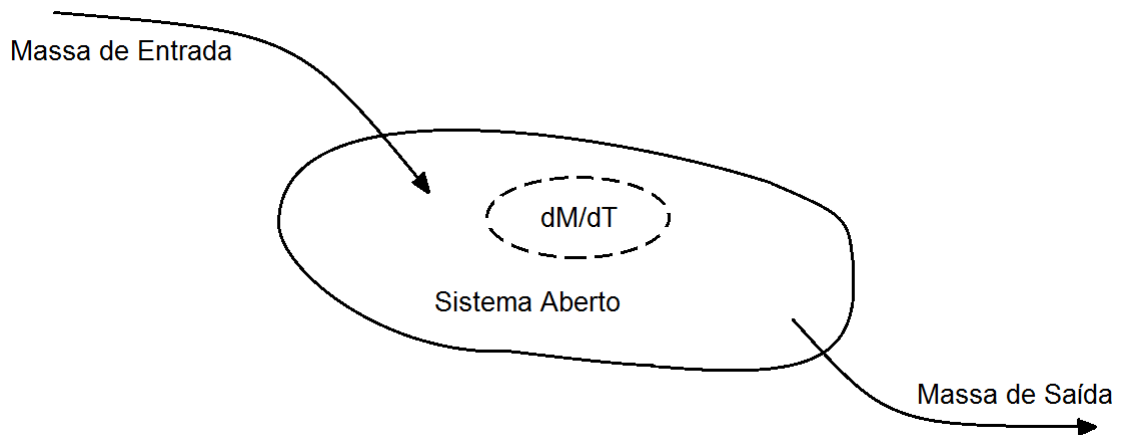


Figura 9 – Balanço de massa em um volume de controle

Fonte:Desenvolvido pelos autores

$$\dot{M}_e - \dot{M}_s = \frac{dM_{Vol.Controle}}{dt} \quad (2.1)$$

Quando a análise é realizada com o sistema operando em regime permanente o termo do lado direito da [Equação 2.3](#) é igual a zero, então tal equação resulta na [Equação 2.4](#).

$$\dot{M}_e = \dot{M}_s \quad (2.2)$$

2.2.3 Balanço de Energia

O desenvolvimento que é apresentado nesse item, parte do princípio que assim como a massa, a energia também é uma propriedade extensiva, podendo assim ser transferida para dentro ou para fora do volume de controle, como resultado da massa que atravessa nosso sistema, apresentado na [Figura 10](#). Dessa forma, o princípio da conservação de energia aplicado a um volume de controle estabelece então que:

$$[\text{Energia acumulada}] = [\text{Energia entrando } Q] - [\text{Energia saindo } W] + [\text{Variação de Energia do fluxo de massa}]$$

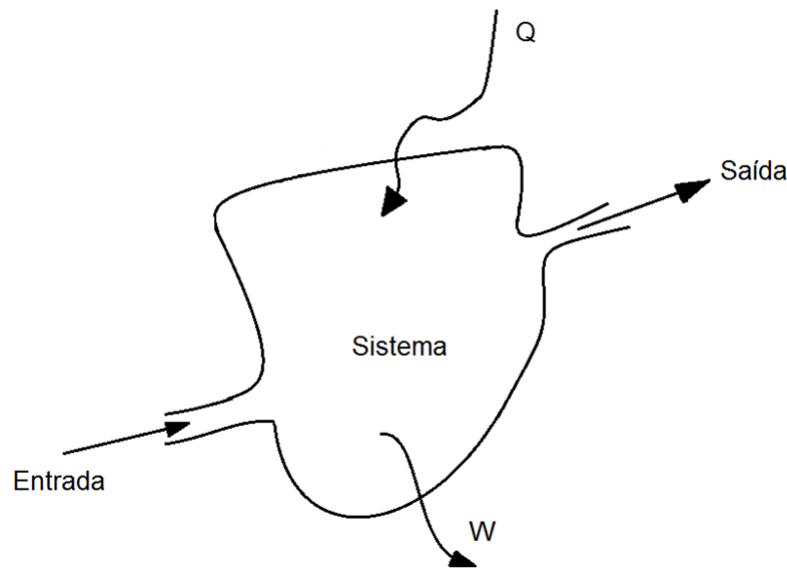


Figura 10 – Balanço de energia em um volume de controle

Fonte:Desenvolvido pelos autores

Levando em conta o sistema de controle com somente uma entrada e uma saída e considerando escoamento uniforme, segundo [Moran e Shapiro \(2009\)](#), encontramos o balanço da taxa de energia mostrado na [Equação 2.3](#):

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (2.3)$$

Tal como no caso do balanço de massa, se o regime for considerado permanente e se as variações de energia cinética e potencial forem desprezíveis, Obtemos então a seguinte equação [Equação 2.4](#):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h) \quad (2.4)$$

2.2.4 Balanço de Exergia

Exergia é o máximo trabalho teórico possível a ser realizado a partir de um sistema global, composto por um sistema e o ambiente, conforme o sistema entra em equilíbrio com o ambiente [Moran e Shapiro \(2009\)](#). Partindo do balanço de energia explicado anteriormente, o termo do lado direito ($\dot{m} \cdot (\Delta h)$) é denominado variação da energia do sistema global, que é a soma das variações de energia do sistema e do ambiente. Essa variação de energia do sistema é constituída da energia inicial dos sistema (E) que inclui energia cinética, energia potencial e energia interna do sistema. E considerando um processo em que o sistema e o ambiente entram em equilíbrio, o termo de Q é zerado. Como as energias cinética e potencial são avaliadas em relação ao ambiente, a energia do sistema no estado morto é simplesmente sua energia interna U_0 . Considerando que a variação da energia interna do ambiente é dada por $(\Delta U)_{amb}$, obtemos:

$$\dot{m} \cdot (\Delta h) = (U_0 - E) + (\Delta U)_{amb} \quad (2.5)$$

Mesmo com T_0 e p_0 mantidas constantes, as variações de U_{amb} , da entropia do ambiente (S_{amb}) e do volume do ambiente (V_{amb}) estão relacionadas pela equação:

$$(\Delta U)_{amb} = T_0 \cdot (\Delta S)_{amb} - p_0 \cdot (\Delta V)_{amb} \quad (2.6)$$

Fazendo as substituições da equações encontradas, com as devidas hipóteses, na equação do balanço de energia obtemos:

$$W = (E - U_0) + p_0 \cdot (V_{final} - V_0) - (T_0 \cdot (\Delta S)_{amb}) \quad (2.7)$$

Como não ocorre transferência de calor através da nossa fronteira de análise, o balanço de entropia para o sistema global fica da seguinte forma:

$$(\Delta S)_{si} = (\theta)_{si} \quad (2.8)$$

O termo $(\theta)_{si}$ leva em conta a produção de entropia através de irreversibilidades geradas até o equilíbrio do sistema com o ambiente. Mas temos que $(\Delta S)_{si}$ é dado por:

$$(\Delta S)_{si} = (S_0 - S) + (\Delta S)_{amb} \quad (2.9)$$

Fazendo agora a substituição das formulas anteriores e sabendo que E é a soma dos termos de energia interna (U), energia cinética (EC) e energia potencial (EP) obtemos então:

$$W_{si} = (U - U_0) + p_0 \cdot (V_{final} - V_0) - T_0 \cdot (S - S_0) + EC + EP - T_0 \cdot (\theta)_{si} \quad (2.10)$$

O valor do termo $(-T_0 \cdot (\theta)_{si})$ depende da natureza do processo à medida que o sistema evolui para o estado morto. De acordo com a segunda lei, $(-T_0 \cdot (\theta)_{si})$ é positivo quando há presença de irreversibilidades e se anula quando essas não ocorrem, mas nunca é negativo. Por isso, o valor teórico máximo para o W_{si} é dado com $(-T_0 \cdot (\theta)_{si})$ igual a zero. E esse valor é denominado de exergia.

2.2.5 Energia e Exergia de fluxo

A exergia associada a uma corrente de matéria é o trabalho teórico máximo que pode ser obtido até que a corrente alcance o estado morto, enquanto a troca de calor só ocorre com o ambiente a T_0 .

O fluxo exergético (Ex) de uma substância é obtida, conforme a [Equação 2.11](#) e [Equação 2.12](#), a partir das suas parcelas: química (Ex^Q) e física (Ex^F). A parcela física é a soma das parcelas mecânica (Ex^M) e térmica (Ex^T). A parcela química depende da composição química da substância enquanto que as parcelas térmica e mecânica variam com a temperatura e a pressão do fluxo relativamente à temperatura e pressão de referência, respectivamente. Muitas vezes a exergia de um fluxo pode ser calculada com apenas duas ou uma das parcelas: para a água e o vapor nos ciclos térmicos se despreza a parcela química e para o combustível quando se encontra a temperatura ambiente e a pressão atmosférica se usa apenas a parcela química.

$$Ex = Ex^Q + Ex^F \quad (2.11)$$

$$Ex^F = Ex^M + Ex^T \quad (2.12)$$

Neste trabalho a exergia calculada para os gases de exaustão não levarão em conta a exergia química, logo a [Equação 2.15](#) representa a exergia total dos gases de exaustão que também é a exergia física. E a [Equação 2.13](#) e [Equação 2.14](#) são, respectivamente, as parcelas térmica e mecânica da exergia.

$$Ex^T = \frac{m}{\sum y_n \cdot M_n} \left[\sum y_n \cdot \int_{T_0}^T C_{p_n} dT - T_0 \cdot \sum y_n \cdot \int_{T_0}^T \frac{C_{p_n}}{T} dT \right] \quad (2.13)$$

$$Ex^M = \frac{m}{M} \cdot R \cdot T_0 \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \quad (2.14)$$

$$Ex^F = \frac{m}{\sum y_n \cdot M_n} \left[\sum y_n \cdot \int_{T_0}^T C_{p_n} dT - T_0 \cdot \sum y_n \cdot \int_{T_0}^T \frac{C_{p_n}}{T} dT + R \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \right] \quad (2.15)$$

3 Metodologia para medição de dados em uma pequena central termelétrica diesel

Nesse capítulo a bancada utilizada no teste está descrita. Os seus principais componentes, motor de combustão interna a diesel, gerador, e quadro elétrico (volume de controle). E além disso os sistemas de medição de parâmetros importantes nos balanços, tais como temperaturas, vazões, corrente elétrica.

A bancada que foi instrumento de estudo nesse trabalho está localizada na Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI). O sistema utilizado no ensaio possui alguns componentes que possibilitaram o experimento. O principal componente é o Motor Diesel Mercedes Benz, um Alternador Brushless Negrini, um painel de comando elétrico e um quadro para controle de temperatura e vazão de combustível. É possível verificar esses componentes na [Figura 11](#).

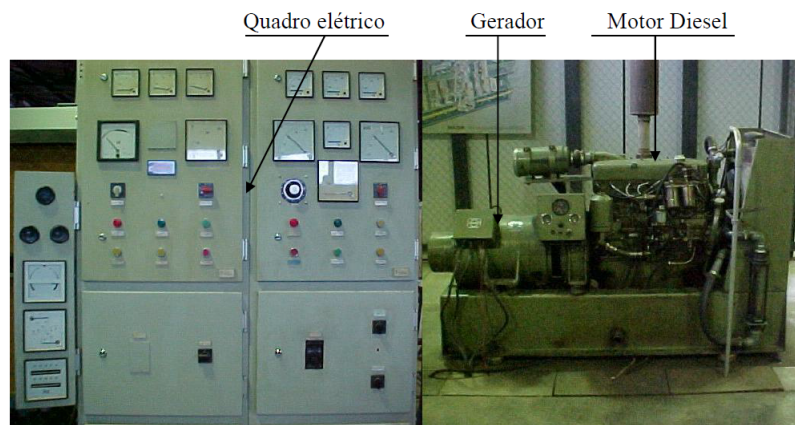


Figura 11 – Esquema Básico da Bancada Estudada

Fonte: [Nascimento \(2005, p.22\)](#)

Como apresentado na [Figura 11](#) a bancada possui um quadro elétrico, no qual estão instalados os aparelhos para medir potência elétrica, corrente elétrica e tensão. Tais aparelhos estão apresentados na [Figura 12](#). O valor da corrente disponível era muito alto e os wattímetros não suportariam. Dessa forma fez-se necessário ligar as bobinas de corrente através de Transformadores de Corrente.

3.1 Procedimento de medidas dos parâmetros necessários

Para se realizar a análise da Central Diesel, proposta nesse trabalho, são necessários os seguintes dados:

- Temperatura de saída dos gases;
- Temperatura ambiente;
- Temperatura da água entrando no radiador;
- Temperatura da água saindo do radiador;
- Vazão de ar entrando no motor;
- Vazão de combustível entrando no motor;
- Vazão de gases de exaustão saindo do motor;
- Vazão de água circulando pelo radiador;
- Potência de atrito do motor;
- Potência elétrica gerada.

As medidas para obtenção dos parâmetros são realizadas da seguinte forma:

1. As medidas de temperatura são feitas através de termopares ligados a um termômetro digital.
2. Vazão de ar na admissão do motor é medida através da queda de pressão em um orifício circular calibrado. A queda de pressão é medida através de um manômetro em U de coluna d'água.
3. Vazão de combustível é medido cronometrando o tempo gasto pelo motor para consumir um volume calibrado de combustível.
4. Vazão dos gases de exaustão que saem do motor é obtida somando as vazões de ar e de combustível, utilizou-se para isso a conservação de massa para escoamento estacionário através do motor.
5. Vazão de água circulante no radiador é medida por um rotâmetro instalado no motor.
6. A potência gerada é medida por Watímetros.
7. A potência de atrito é medida de maneira semelhante à da potência gerada, com a diferença que a máquina elétrica funcionou como motor e não como gerador.

3.2 Medição de potência elétrica e corrente elétrica

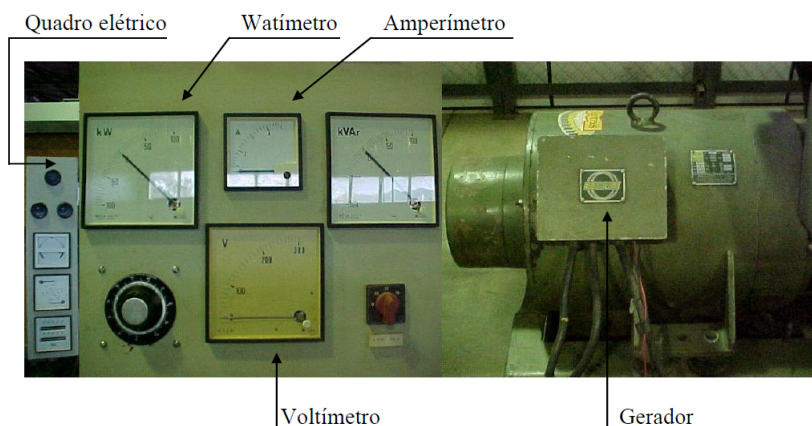


Figura 12 – Esquema de ligação do quadro elétrico e dos aparelhos de medição utilizados no ensaio de medida de potência elétrica e corrente elétrica

Fonte: Nascimento (2005, p.23)

As bobinas de tensão dos wattímetros estão ligadas diretamente na saída do gerador (220V). Para a medida de corrente foi usado um amperímetro do tipo alicate. A escolha desse aparelho se deu pelo fato das medições poderem ser feitas sem seccionar os condutores, já que o amperímetro alicate realiza medições através do efeito de indução.

3.3 Medição de vazão de combustível

O Motor e o tanque de combustível estão conectados através de uma válvula de comando. Quando em operação normal o motor utiliza o combustível do tanque. Ao se acionar a botoeira de comando o motor passa a consumir o óleo combustível que está no medidor. Inicialmente o medidor está com o nível acima da marca inicial. O volume entre a marca superior e a inferior é calibrado. Quando a botoeira é acionada e o motor começa a consumir o combustível dentro do medidor, o nível de combustível começa a baixar. Quando o nível passa pela marca superior um cronômetro é disparado, o qual é travado quando o nível passa pela marca inferior de nível.

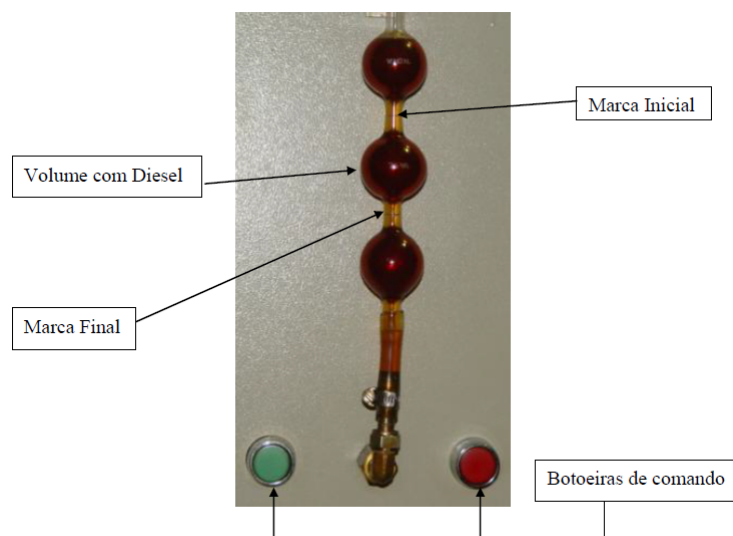


Figura 13 – Medidor de vazão do combustível

Fonte: Nascimento (2005, p.24)

Logo após o nível ultrapassar a marca inferior, a botoeira é desacionada e o motor volta a consumir o combustível do tanque. A Figura 13 mostra esse medidor.

3.4 Medição da Vazão de ar

A Figura 14 mostra como o ar utilizado no processo de combustão é aspirado da atmosfera.



Figura 14 – Manômetro em "U"(Fluido Manométrico: Água)

Fonte: Nascimento (2005, p.25)

A vazão de ar é medida através da queda de pressão em um orifício calibrado, que é colocado na entrada de um reservatório ligado ao coletor de admissão de ar ao motor. O manômetro d'água mede a diferença entre a pressão externa (pressão atmosférica local) e a pressão no interior do tubo de ar.

3.5 Vazão de Água

O aparelho utilizado para medir a vazão de água que circula através do motor e do radiador é o rotâmetro. O aparelho está mostrado na [Figura 15](#).

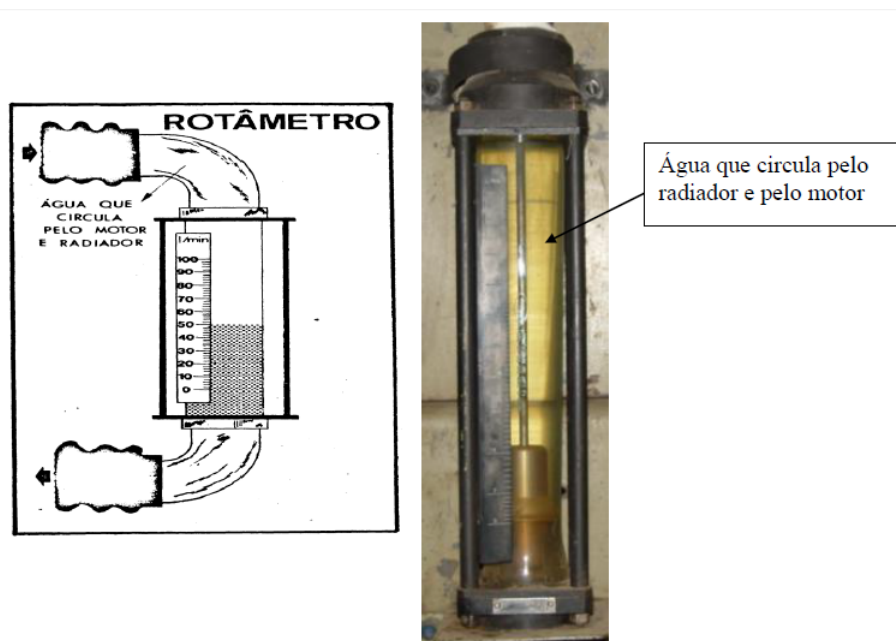


Figura 15 – Medidor de vazão de água

Fonte: [Nascimento \(2005, p.26\)](#)

Esse aparelho é instalado entre a saída do radiador e a entrada do motor, de modo que a água que circule através dele já esteja resfriada. O valor da medição de vazão de água é realizado diretamente em uma escala fixada no corpo do aparelho, e fornece o valor diretamente em litros por minuto (l/min).

3.6 Medição de Temperaturas

O sistema utilizado na medição de temperatura é composto por três termopares que estão conectados em um termômetro digital através de uma chave seletora. O primeiro termopar está inserido na saída do radiador, dessa forma permite a medição da temperatura que vai entrar novamente no motor. O segundo termopar está instalado na saída de água

do motor, ou seja, na entrada de água do radiador, permitindo com isso a medição da temperatura da água que será resfriada. O terceiro termopar está instalado na saída dos gases de exaustão na base do cano de escapamento perto do bloco do motor como é possível ver na Figura 16.

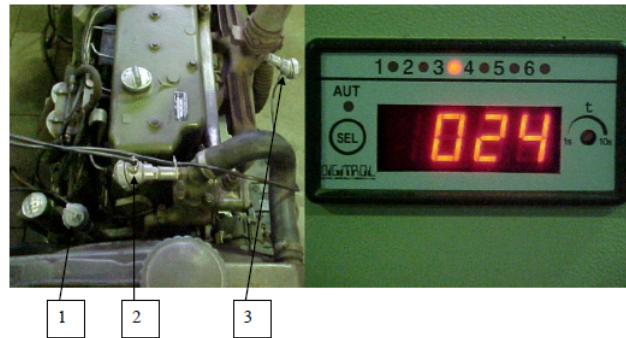


Figura 16 – Posicionamento dos termopares para medição de temperatura

Fonte: Nascimento (2005, p.27)

3.7 Procedimento de Ensaio

Para realização do ensaio é necessário seguir um roteiro com os passos para que o ensaio seja realizado de forma segura e correta.

- Partida do motor;
- Aceleração do motor até rotação nominal (1800 rpm);
- Espera para aquecimento;
- Sincronização da central com a rede da concessionária;
- Aplicação de carga e espera para estabilização;
- Medição de V , i , T_{amb} , T_e , T_s , T_{esc} , Δt , h , $\dot{m}_a$ e ϕ ;
- Motorização do alternador e medição de V e I ;
- Retirada da central da rede;
- Desligamento da central.

Para a partida do motor deve-se verificar o nível do óleo lubrificante e o nível de água do radiador. Antes de iniciar o ensaio é preciso ligar a chave geral da bateria e por

último, verificar se o quadro de comando está desligado (deve estar desligado antes da partida), ligar depois de funcionar o conjunto. Após essa sequência de verificações é preciso desligar a chave de interrupção da cebolinha de óleo empurrando-a e empurrar a chave de ignição para ligá-la. Em seguida deve-se apertar o botão de partida o suficiente para o motor funcionar. Decorrido um minuto de ensaio, "puxar" a chave da cebolinha, deixando o motor funcionar 3 minutos em marcha lenta (800 rpm). Após essa etapa, acelerar até atingir a rotação de trabalho, ou seja, 1800 rpm. Após a partida do motor é necessário ligar o quadro elétrico. É preciso ligar a chave do regulador automático de tensão, feito isto o ponteiro do voltímetro registrará $\pm 200[V]$ sendo ajustado através do reostato de regulação fina, em seguida ligar para baixo a chave geral.

Depois que a partida foi realizada com sucesso é preciso sincronizar a central diesel com a rede elétrica da concessionária (CEMIG). Para que os sistemas possam entrar em paralelo são necessárias três condições: mesma tensão, mesma frequência e mesmo ângulo de fase. O procedimento para colocação dos sistemas em paralelo é composto por:

- Ajuste da tensão gerada para que tenha o mesmo nível da tensão da concessionária (220[V]). Este procedimento é realizado com auxílio de um equipamento eletrônico e sua monitoração feita em um voltímetro duplo (Reostato).
- Ajuste de frequência da tensão gerada para que seja a mesma da concessionária (60 [Hz]). Esse procedimento é realizado através do ajuste do acelerador do motor diesel e monitorado através de um frequencímetro duplo.
- Sincronização do ângulo de fase (ϕ). Sua monitoração é realizada através de um fasímetro. Como a sua sincronização é difícil torna-se necessário que o operador fique observando o fasímetro e com as mãos na chave de conexão paralela. No momento que o fasímetro indica ângulo nulo o operador aciona a chave.

A última etapa desse teste é a parada do motor. Para isso é necessário desligar o quadro e virar a chave de ignição no sentido horário até o segundo contato e esperar que o motor pare totalmente. Como mencionado anteriormente alguns parâmetros importantes são medidos quando o motor está operando (a maioria deles). Quando o motor está desligado (suprimento de combustível é interrompido) o motor é acionado diretamente com energia da rede (funciona no sentido contrário ao convencional), são medidas $\dot{W}_{el-mot}$, V_{el-mot} e i_{el-mot} . Os parâmetros medidos estão apresentados na [Tabela 1](#).

Tabela 1 – Dados lidos/ medidos no ensaio

Grandeza	Valor	Unidade
W_{el}	30.0	kW
W_{el-mot}	15.0	kW
u	215.0	V
u_{el-mot}	215.0	V
i	91.3	A
i_{el-mot}	48.0	A
T_{amb}	29.5	°C
T_e	66.0	°C
T_s	76.0	°C
T_{esc}	405.0	°C
$V_{\acute{a}gua}$	33.5	l/min
$\Delta h_{\acute{a}gua}$	165.0	mm H_2O
Δt	8.7	s
V_{comb}	25.0	ml
p_{atm}	694.0	mm Hg
d	45.5	mm

Fonte: Nascimento (2005)

4 Modelos utilizados nas análises Energética e Exergética

Neste capítulo são apresentados todos os modelos, com suas equações e considerações, utilizados nos balanços energéticos e exergéticos presentes neste trabalho.

4.1 Primeiro Modelo Termodinâmico: Modelo Base

O primeiro dos três modelos termodinâmicos empregados nesse trabalho é o que possui um maior número de hipóteses simplificadoras.

4.1.1 Balanço Energético da Central Diesel

Como visto anteriormente na [seção 2.2](#) o balanço energético é amplamente utilizado para se obter resultados sobre distribuição do poder que o combustível possui ao longo do processo de conversão de energia.

O primeiro passo para se realizar o balanço de energia é a determinação das vazões da água utilizada no radiador, a vazão dos gases de exaustão e por último, mas não menos importante, a vazão de combustível. Para calcular tais vazões é necessário utilizar a tabela de dados coletados e medidos no dia do ensaio do motor. Nessa tabela estão muitos parâmetros que não serão utilizados diretamente no cálculo das vazões, mas que serão utilizados posteriormente nesse trabalho.

Para iniciar o balanço energético, é necessário o cálculo da vazão de combustível. Para tanto são utilizados os valores volume de combustível (V_c) e do tempo decorrido (Δt) para que ele fosse consumido, como apresentado na [seção 3.3](#). Para o cálculo é utilizada a [Equação 4.1](#).

$$\dot{m}_c = \rho_c \frac{V_c}{\Delta t} \quad (4.1)$$

Onde:

$\dot{m}_c$ = Vazão em massa de combustível [kg/s];

ρ = massa específica do combustível = 833 [kg/m³];

V_c =volume do combustível [m³];

Δt = tempo de escoamento [s].

Para que todo o balanço seja realizado, ainda é preciso calcular as vazões de ar e de gases de exaustão. Essas vazões são necessárias para cálculo da quantidade de calor liberada pelo combustível no momento da queima e a quantidade de calor e a quantidade de calor que é liberada e transportada pelos gases de exaustão. Porém, antes de calcular a vazão dos gases, é necessário conhecer a vazão de ar que entra para que a combustão ocorra, tal vazão é calculada conforme [Equação 4.2](#).

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\pi d^2}{4} C \sqrt{\frac{2\rho_{\acute{a}gua} g \Delta H_{\acute{a}gua}}{\rho_{ar}}} \quad (4.2)$$

Onde:

d =diâmetro do furo [m];

C = Constante do orifício = 0,59;

g = gravidade local [m/s²];

$\Delta H_{\acute{a}gua}$ =diferença de pressão da água [m];

ρ_{ar} =massa específica do ar [kg/m³].

Como visto na [Equação 4.2](#) utiliza-se o ρ_{ar} para o cálculo da vazão de ar. Porém essa densidade do ar necessita ser calculada levando em conta a pressão atmosférica local e temperatura ambiente. Para tanto fez-se necessário utilizar a [Equação 4.3](#), onde o valor de p_{atm} utilizado foi de 694 mm Hg (com a devida correção de unidade).

$$\rho_{ar} = \frac{p_{atm}}{RT} \quad (4.3)$$

Onde:

p_{atm} =pressão atmosférica local [N/m²];

T =Temperatura [K];

R =287 J/kg K

Tendo calculada a vazão de ar ($\dot{m}_{ar}$) e a vazão de combustível ($\dot{m}_c$), é possível finalmente calcular a vazão dos gases de exaustão.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c + \dot{m}_{ar} \quad (4.4)$$

Onde:

$\dot{m}_g$ =vazão dos gases [kg/s];

$\dot{m}_{ar}$ =vazão de ar [kg/s];

$\dot{m}_c$ =vazão de combustível [kg/s].

A primeira parcela do balanço energético a ser calculada é o calor liberado pelo combustível ($\dot{Q}_c$). Essa parcela é a mais importante no balanço, tendo em vista que é o poder calorífico do combustível que indica o quanto de calor máximo vai ser gerado a partir de sua combustão.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c PCI \quad (4.5)$$

Onde:

$\dot{Q}_c$ = calor liberado pelo combustível [kW];

$\dot{m}_c$ =vazão em massa de combustível [kg/s];

PCI =poder calorífico inferior = 42886,8[kJ/kg].

Ainda existem duas outras parcelas importantes do balanço energético do motor, que são: o calor perdido no radiador e o calor perdido pelos gases de exaustão. Para o calor perdido no radiador é utilizada a [Equação 4.6](#).

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a \bar{c}_a (T_s - T_e) \quad (4.6)$$

Onde:

$\dot{Q}_a$ =calor perdido no radiador [kW];

$\dot{m}_a$ =vazão de água no radiador [kg/s]

$\bar{c}_a$ =calor específico da água [kJ/kg°C]

T_s =Temperatura de saída da água [°C];

T_e =Temperatura de entrada da água [°C].

Onde a vazão de água é dada pela equação [Equação 4.7](#). Utilizando os dados apresentados na [Tabela 1](#).

$$\dot{m}_a = \rho_{\text{água}} \frac{V_{\text{água}}}{1000.60} \quad (4.7)$$

Onde o valor de $V_{\text{água}}$ é igual a 33,5 l/min, por isso se fez necessário a utilização dos fatores no denominador da [Equação 4.7](#).

E o calor perdido pelos gases de exaustão é dado pela [Equação 4.8](#).

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g (\Delta h)_g = \dot{m}_g \bar{c}_p (T_{esc} - T_{amb}) \quad (4.8)$$

Onde:

$\dot{Q}_g$ =calor perdido pelos gases de exaustão, [kW];

$\dot{m}_g$ =vazão de gases de exaustão, [kg/s]

$\bar{c}_p$ =calor específico dos gases, [kJ/kg°C]

T_{esc} =Temperatura escoamento, [°C];

T_{amb} =Temperatura ambiente, [°C].

Nesse cálculo se utiliza o valor de $\bar{c}_p$ para os gases que foi obtido conforme indicado no modelo base. Para a obtenção desse valor são utilizadas duas equações. A primeira delas é aplicada para se obter o valor do calor específico do ar e a segunda para a obtenção do calor específico dos gases de exaustão.(Anexo B)

O valor da potência mecânica produzida pelo motor é obtido conforme [Equação 4.9](#), levando-se em conta a potência elétrica gerada ($\dot{W}_{el}$) e o rendimento do gerador.

$$\dot{W}_m = \frac{\dot{W}_{el}}{\eta_{alt}} \quad (4.9)$$

Onde:

$\dot{W}_m$ =potência mecânica, [kW];

$\dot{W}_{el}$ =potência elétrica, [kW];

η_{alt} = rendimento do alternador.

A potência elétrica gerada é sempre medida, e o rendimento do gerador é calculado através da equação apresentada no Anexo A. Essa equação é função da corrente elétrica do motor (i) e de alguns fatores que estão em apresentados em forma de tabela no mesmo anexo. Com esse resultado é possível calcular o valor da perda de energia no gerador que é dado pela equação [Equação 4.10](#).

$$\dot{W}_{p-gr} = \dot{W}_m - \dot{W}_{el} \quad (4.10)$$

Onde:

$\dot{W}_{p-gr}$ =perdas no gerador, [kW];

$\dot{W}_m$ =potência mecânica, [kW];

$\dot{W}_{el}$ =potência elétrica, [kW].

Sendo assim resta apenas uma parcela para ser calculada no tocante à perdas de energia no motor diesel, é ela a potência de atrito mecânico ($\dot{W}_{atr-m}$). Essa parcela é

calculada conforme a [Equação 4.11](#), onde o rendimento do alternador apresentado não é o mesmo apresentado na [Equação 4.9](#). Esse novo rendimento (η_{alt-m}) é função da corrente elétrica do gerador (i_{el-mot}) quando esse funciona no sentido inverso, como foi apresentado na [seção 3.7](#).

$$\dot{W}_{atr-m} = \dot{W}_{el-mot} \cdot \eta_{alt-m} \quad (4.11)$$

Onde:

$\dot{W}_{atr-m}$ = potência de atrito mecânica, [kW];

$\dot{W}_{el-mot}$ = potência elétrica motor, [kW];

η_{alt} = rendimento do alternador na condição inversa de trabalho.

Para se quantificar as outras perdas de energia do motor diesel é usada a [Equação 4.12](#). Nela são inseridas todas as perdas do conjunto motor gerador, que são subtraídas do calor liberado pelo combustível. O procedimento de cálculo das parcelas de calor dessa equação já foram apresentados anteriormente nesse trabalho. Após o cálculo das perdas de energia no motor ($\dot{Q}_p$), segue o cálculo das perdas por atrito mecânico e no radiador.

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_c - \dot{Q}_g - \dot{Q}_a - \dot{W}_{el} - \dot{W}_{p-gr} - \dot{W}_{atr-m} \quad (4.12)$$

Onde:

$\dot{Q}_p$ = perdas de energia no motor diesel, [kW];

$\dot{Q}_c$ = calor liberado pelo combustível, [kW];

$\dot{Q}_g$ = calor dos gases de escape, [kW];

$\dot{Q}_a$ = calor da água de arrefecimento, [kW];

$\dot{W}_{el}$ = potência elétrica, [kW];

$\dot{W}_{p-gr}$ = perdas no gerador, [kW];

$\dot{W}_{atr-m}$ = trabalho de atrito do motor, [kW].

4.1.2 Balanço Exergético da Central Diesel

Para realizar o balanço exergético é necessário partir da quantidade de exergia associada à combustão. Para realizar o cálculo de tal parcela fez-se fundamental o conhecimento do PCI do combustível utilizado no experimento. Também a vazão de combustível precisa ser conhecida, para isso utilizou-se a [Equação 4.1](#), como mostrado na seção anterior.

$$\dot{E}x_c = \dot{m}_c \cdot PCI \cdot \beta \quad (4.13)$$

Onde:

$\dot{E}x_c$ =exergia associada ao Calor do Combustível, [kW];

$\dot{m}_c$ =vazão de combustível, [kg/s];

PCI =poder calorífico inferior, [kJ/kg];

β =fator para cálculo da exergia do combustível.

Na [Equação 4.13](#) existe um coeficiente β , que é função da composição do combustível. Para o presente trabalho a exergia do combustível variou apenas segundo a sua composição, devido a esta variação do coeficiente.

$$\beta = 1,0401 + 0,1728 \frac{x_H}{x_C} + 0,0432 \frac{x_O}{x_C} + 0,2169 \frac{x_S}{x_C} (1 - 2,06828 \frac{x_H}{x_C}) \quad (4.14)$$

A [Equação 4.14](#), segundo Kotas (2012 apud SILVA, 2013), deve ser utilizada com os termos das frações dos componentes em base mássica. O cálculo da composição está descrito no [Apêndice A](#). A definição da composição é de fundamental importância nesse trabalho. Segundo Lora e Nascimento (2004a) e Santos (2009), é utilizada a [Equação 4.15](#) para determinar essa composição. Nessa equação o valor de W foi zero, tendo em vista que o combustível foi considerado na base seca.

$$PCI = 339,13x_C + 1029,95x_H - 108,85(x_O - x_S) - 25,12x_W \quad (4.15)$$

Além de utilizar a [Equação 4.15](#) de poder calorífico inferior, foi utilizada a [Equação 4.16](#), segundo Buckley e Domalski (1988). Esse cálculo de PCS é realizado para ter a certeza que a exergia do combustível está contida no intervalo entre o PCI e o PCS.

$$PCS = 0,3578x_C + 1,1357x_H + 0,059x_N + 0,1119x_S + 0,0845x_O \quad (4.16)$$

Para o balanço de exergia, uma parcela muito importante nesse balanço é a exergia que se transforma em trabalho no motor. De igual modo a potência elétrica gerada é de fundamental importância nesse estudo, e a exergia associada a cada uma dessas parcelas é mostrada na [Equação 4.17](#) e [Equação 4.18](#)

$$\dot{E}x_m = \dot{W}_m \quad (4.17)$$

Onde:

$\dot{E}x_m$ =exergia associada ao Trabalho Mecânico, [kW];

$\dot{W}_m$ =potência mecânica, [kW].

$$\dot{E}x_{el} = \dot{W}_{el} \quad (4.18)$$

Onde:

$\dot{E}x_{el}$ =exergia associada ao Trabalho Elétrico, [kW];

$\dot{W}_{el}$ =potência elétrica, [kW].

Existe uma entrada de água para resfriamento do motor. Essa água é utilizada no radiador, e como ela entra no motor um pouco acima das condições ambientes, possui um fluxo de exergia entrando no sistema. E a água que sai do motor carrega também uma parcela da exergia. A [Equação 4.19](#) é utilizada para o cálculo das duas parcelas, sempre com relação as condições ambientais.

$$\dot{E}x_a = \dot{m}_a[h - h_o - T_o(S - S_o)] \quad (4.19)$$

Onde:

$\dot{E}x_a$ =exergia associada ao fluxo de água, [kW];

$\dot{m}_a$ =vazão de água no radiador [kg/s]

h_o =entalpia na T_o e p_o , [kJ/kg];

S_o =entropia na T_o e p_o , [kJ/kg K];

T_o =temperatura de referência, [K].

Uma outra parcela muito importante do balanço exergético é a parcela associada ao fluxo de gases de exaustão no escapamento do motor. Nesse primeiro modelo o calor específico utilizado foi calculado com base numa média dos valores dos calores específicos (Anexo B), nas respectivas temperaturas de entrada e saída, de operação do motor.

$$\dot{E}x_g = \dot{m}_g\{\bar{c}_p \cdot T_o\left[\left(\frac{T}{T_o} - 1\right) - \ln\left(\frac{T}{T_o}\right) + \ln\left(\frac{p}{p_o}\right)^{(k-1)/k}\}\} \quad (4.20)$$

Onde:

$\dot{E}x_g$ =exergia associada ao fluxo de gás, [kW];

$\dot{m}_g$ =vazão de gás [kg/s]

$\bar{c}_p$ =calor específico à pressão constante [kJ/kgK];

T_o =temperatura de referência, [K];

T =temperatura, [K];

p = pressão do gás, [N/m²];

p_o =pressão de referência, $[N/m^2]$;
 k =constante do gás.

Possuindo todas as parcelas de exergia que constituem esse sistema térmico, pode-se então calcular a exergia degradada no processo. Além disso as potências que foram medidas durante o ensaio são exergia pura.

$$\dot{E}x_{ae} + \dot{E}x_c + \dot{E}x_{ar} = \dot{E}x_{as} + \dot{E}x_g + \dot{E}x_{atr-m} + \dot{E}x_{p-gr} + \dot{E}x_d + \dot{E}x_{el} \quad (4.21)$$

Onde:

$\dot{E}x_{ae}$ =exergia associada ao fluxo de água que entra no motor, [kW];
 $\dot{E}x_c$ =exergia associada ao calor do combustível, [kW];
 $\dot{E}x_{as}$ =exergia associada ao fluxo de água que sai do motor, [kW];
 $\dot{E}x_g$ =exergia associada ao fluxo de gás, [kW];
 $\dot{E}x_{atr-m}$ =exergia de atrito do motor, [kW];
 $\dot{E}x_{p-gr}$ =exergia perdida no gerador, [kW];
 $\dot{E}x_{el}$ =exergia associado ao trabalho elétrico, [kW];
 $\dot{E}x_d$ =exergia degradada no motor diesel, [kW];
 $\dot{E}x_{ar}$ =exergia associada ao ar que entra no motor, igual a zero ($T \cong T_o$);

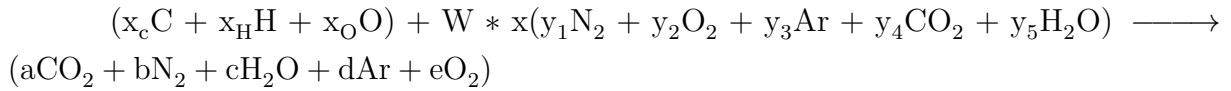
4.2 Segundo Modelo Termodinâmico: Combustão Completa sem a presença de enxofre no combustível

Essa seção do presente trabalho se concentra em apresentar o modelo em que o equacionamento da combustão foi realizado. Diferentemente do primeiro modelo (simplificado) em que através de parâmetros do ambiente e um equacionamento mais simples, foram obtidos as parcelas dos balanços de energia e exergia para a central termoelétrica.

4.2.1 Balanço Energético da Central Diesel

Nesse modelo o equacionamento utilizado no cálculo dos balanços energéticos e exergéticos são os mesmos do modelo anterior. O que diferencia os dois modelos, basicamente, é que esse segundo modelo utiliza a ideia de combustão completa. As análises aqui feitas são para os casos em que o ar é considerado sem presença de água (ar seco) e posteriormente com a presença de água entre os componentes do ar. Para ambos os casos o modelo não levou em consideração a presença de Enxofre (adicionado no próximo modelo).

A equação utilizada para a combustão para o caso em que o ar é considerado seco :



A composição do combustível sem a presença de enxofre pode ser encontrada no [Apêndice A](#) na [Tabela 13](#). No caso de considerar ar seco, o valor de y_5 é zero. Todos os dados referentes às composições do ar atmosférico e dos produtos de combustão estão contidos nos apêndices desse trabalho.

Para se realizar o balanço energético propriamente dito são utilizadas as seguintes equações: [Equação 4.6](#), [Equação 4.8](#) e [Equação 4.12](#) que já foram citadas na seção que abordou o primeiro modelo termodinâmico. Na [Equação 4.8](#) necessita-se do valor do calor específico dos gases de exaustão, e esse é outro fator que diferencia os dois modelos.

No modelo termodinâmico base se utilizou uma forma com um número maior de simplificações de cálculo para o calor específico, tendo em vista que um calor específico médio foi calculado, a [Equação B.2](#) que está apresentada no anexo B deste trabalho, é utilizada para o cálculo do calor específico a pressão constante para o ar seco. Esse valor é necessário para que a [Equação B.3](#) seja utilizada e o calor específico dos gases de exaustão seja calculado. Já nesse segundo modelo termodinâmico o calor específico dos gases de exaustão é calculado utilizando a [Equação 4.22](#).

$$c_{p,T} = (A + BT + CT^2 + DT^3) \frac{4.18}{1000} \quad (4.22)$$

Tabela 2 – Coeficiente para polinômio do calculo do calor especifico dos gases de exaustão

	CO ₂	O ₂	H ₂ O	N ₂	Ar	H ₂
A	5.316	6.085	7.700	6.903	4.964	6.952
B	$1.429E - 2$	$3.631E - 3$	$4.594E - 4$	$-3.753E - 4$	0	$-4.576E - 4$
C	$-8.362E - 6$	$-1.709E - 6$	$2.521E - 6$	$1.930E - 6$	0	$9.563E - 7$
D	$1.784E - 9$	$3.133E - 10$	$-8.587E - 10$	$-6.861E - 10$	0	$-2.079E - 10$

Fonte: [Lozano e Valero \(1986\)](#)

Tabela 3 – Coeficiente para polinômio do calculo do calor especifico dos gases de exaustão para o dióxido de enxofre

	SO ₂
A	3.267
B	$-3.979E - 3$
C	$2.456E - 5$
D	$-2.273E - 08$

Fonte: [Moran e Shapiro \(2009\)](#)

Essa mudança na forma de calcular o calor específico é o que proporciona a diferença na parcela de calor perdida nos gases de exaustão entre o primeiro modelo e o

apresentado nesse tópico. Como a quantidade de calor perdida pelos gases de exaustão muda, dependendo da forma que o calor específico é calculado, consequentemente a parcela de calor perdida através de outras perdas também vai ser modificada, conforme apresentado na [Equação 4.12](#).

4.2.2 Balanço Exergético da Central Diesel

Para esse segundo modelo algumas das equações já apresentadas no cálculo do balanço exergético do primeiro modelo também foram utilizadas. Entre essas equações estão [Equação 4.13](#), [Equação 4.17](#), [Equação 4.19](#) e [Equação 4.20](#). Todas essas equações foram utilizadas da mesma forma que no modelo um. Nessa etapa ainda não se acrescentou o enxofre na composição elementar do combustível, sendo assim a exergia do combustível não vai mudar já que o valor do fator β , que varia com a composição do combustível, não vai variar.

Assim como no balanço energético citado na [subseção 4.2.1](#), o valor da exergia dos gases de exaustão vai variar. Diferentemente do balanço energético, o que vai proporcionar essa diferença não será o calor específico dos gases. Nessa etapa outro equacionamento foi utilizado para gerar esse resultado.

4.3 Terceiro Modelo Termodinâmico: Combustão Completa com a presença de enxofre no combustível

Esse modelo é uma extensão do segundo modelo apresentado anteriormente. Nessa etapa incluiu-se o enxofre na composição do combustível.

4.3.1 Balanço Energético da Central Diesel

De maneira semelhante ao modelo dois apresentado nesse trabalho, o presente modelo também é realizado utilizando os conceitos de combustão. Esse terceiro modelo se resume em acrescentar enxofre na composição do combustível, como citado anteriormente, dessa forma as únicas alterações ocasionadas pela mudança do modelo no balanço energético vai ser na forma de se calcular o calor específico dos gases de exaustão.

4.3.2 Balanço Exergético da Central Diesel

Esse último modelo é o modelo dois, como dito anteriormente, porém com a presença de enxofre na composição do combustível. Nesse modelo a combustão é analisada de uma forma a produzir o SO_2 . Nesse caso além do calor específico dos gases a diferença está na formulação do cálculo da exergia dos gases.

Os resultados obtidos com as equações apresentadas nesse capítulo são abordados no capítulo 5 deste trabalho, porém os valores encontrados são apresentados na [Tabela 4](#), [Tabela 5](#), [Tabela 6](#) e [Tabela 7](#).

Tabela 4 – Resultados para o balanço energético sem a presença de enxofre no combustível

Modelos	Q_g	Q_a	Q_p	W_m	W_{atr-m}
Modelo Base	23,90	22,87	9,78	33,79	12,34
Modelo Ar Seco	23,66	22,87	10,03	33,79	12,34
Modelo Ar Úmido	24,12	22,87	9,56	33,79	12,34

Fonte:Desenvolvido pelos autores

Tabela 5 – Resultados para o balanço energético com a presença de enxofre no combustível

Modelos	Q_g	Q_a	Q_p	W_m	W_{atr-m}
Modelo Base	23,90	22,87	9,78	33,79	12,34
Modelo Ar Seco	23,66	22,87	10,03	33,79	12,34
Modelo Ar Úmido	24,12	22,87	9,56	33,79	12,34

Fonte:Desenvolvido pelos autores

Tabela 6 – Resultados para o balanço exergético sem a presença de enxofre no combustível

Modelos	Ex_g	E_{as}	E_d	E_m	E_{atr-m}
Modelo Base	8,59	9,03	51,79	33,79	12,34
Modelo Ar Seco	8,05	9,03	52,34	33,79	12,34
Modelo Ar Úmido	8,17	9,03	52,22	33,79	12,34

Fonte:Desenvolvido pelos autores

Tabela 7 – Resultados para o balanço exergético com a presença de enxofre no combustível

Modelos	Ex_g	Ex_{as}	E_d	E_m	E_{atr-m}
Modelo Base	8,59	9,03	52,24	33,79	12,34
Modelo Ar Seco	8,05	9,03	52,79	33,79	12,34
Modelo Ar Úmido	8,17	9,03	52,66	33,79	12,34

Fonte:Desenvolvido pelos autores

Tais resultados são comentados com mais rigor no próximo capítulo.

5 Resultados e Discussão

Utilizando as equações apresentadas até aqui, tanto para balanço energético quanto para o balanço exergético foram gerados diagramas para quantificar as parcelas de energia e exergia para a central termoeletrica. Para o balanço de energia foram gerados diagramas de Sankey e para o balanço de exergia diagrama de Grasmann. Para gerar os diagramas de Sankey, para os balanços energéticos, e os diagramas de Grasmann, para os balanços exergéticos, contidos nesse trabalho, foi utilizado o *software online* SankeyMATIC [Bogart \(2015\)](#).

5.1 Comparação entre o Balanço energético e exergético

O diagrama mostrado na [Figura 17](#) foi o primeiro diagrama de Sankey gerado para o primeiro dos modelos abordados nesse trabalho.

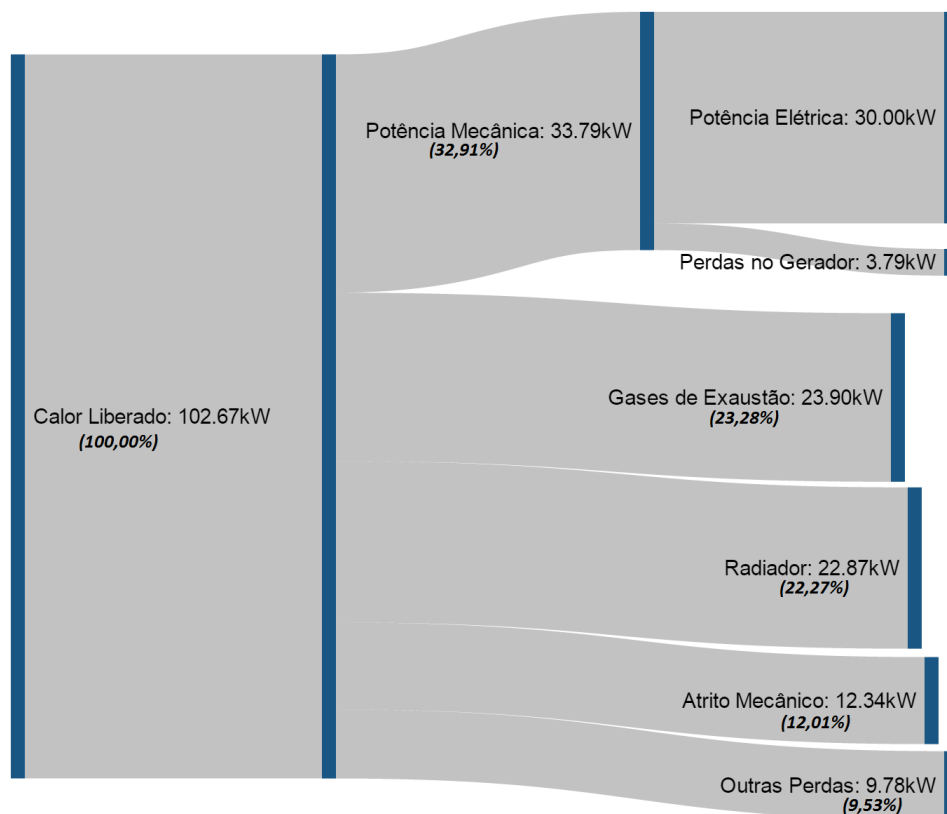


Figura 17 – Diagrama Energético - Modelo 1 sem a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

O diagrama da [Figura 17](#) mostra que a energia que foi liberada na combustão do diesel, 33,79% foi convertido em potência mecânica, desse valor ainda deve-se desconsiderar a perda de energia interna no próprio motor, a conversão do motor para o gerador e as perdas de energia internas no gerador. Restando no final do processo completo uma energia de 30kW, o que equivalem a 29,22% de eficiência para serem efetivamente retiradas na forma de energia elétrica.

Seguindo a análise vemos que o radiador é responsável por retirar 22,87% da energia do combustível na forma de calor. Esse calor é passado para a água de resfriamento do sistema por condução e convecção. O radiador tem importância crucial no nosso processo pois sem ele as temperaturas seriam muito elevadas, e dependendo do tempo de uso e condições de operação, atingindo o limite metalúrgico dos materiais envolvidos e promovendo a fusão das partes. A refrigeração dos sistemas de combustão antigamente era feita a ar.

Continuando a análise, os gases de exaustão também saem com uma grande parte da energia gerada pelo combustível. Quanto maior for a temperatura de escape dos gases de exaustão, maior será a energia contida nele. No nosso estudo a energia dos gases foi de 23,90kW, o que equivalem a 23,28% da energia cedida pelo nosso combustível. A temperatura de escape dos gases foi de 405 °C, e a temperatura de referência é de 29,5 °C. O atrito mecânico é algo muito necessário em algumas aplicações e totalmente indesejado em outras. No nosso caso ele é indesejado pois nenhuma de nossas conversões de energia é proveniente do atrito diretamente. Esse atrito pode ser tomado como no contato da biela e camisa do cilindro, de acordo com [Loureiro \(2009\)](#) podem ser definidas como a diferença entre o trabalho fornecido ao topo do pistão, pela expansão dos gases durante a combustão, e o trabalho disponível em seu eixo principal. Além do atrito dos engrenamentos e outras partes deslizantes. E foram obtidos 9,78kW de energia (9,53% do total) de perdas energéticas gerais. Esse valor de perda pode ser reduzido ao máximo, mas nunca zerado. Essas perdas são inerentes ao próprio processo de funcionamento do motor. É impossível zerar o atrito, e esse atrito mesmo que mínimo, produz um aumento de temperatura. Logo, o que se deve fazer é o projeto corretamente visando folgas, lubrificação e balanceamento corretos. Para o balanço exergético os resultados obtidos para o modelo número um, podem ser vistos na [Figura 18](#).

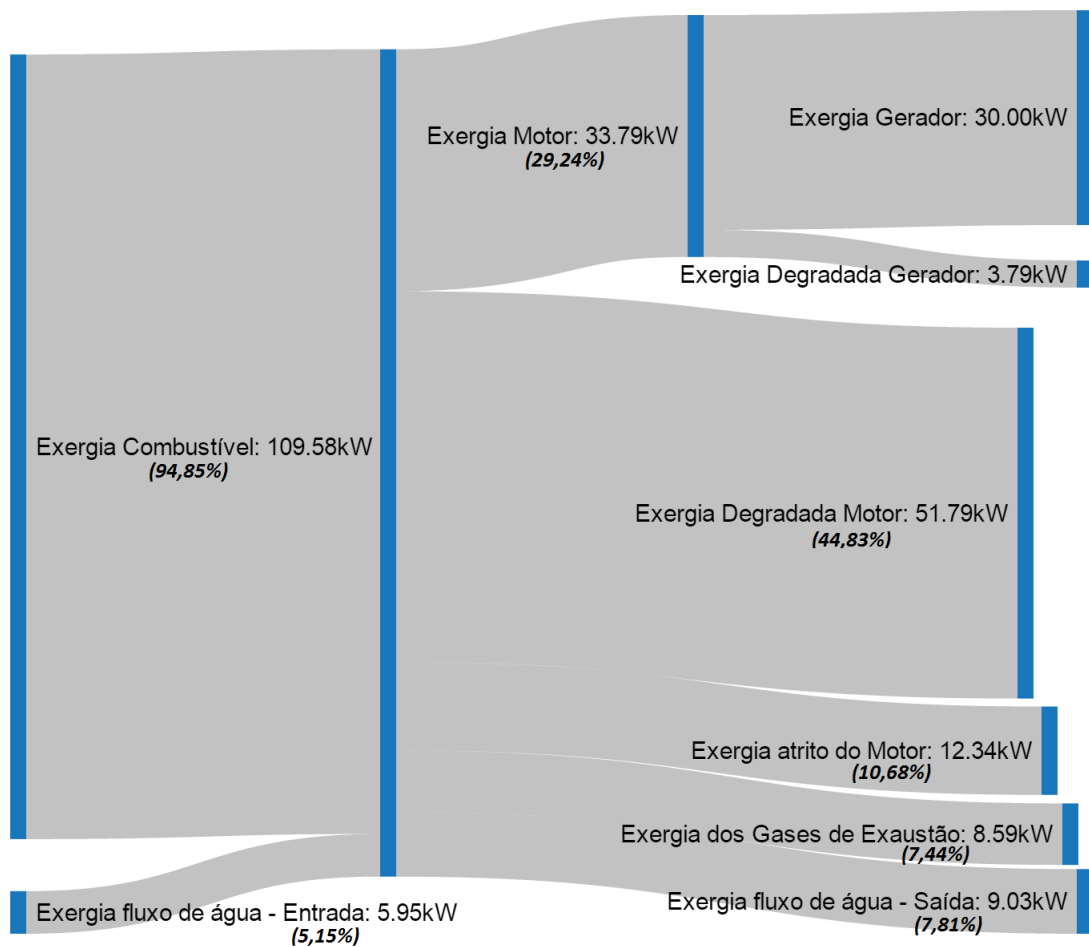


Figura 18 – Diagrama Exergético - Modelo 1 sem a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

Como era esperado as perdas de energia no motor pela água do radiador corresponde a 22,27% da energia total inserida no motor, porém quando olhamos para a exergia perdida na água do radiador vemos que a mesma corresponde a 2,81% da exergia cedida pelo combustível. Para o segundo modelo (onde o ar foi considerado seco e posteriormente úmido) os resultados obtidos foram aproximadamente os mesmos. A seguir é possível ver o diagrama energético para o caso citado. Na [Figura 19](#) é possível perceber que o calor perdido no radiador, assim como no primeiro modelo, corresponde a 22,87% do calor cedido pela queima do combustível.

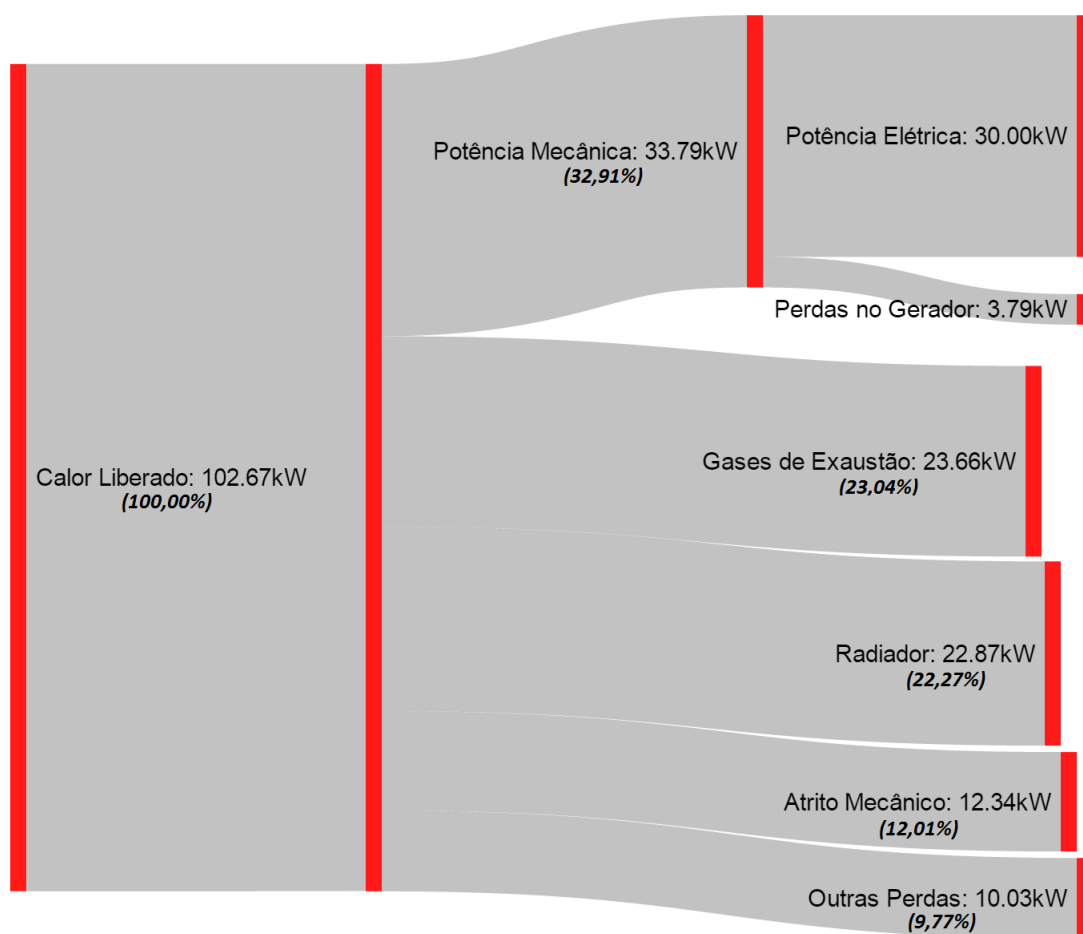


Figura 19 – Diagrama Energético - Modelo 2 Considerando Ar seco e sem a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

Para esse modelo o resultado obtido se comportou de maneira semelhante ao modelo 1. A quantidade de energia perdida pela água foi grande (22,87%), porém quando analisou-se a exergia foi observado que a quantidade de exergia levada pela água é muito pequena (2,81%) como pode ser visto na [Figura 20](#). Mais uma vez o valor da exergia dos gases de exaustão é considerável 8,05 kW que corresponde a 6,97% da exergia cedida pelo combustível. Isso se deve ao fato de os gases de exaustão saírem a uma temperatura de 405 °C, possibilitando, se assim for necessário, utilizar essa exergia para gerar trabalho através de um outro ciclo termodinâmico.

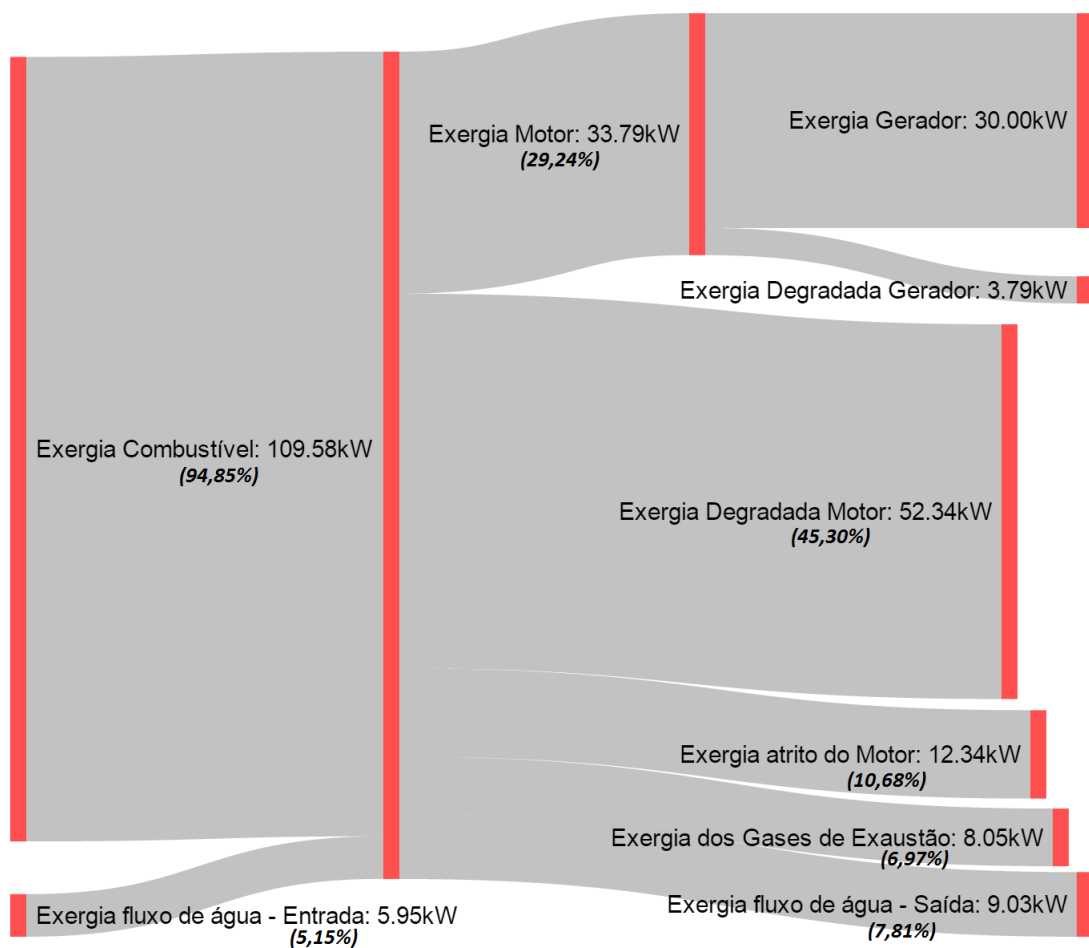


Figura 20 – Diagrama Exergético - Modelo 2 Considerando Ar seco e sem a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

A parcela de exergia perdida por atrito se manteve constante do primeiro modelo para o segundo. Isso é, de fato, o que deveria acontecer já que esse valor foi pré definido com o motor trabalhando como gerador. Já o próximo modelo foi utilizado considerando o modelo 2 com ar úmido. Tal mudança nas considerações causou alterações tanto no balanço energético quanto no exergético. Com o acréscimo de vapor de água ocorreu um aumento na quantidade de energia liberado pelos gases de exaustão. O valor agora passou a ser de 24,12 kW que corresponde a 23,49% da energia liberada pelo combustível como pode ser visto na [Figura 21](#).

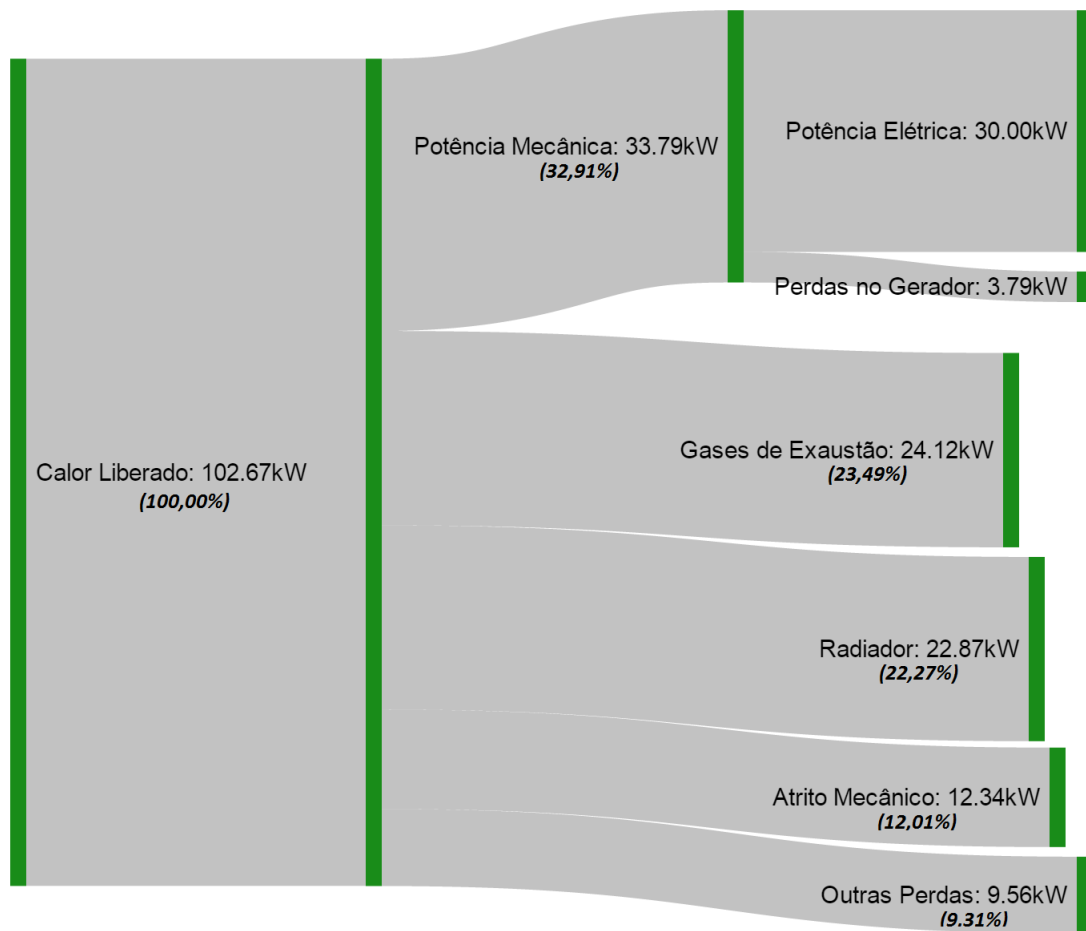


Figura 21 – Diagrama Energético - Modelo 2 com ar úmido sem a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

Em comparação com o balanço exergético, é possível perceber mais uma vez que, a água perde 22,27% de energia oferecida pelo combustível e 2,81% da exergia apresentado na [Figura 22](#). Ainda é possível perceber que os gases de exaustão perdem 8,17 kW de exergia que corresponde a 7,07% da exergia total. Como o valor da exergia degradada depende diretamente das parcelas de exergia envolvidas no balanço, conforme [Equação 4.21](#). Esse valor corresponde a 45,20% do valor de exergia que entra no sistema. O mesmo ocorre no balanço de energia. O valor, que nesse trabalho é chamado de outras perdas, também sofre alteração. Esse valor é de 9,56 kW que corresponde a 9,31% da energia total do sistema.

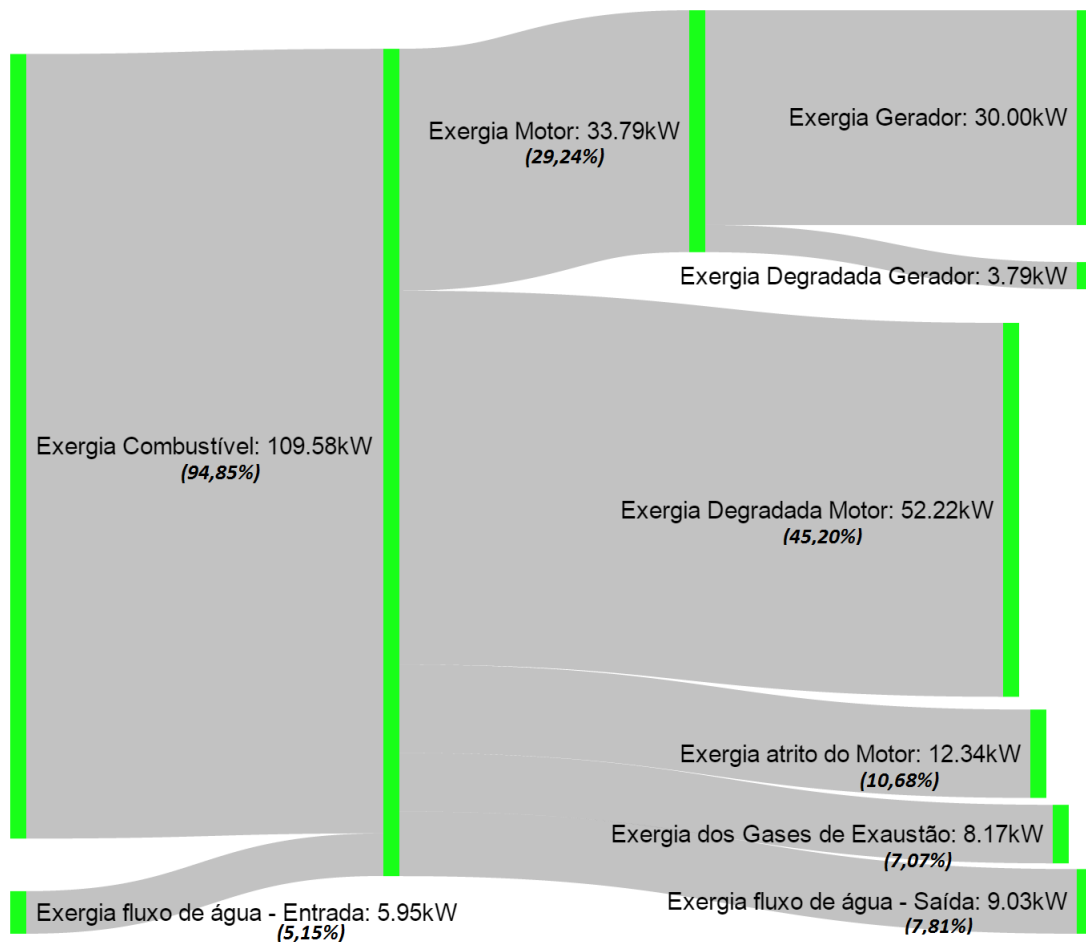


Figura 22 – Diagrama Exergético - Modelo 2 com ar úmido Considerando Ar seco e sem a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

Os gráficos apresentados a partir daqui já levaram em consideração a composição do combustível com a presença de enxofre (modelo 3). O diagrama de Sankey para o balanço energético do modelo 1, em nada é alterado quando se considera o enxofre na composição do combustível. Isso se deve ao fato que o balanço energético no modelo 1 (simplificado), não depende da composição do combustível. Em outras palavras o diagrama apresentado na [Figura 23](#) é igual ao diagrama apresentado na [Figura 17](#). Já o diagrama de Grassman que apresenta os resultados do balanço exergético para esse modelo simplificado é modificado pela presença de enxofre no combustível. Isso se deve ao fato de que a exergia do combustível é calculada conforme a [Equação 4.13](#) que depende do fator β (calculado na [Equação 4.14](#)).

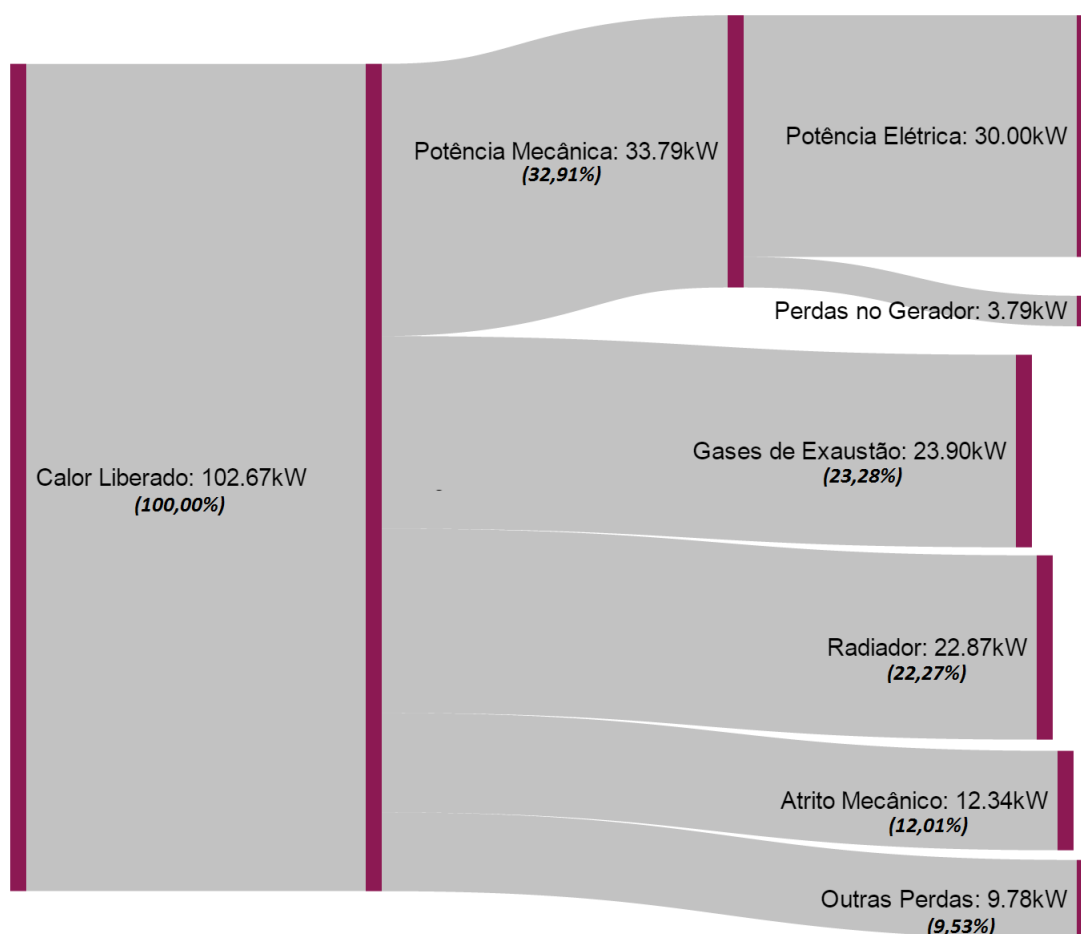


Figura 23 – Diagrama Energético - Modelo 1 com a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

Como citado acima o diagrama de exergia para esse modelo com a presença de enxofre muda o valor da exergia do combustível. Essa mudança impactou, de uma maneira pequena, os resultados das demais parcelas, já que se alterou o valor da exergia cedida pelo combustível a porcentagem correspondente de cada parcela de exergia. Dessa forma a quantidade de exergia degradada sofre uma alteração em decorrência do aumento da exergia total inserida no sistema. Esse valor de exergia degradada corresponde a 45,04% da exergia total, que equivale a 52,24 kW. A exergia dos gases de exaustão nesse modelo corresponde a 7,41% da exergia total. Esse valor sofreu alteração devido a forma de cálculo da exergia dos gases. Ainda na comparação com o diagrama de energia é possível perceber que no diagrama de energia que a potência mecânica entregue pelo motor é de 33,79kW (que é o valor equivalente no balanço de exergia). Porém no balanço energético equivale a 32,91% já no exergetico apresentado na [Figura 24](#) é de 29,13% da exergia total.

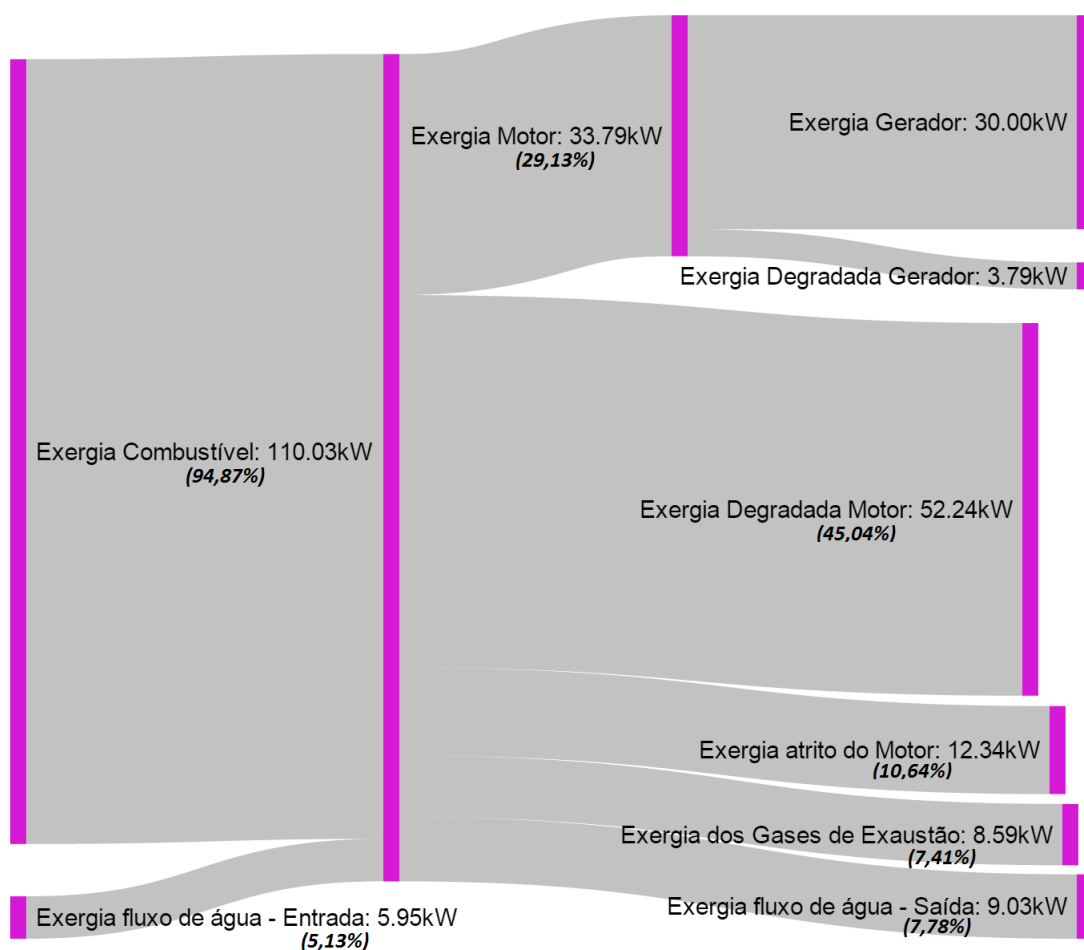


Figura 24 – Diagrama Exergético - Modelo 3 com a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

Na [Figura 25](#) que se trata do modelo 2 com a presença de enxofre, em comparação com a [Figura 23](#) que apresenta o modelo 1 com a presença de enxofre, como já visto nesse trabalho a diferença se encontra no balanço químico e afeta os gases de exaustão. Como todos os outros parâmetros foram medidos durante a operação do motor e devem se manter constantes independente do nosso modelos em análise, a diferença que aparece nos gases de exaustão devido à presença ou não do enxofre e devido a análise levando em conta a presença do enxofre para o cálculo do C_p dos gases de exaustão é compensando fazendo o balanço em outras perdas. A diferença na porcentagem da energia em relação ao total do diesel foi de 23,04% na [Figura 25](#) e de 23,28% na [Figura 23](#). Olhando agora para a [Figura 26](#) que se trata do modelo 2 com a presença de enxofre e ar seco, em comparação com a [Figura 24](#) que apresenta o modelo 1 com a presença de enxofre, pelos motivos já citados acima olhamos agora para os valores de exergia degradada no motor e os valores de exergia dos gases de exaustão, pois a exergia do motor, a exergia de atrito no motor e a exergia do fluxo de água devem ser mantidas com os mesmos valores.

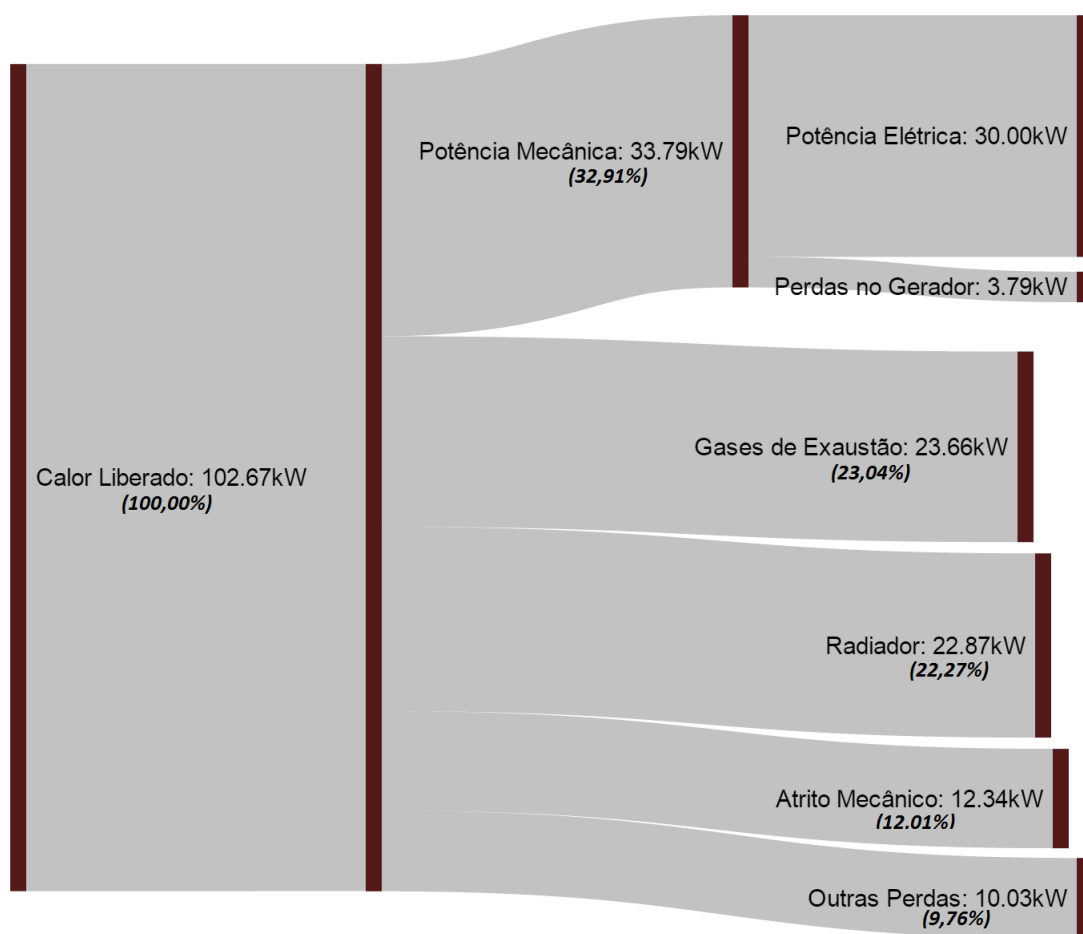


Figura 25 – Diagrama Energético - Modelo 3 considerando Ar seco com a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

Com a variação da exergia dos gases de exaustão devido a variação do modelo e condições, a exergia degradada no motor faz a compensação dos valores de exergia. Os valores para a exergia dos gases de exaustão na [Figura 26](#) são de 6,94% já na [Figura 24](#) é de 7,41%. O que nos mostra que o modelo 1 da [Figura 24](#), que é o mais simples, superestima o valor de exergia dos gases de exaustão.

Na [Figura 27](#) temos a análise com o modelo 3 e ar úmido com a presença de enxofre. Como já dito o parâmetro que devemos observar são os gases de exaustão, e lembrando que quem fará a compensação é a parcela de outras perdas. Quando olhamos para a porcentagem indicada na [Figura 27](#) para os gases de exaustão vemos o valor de 23,49%, o que representa 24,12kW de energia. Fazendo a comparação com a [Figura 25](#) que apresenta o modelo 2 com ar seco e presença de enxofre, observamos um valor de 23,04%, o que equivale a 23,66kW de energia, para os gases de exaustão. O que nos mostra que o modelo 2 é mais conservativo em relação as perdas pelos gases de exaustão. Fazendo

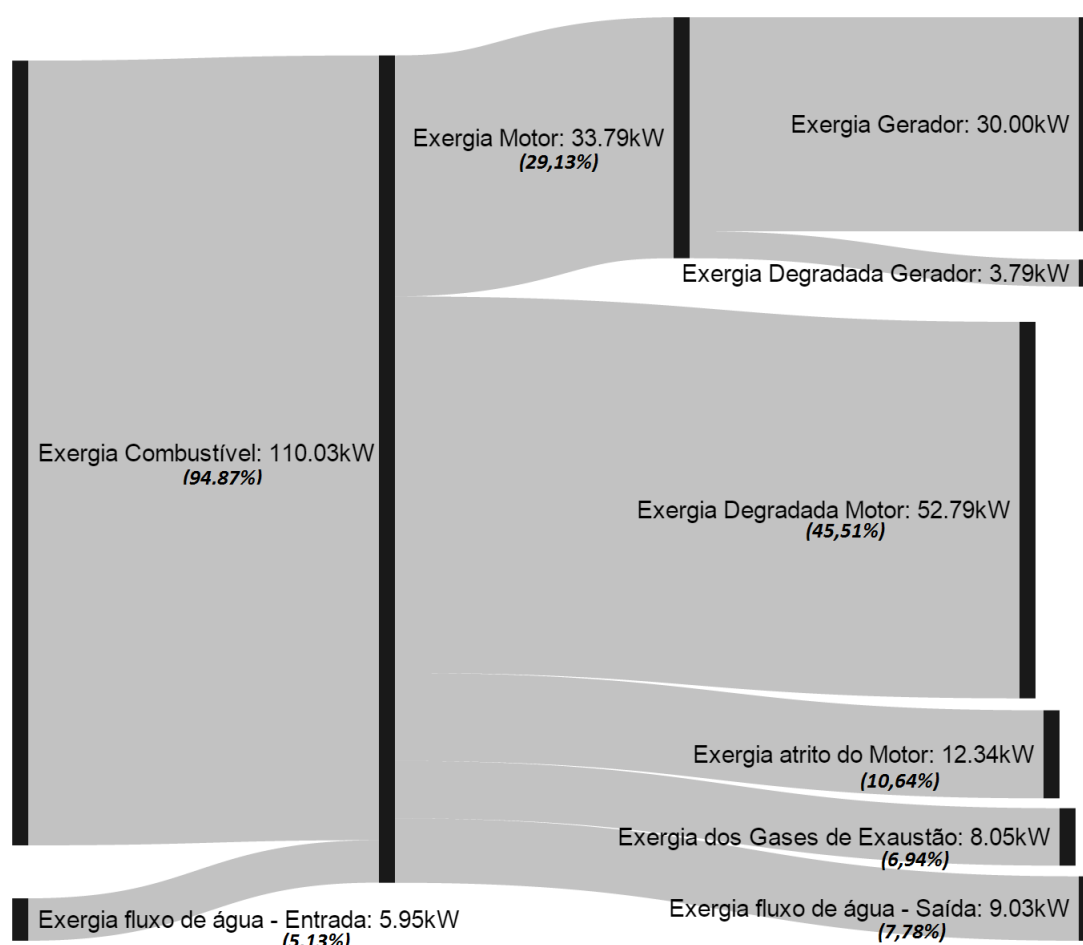


Figura 26 – Diagrama Exergético - Modelo 3 considerando Ar seco com a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

ainda a comparação entre a [Figura 27](#) e a [Figura 23](#), esse padrão deve ser repetir, e deve repetir para todas as outras análises, pois a [Figura 27](#) é a que apresenta o resultado mais próximo do real entre todos. E de fato o padrão se repete, em todos os modelos a energia perdida pelos gases de exaustão é conservadora, e não representa o ocorrido. Na [Figura 23](#) os valores para os gases de exaustão são de 23,28% o que representa 23,90kW.

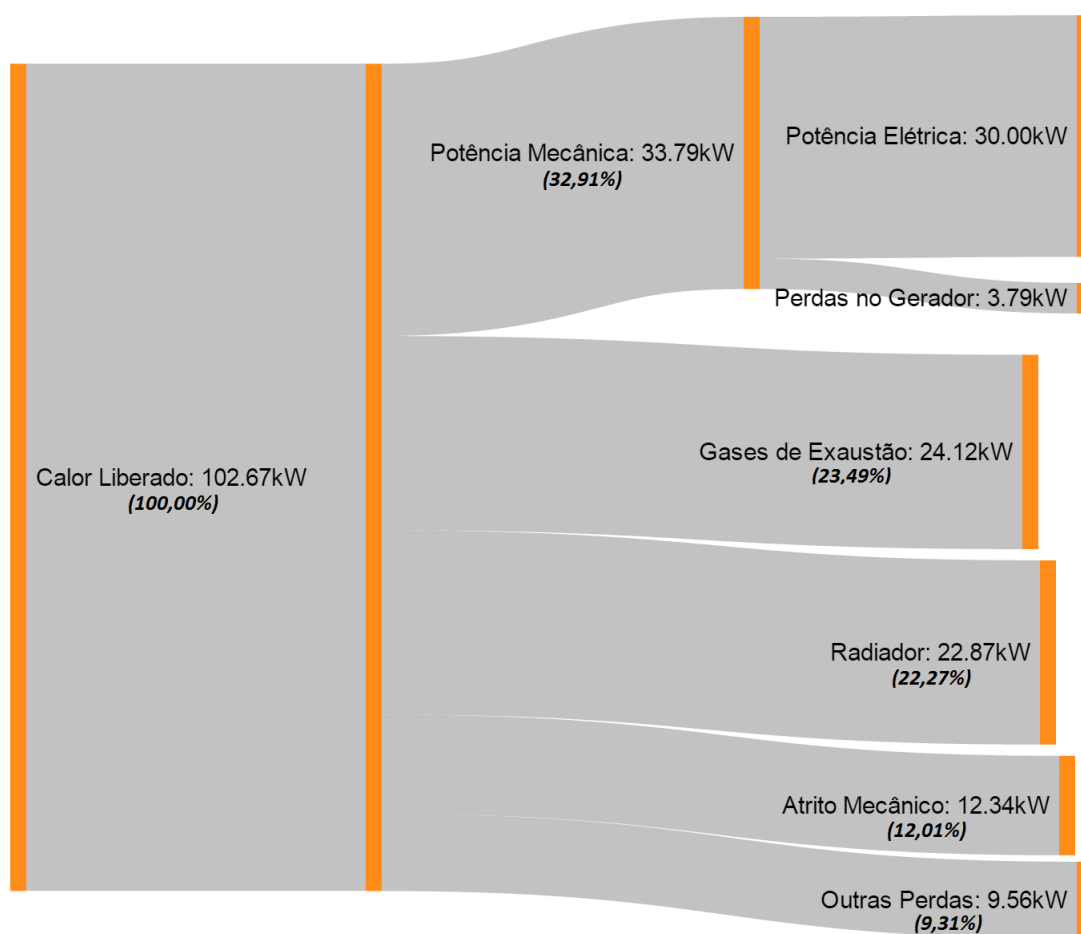


Figura 27 – Diagrama Energético - Modelo 3 considerando Ar úmido com a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

Na [Figura 28](#), como dito a cima, o modelo 3 é o que apresenta menos hipóteses simplificadoras. Sabemos que o parâmetro analisado é a exergia dos gases de exaustão que nesse modelo nos apresenta o valor de 7,04% do total, o que representa 8,17KW. Na [Figura 26](#) os valores para a exergia dos gases de exaustão são de 6,94%, o que representa 8,05KW. O que se justifica pela maior precisão do modelo 3. Ele revela o potencial existente de realizar trabalho desperdiçado nos gases de exaustão. Em função de arredondamentos os valores flutuam, mas pelas condições estabelecidas para o modelo 3, ele é o que melhor representa os resultados analisados.

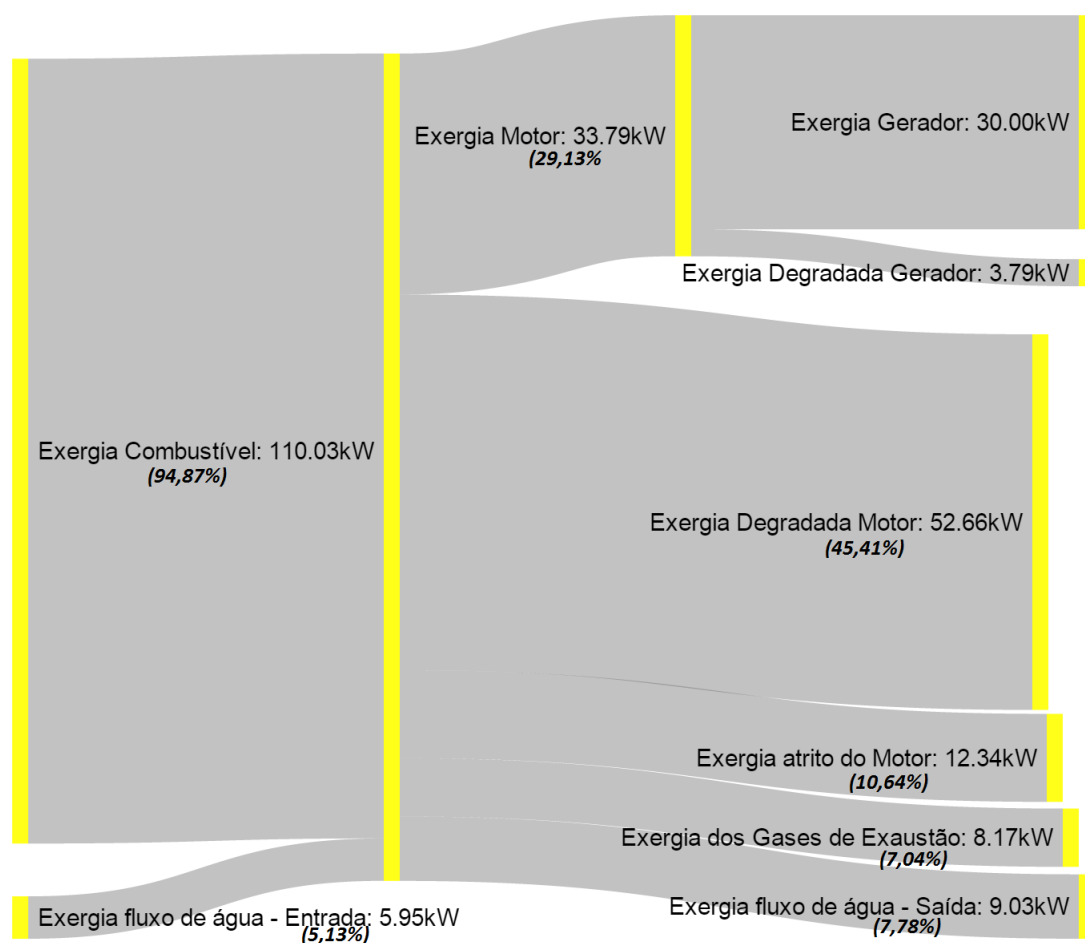


Figura 28 – Diagrama Exergético - Modelo 3 considerando Ar úmido com a presença de Enxofre no combustível

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

Após analisar os diagramas de Sankey e Grasmann para os balanços energéticos e exergéticos, respectivamente, apresentados até aqui, é notória a diferenças entre os dois tipos de análises. Para resumir os resultados apresentados neste capítulo são propostos a [Figura 29](#) e [Figura 30](#), sendo que o primeiro deles é a comparação entre o balanço energético e exergético desconsiderando a presença de enxofre no combustível. Já o segundo gráfico leva em conta a presença do enxofre.

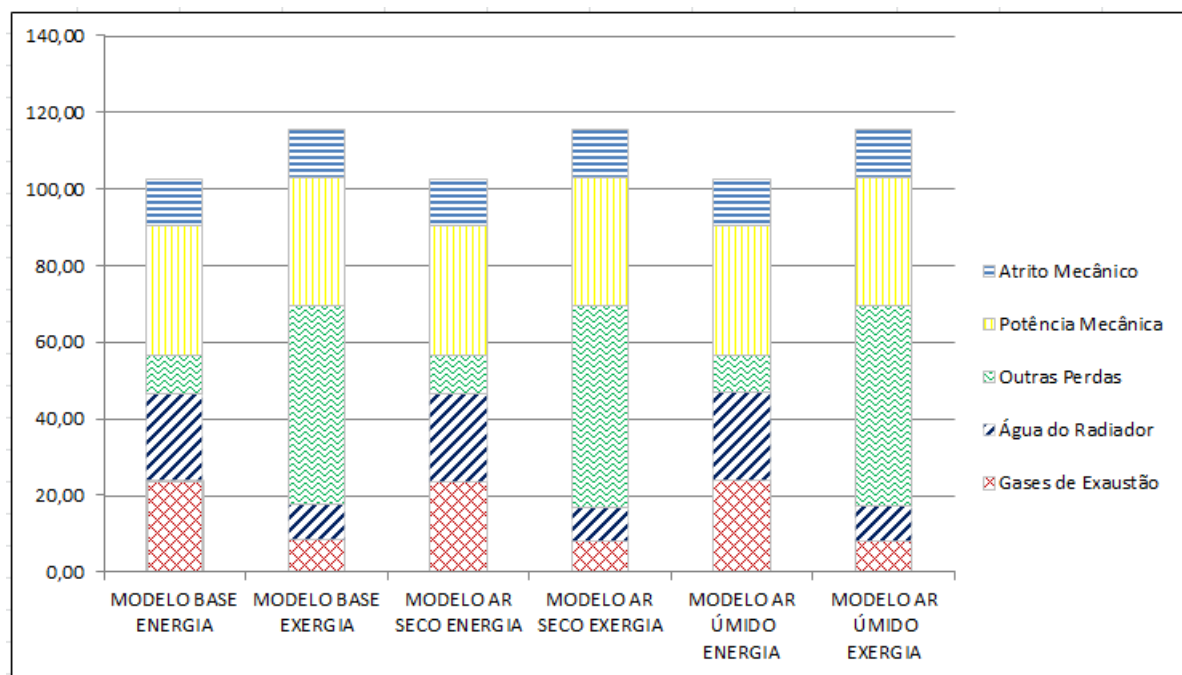


Figura 29 – Gráfico comparativo dos balanços energéticos e energéticos (Sem a presença de Enxofre no combustível)

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

Ao observar ambos os gráficos é possível notar que a parcela de exergia destruída em geral se manteve dentro de uma faixa de 45% da exergia proveniente da queima do combustível. Ainda é possível notar que a água que flui pelo radiador que no balanço energético aparentava possuir grande significância, no balanço exergético mostrou não possuir grande utilidade, mesmo sendo possível a utilização de alguns ciclos que funcionam a baixas temperaturas. Importante perceber que o valor atribuído a parcela água do radiador nos gráficos corresponde a exergia do fluxo de saída do radiador (Esse formato de apresentação é proposto no modelo base), sendo assim 9,03kW corresponde a exergia do fluxo de saída do radiador.

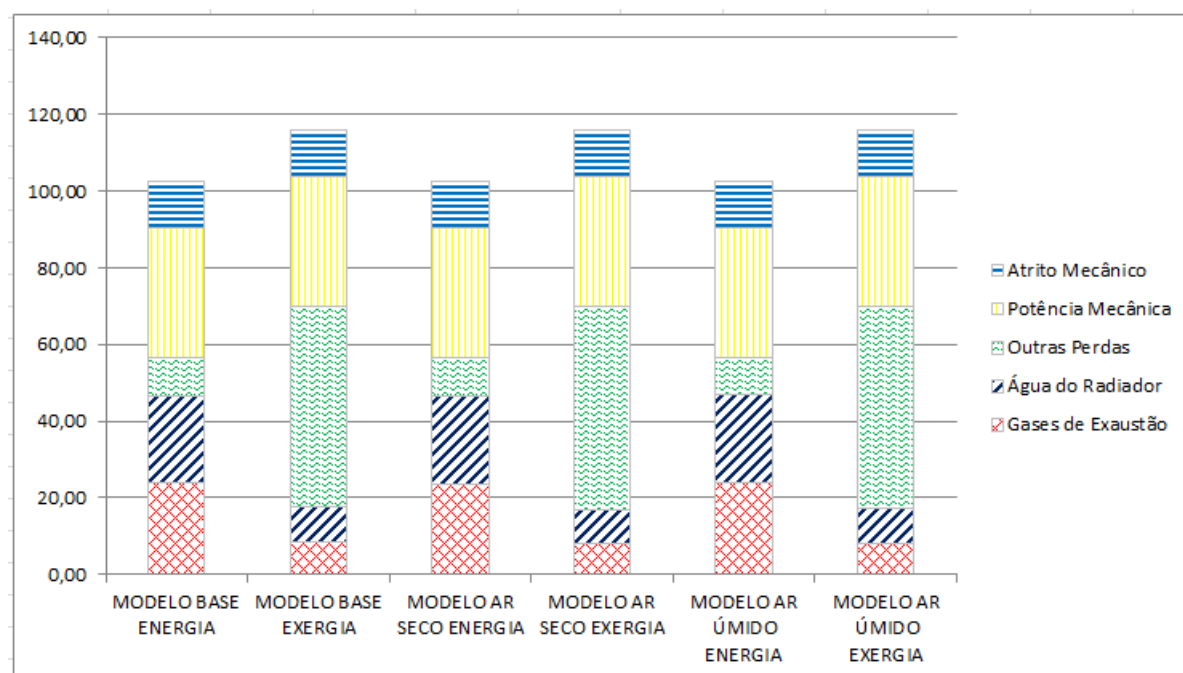


Figura 30 – Gráfico comparativo dos balanços energéticos e exergéticos (Com a presença de Enxofre no combustível)

Fonte: Desenvolvido pelos autores.

5.2 Comparação dos resultados relativamente Terceiro Modelo Termodinâmico

O primeiro dos modelos apresentados nesse trabalho, como já foi dito antes, é o mais simples dos três. Sendo assim no caso do balanço exergético, esse modelo apresentou o maior erro, quando comparado com o modelo em que se levou em conta a combustão com a presença de enxofre no combustível. Os erros calculados foram para os gases de exaustão e uma parcela chamada de exergia degradada no caso do balanço exergético e outras perdas no caso do balanço energético. Ainda para esse modelo (o modelo base) é possível perceber que no caso do balanço energético ele não apresentou o maior erro relativo. Nesse caso o modelo que considerou o ar seco e sem a presença de enxofre (O segundo modelo) foi o que apresentou o maior erro.

Tabela 8 – Erros Relativos ao Modelo de Combustão Completa considerando umidade do ar e a presença de enxofre no combustível para o balanço energético

Modelo	Q_g (%)	Q_p (%)
Modelo Simplificado	0.92	-2.32
Modelo Ar Seco	1.93	-4.86
Modelo Ar Úmido	0.00	-0.01

A influência da presença de enxofre não é relevante nesse estudo. A alteração dos resultados ocorreu na terceira casa decimal dos valores. Dessa forma os resultados foram iguais nas análises com e sem a presença do enxofre no combustível. Esse é o motivo pelo qual o erro do modelo 2, onde foi considerado ar úmido sem a presença de enxofre, ter sido zero.

Tabela 9 – Erros Relativos ao Modelo de Combustão Completa considerando umidade do ar e a presença de enxofre no combustível para o balanço exergético

Modelo	Ex_g (%)	Ex_d (%)
Modelo Simplificado	-5.18	1.65
Modelo Ar Seco	1.48	0.62
Modelo Ar Úmido	0.00	0.85

6 Considerações Finais

Através do estudo de centrais termelétricas equipadas com motores de combustão interna (MCI) é possível perceber que existe a necessidade de entender qual a percentagem que cada processo da conversão de energia, destrói de potencial de produção de trabalho. Identificando os locais de maior perda e com posse do conhecimento sobre as análises energéticas e exergéticas do processo de geração de energia elétrica através da queima do diesel em um motor, é possível identificar possíveis aproveitamentos de parcelas que poderiam ser ignoradas inicialmente e desconsiderar pontos onde a priori eram tomados como importantes de se observar. No caso do estudo realizado nesse trabalho o que foi apresentado foi justamente essa quantidade que poderia ser perdida e o estudo dos impactos causados por implicações nos modelos dos balanços realizados.

Através do estudo realizado nesse trabalho foi possível analisar que, concluir sobre a capacidade ou utilidade de algum subproduto do processo de geração de energia elétrica pode ser precipitado quando olhamos somente para o balanço energético. A água que sai do radiador possui uma grande quantidade de energia, porém quando olhamos para a parcela útil dessa energia, ou seja, a parcela de exergia carregada pela mesma, vemos que isso corresponde a uma parcela ínfima da capacidade de gerar trabalho que o combustível possui.

O balanço energético mostra que existe uma quantidade de energia que pode ser aproveitada, passando de cerca de 30% para cerca de 75%. O balanço exergético mostra que na realidade se for para produção de potencia adicional, este aproveitamento alcança apenas uma eficiência global de cerca de 40%. A comparação dos modelos mostra que as hipóteses adotadas pelo modelo base são razoáveis e menos complexas. Os resultados também mostraram que a presença ou não de enxofre não altera significativamente os valores. Neste caso o fato de considerar ar seco ou ar úmido também não mostrou variações significativas. O calor aproveitável (água e gases quentes) mostraram ser quantidades significativas em termos energéticos (cerca de 45%), porém em termos exergéticos este aproveitamento representa apenas cerca de 10% da exergia do combustível. Além disso é possível perceber que uma grande quantidade de exergia é irreversibilidade (cerca de 45%).

Sendo assim algumas sugestões para trabalhos futuros são: poderia ser feito, tendo em vista a viabilidade construtiva, era a utilização da energia da água para um pré-aquecimento do combustível diesel a ser queimado no motor. Apesar da água deixar o radiador com uma temperatura relativamente baixa, uma sugestão de aproveitamento seria usar um CRO (Ciclo Rankine Orgânico). Aproveitar o calor da água para aquecimento de água para fins diversos: banhos, higienização de cozinha de restaurante, etc.

Como sugestão de aproveitamento dos gases de exaustão que apresentam uma temperatura considerável podem ser citadas: para motores maiores, pode-se utilizar um ciclo a vapor para geração de eletricidade(ciclo combinado). A utilização de um CRO ou um ciclo Kalina para geração de energia. Também a produção de ar condicionado Chiller por absorção. Uma última aplicação, seria para geração de vapor para alguma aplicação industrial em uma caldeira de recuperação de calor, um exemplo seria uma caldeira de restaurante.

No tocante aos modelos termodinâmicos as simplificações não influenciam de uma maneira significativa nos resultados, sendo que são aplicáveis no caso do estudo apresentado nesse trabalho.

Referências

- BOGART, S. *SankeyMATIC (BETA)*. 2015. Disponível em: <www.sankeymatic.com>.
- BUCKLEY, T. J.; DOMALSKI, E. S. *Evaluation of data on higher heating values and elemental analysis for refuse-derived fuels*. 1988.
- GRONE, O. *Low Speed Engines in Stationary Diesel Plants*. 1997.
- HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. [S.l.]: McGraw-Hill, 1988.
- KOTAS, T. J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. [S.l.]: Exergon Publishing Company UK Ltd, 2012.
- LIMA, A. *Geração de Energia Elétrica*. 2010. Disponível em: <www.antonioguilherme.web.br.com>.
- LORA, E.; NASCIMENTO, M. *Geracao Termoeletrica Planejamento, Projeto e Operacao Volume 1*. [S.l.]: Editora Interciência, 2004.
- LORA, E.; NASCIMENTO, M. *Geracao Termoeletrica Planejamento, Projeto e Operacao Volume 2*. [S.l.]: Editora Interciência, 2004.
- LOUREIRO, T. W. *ANÁLISE PARAMÉTRICA DO CONJUNTO PISTÃO, BIELA E ÁRVORE DE MANIVELAS COM FOCO NA REDUÇÃO DE PERDAS POR ATRITO E DE CONSUMO DE COMBUSTÍVEL*. Tese de Mestrado, 2009.
- LOZANO, M. A.; VALERO, A. Determinacion de la exergia para sustancias de interes industrial. In: ETSII. UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA. *Departamento de Termodinámica y Fisicoquímica*. [S.l.], 1986.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. [S.l.]: LTC 0 Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 2009.
- NASCIMENTO, M. *Balanco Energético e Exergético da Central Diesel*. 2005.
- SANTOS, J. J. C. S. *Aplicação da Neguentropia na Modelagem Termoeconômica de Sistemas*. Tese (Doutorado) — UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, 2009.
- SILVA, J. A. M. da. *Desempenho exergo-ambiental do processamento de petróleo e seus derivados*. Doutor em Engenharia, 2013.
- SILVA, T. et al. Enxofre: Um poluente em potencial na composição do óleo diesel brasileiro. In: *IV Congresso Brasileiro de Gestão Ambiental*. [S.l.: s.n.], 2013.

Apêndices

APÊNDICE A – Definição da Composição do Combustível para cada um dos dois casos estudados nesse trabalho

Nesse trabalho são utilizadas duas abordagens com relação à composição do combustível. A primeira delas sem a presença do enxofre (S) e a segunda com a presença do mesmo. Para se determinar ambas as composições se partiu de um dado conhecido, que foi o poder calorífico inferior (PCI) do óleo combustível. A partir de uma composição média contida em [Lora e Nascimento \(2004a\)](#) foi possível se fazer uma média da quantidade de cada componente contido em um típico óleo Diesel.

Tabela 10 – Valores médios de composição para o Diesel

Carbono (%)	Hidrogenio (%)	Oxigenio (%)	Enxofre (%)	Total (%)
85.3	10.4	1.00	3.30	100.00
85.8	10.3	0.90	3.00	100.00
86.2	10.2	0.60	3.00	100.00
86.5	10.7	0.80	2.00	100.00
86.9	11.00	0.80	1.30	100.00
85.6	11.3	1.10	2.00	100.00
87.3	11.1	0.60	1.00	100.00
87.1	11.4	0.50	1.00	100.00
87.4	11.2	0.50	0.90	100.00
86.1	11.1	0.80	2.00	100.00

Fonte: [Lora e Nascimento \(2004a\)](#)

Através de cada uma das composições mostradas na [Tabela 10](#), se realizou o cálculo da média de cada uma e chegar à seguinte composição para o combustível:

Tabela 11 – Composição média obtida a partir da literatura

Carbono (%)	Hidrogenio (%)	Oxigenio (%)	Enxofre (%)	Total (%)
86.31	10.86	0.78	2.05	100.00

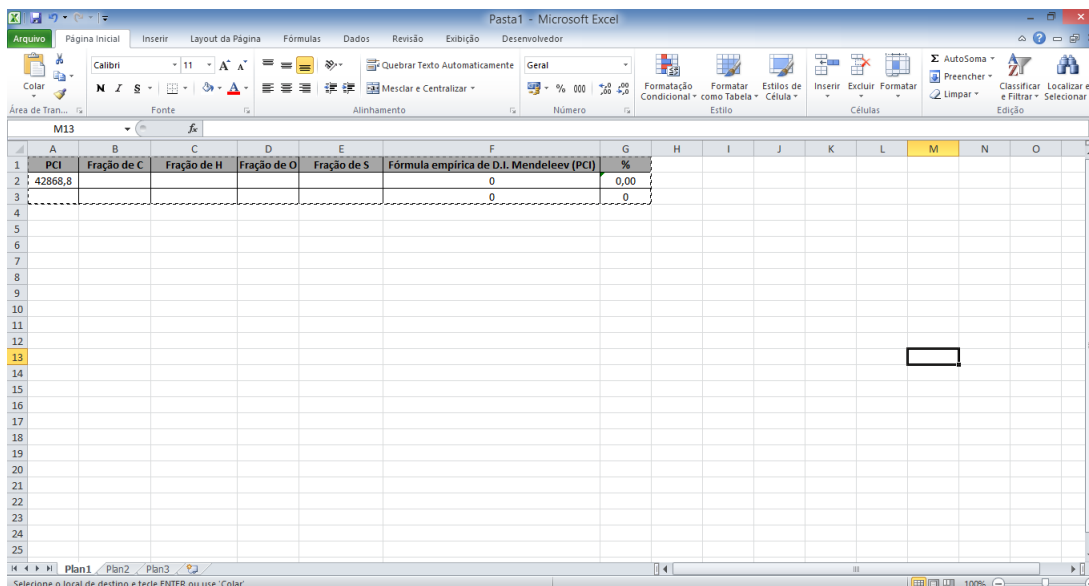
Porém se utilizar tal composição não respeitaríamos o fato de o combustível já possuir um poder calorífico especificado (42886,8 kJ/Kg). O PCI encontrado para tal composição foi de 45761,92. Para solucionar esse problema, deve utilizar a composição encontrada no Solver do Excel como um ponto de partida.

Tabela 12 – Poder Calorífico do Combustível

Grandeza	Valor	Unidade
PCI	42886.8	kJ/Kg

Utilizando o *MS Excel*, se prepara a planilha com o espaço para receber cada parcela de cada componente da composição química do combustível como mostra [Figura 31](#).

Figura 31 – Planilha utilizada para se calcular a composição do combustível



Fonte: Imagem gerada pelo próprio autor

Acessando então a guia de **Dados** do *MS Excel*, e em seguida selecionando a opção do **Solver**, como é mostrado nas [Figura 32](#) e [Figura 33](#).

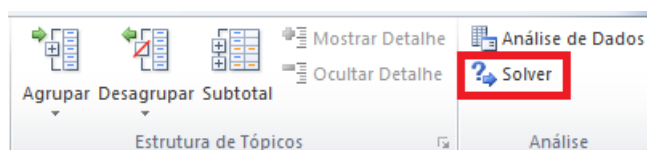
O **Solver** está contido em um pacote de ferramentas chamadas de ferramentas de teste de hipóteses. Com essa ferramenta, é possível encontrar um valor máximo ou mínimo para uma fórmula em uma célula. Essa célula que contém a fórmula pode ser chamada de célula de objetivo. Dependendo das restrições, ou limites, sobre os valores de outras células de fórmula em uma planilha. O **Solver** resolve o problema utilizando um conjunto de células chamadas variáveis de decisão.

Figura 32 – Seleção da aba Dados no MS Excel



Fonte: Imagem gerada pelo próprio autor

Figura 33 – Seleção da opção *Solver* no MS Excel



Fonte: Imagem gerada pelo próprio autor

O *Solver* ajusta os valores nas células variáveis de decisão para satisfazer aos limites sobre células de restrição e produzir o resultado desejado para a célula objetivo. Partindo desse conhecimento e dos valores médios obtidos anteriormente se realizaram alguns testes para se tentar encontrar a solução do problema. A princípio o Solver não encontrou solução para o problema. Então, arbitramos o valor da parcela de enxofre e oxigênio em valores próximos dos encontrados nos cálculos médios. À medida que os testes eram realizados, houve necessidade de se alterar esses valores, encontrando-se os valores apresentados na [Tabela 13](#).

Tabela 13 – Tabela com valores médios de composição para o Diesel

Fração de C (%)	Fração de H (%)	Fração de O (%)	Fração de S (%)
83.85	13.98	0.80	1.40
86.00	13.40	0.60	-

Dessa forma apenas os valores da fração de Carbono e Hidrogênio flutuavam ao longo dos cálculos. Após encontrar a composição com a presença de enxofre, os mesmo passos foram seguidos para encontrar a composição sem a presença de enxofre, porém zerando a célula correspondente à sua composição no primeiro caso.

Figura 34 – Pannel de seleção de Parâmetros do *Solver*

Parâmetros do Solver

Definir Objetivo:

Para: ☐ Máx. ☐ Mín. ☒ Valor de:

Alterando Células Variáveis:

Sujeito às Restrições:

- \$B\$2 >= 83,85
- \$D\$2 <= 1
- \$D\$2 >= 0
- \$E\$2 <= 1,4
- \$E\$2 >= 1

☒ Tornar Variáveis Irrestritas Não Negativas

Selecionar um Método de Solução:

Método de Solução

Selecione o mecanismo GRG Não Linear para Problemas do Solver suaves e não lineares. Selecione o mecanismo LP Simplex para Problemas do Solver lineares. Selecione o mecanismo Evolutionary para problemas do Solver não suaves.

Ajuda Resolver Fechar

Fonte: Imagem gerada pelo próprio autor.

APÊNDICE B – Equacionamento Químico

No [Apêndice A](#) são definidas duas composições de combustível diesel que são avaliadas nesse trabalho, tendo em vista o valor do PCI do combustível que deve ser de 42886,8 KJ/Kg. De posse das duas composições obtidas pelo programa MS Excel em base mássica, é feita a conversão de base mássica para base molar para fazer o balanço estequiométrico entre o diesel e o ar.

As duas composições do diesel encontradas em base mássica são as apresentadas na [Tabela 13](#), e na [Figura 35](#) são os coeficientes em base molar após conversão de base mássica para base molar.

Figura 35 – Captura de Tela - Coeficientes para o Diesel em base molar.

	Sem S	Com S
Coeficiente de C	1,49.10 ⁻⁰³	1,45.10 ⁻⁰³
Coeficiente de H	2,77.10 ⁻⁰³	2,88.10 ⁻⁰³
Coeficiente de O	7,81.10 ⁻⁰⁶	1,04.10 ⁻⁰⁵
Coeficiente de S	0,00	9,09.10 ⁻⁰⁶

Fonte: Imagem gerada pelo próprio autor.

O diesel reage com o ar que apresenta composição molar em base seca dada pela [Equação B.1](#).

$$0,7808N_2 + 0,2095O_2 + 0,0094Ar + 0,0003CO_2 \quad (B.1)$$

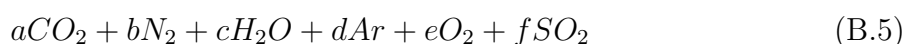
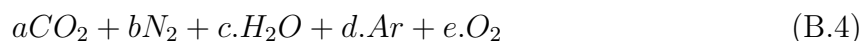
A composição do ar em base úmida leva em conta fatores ambientais como a pressão local, a umidade relativa e a pressão de saturação do vapor de água no ar. Com esses três elementos podemos calcular a fração de vapor no ar (Y_v):

$$Y_v = \frac{UR.P_{satH_2O}}{100.P} \quad (B.2)$$

A pressão de saturação da água, a umidade relativa e a pressão ambiente utilizadas, são do local de realização dos ensaios na UNIFEI. Obtida a fração de vapor, a composição molar do ar é corrigida e fica de acordo com a [Equação B.3](#)

$$0,7600N_2 + 0,2039O_2 + 0,0091Ar + 0,00029CO_2 + 0,0266H_2O \quad (B.3)$$

Assumindo que os produtos da combustão completa entre o Diesel e o ar serão o dióxido de carbono(CO_2), nitrogênio (N_2), vapor de água(H_2O), argônio (Ar), oxigênio (O_2) e quando o combustível tiver uma fração de enxofre também aparecerá o dióxido de enxofre (SO_2), a [Equação B.4](#) apresenta os produtos da combustão do Diesel sem enxofre na composição, e a [Equação B.5](#) apresenta os produtos da combustão do diesel levando em consideração o enxofre na composição.



Independente se a combustão ocorrerá com ar seco ou ar úmido sempre aparecerá o termo de O_2 nos produtos da combustão, pois toda maquina térmica real opera com excesso de ar. Então para cada caso estudado nesse trabalho se avaliam as combinações entre o Diesel com e sem enxofre, reagindo com o ar seco e o ar úmido. Resolvendo para o caso que será base de comparação nos resultados (modelo 3 com ar úmido) utilizamos os coeficientes da [Figura 35](#) com enxofre, reagindo com o ar apresentado na [Equação B.3](#) e nos produtos da combustão utilizamos a [Equação B.5](#). Fazendo os cálculos para conservação da massa obtemos os coeficientes da [Figura 36](#) para os produtos da combustão.

Figura 36 – Captura de Tela - Coeficientes dos produtos da combustão modelo 2 com ar úmido.

a	0,001746144
b	1,520025271
c	0,028064371
d	0,009149742
e	0,403468184
f	0,000009093

Fonte: Imagem gerada pelo próprio autor.

APÊNDICE C – Obtenção do Excesso de ar

Os motores de combustão interna trabalham com um determinado excesso de ar. Para determinarmos esse valor de excesso nos três modelos desse trabalho, é feito o balanceamento estequiométrico entre o ar e o diesel e depois se considera o termo de excesso de ar.

Os coeficientes que devem aparecer multiplicando cada um dos elementos do diesel e devem ser apresentados em fração molar. Para isso foi feita a conversão de base mássica para base molar, pois a composição calculada para o Diesel com e sem o enxofre está em base mássica.

Olhando para o modelo que será utilizado como parâmetro de comparação no resultados por apresentar menos simplificações (modelo 3 com ar úmido), a [Equação C.1](#) apresenta diesel em base mássica e na [Equação C.2](#) em base molar.

$$0,333818C + 0,661703H + 0,002390O + 0,002087S \quad (C.1)$$

$$0,001454C + 0,002882H + 0,000010O + 0,000009S \quad (C.2)$$

O ar que reage com o diesel no processo de combustão é apresentado na [Equação C.3](#) com sua composição molar em base seca e de acordo com a umidade do ambiente onde foi realizado o ensaio do motor na UNIFEI (U.R = 60%) a [Equação C.4](#) apresenta a composição molar do ar em base úmida.

$$0,7808N_2 + 0,2095O_2 + 0,0094Ar + 0,0003CO_2 \quad (C.3)$$

$$0,7600N_2 + 0,2039O_2 + 0,0091Ar + 0,00029CO_2 + 0,0266H_2O \quad (C.4)$$

Assumindo que os produtos da combustão completa entre o diesel e o ar são somente dióxido de carbono(CO_2), nitrogênio (N_2), vapor de água(H_2O), argônio (Ar), oxigênio (O_2) e dióxido de enxofre (SO_2), a [Equação C.5](#) apresenta os produtos da combustão com seus coeficientes como resultado do balanço estequiométrico entre as [Equação C.2](#) e [Equação C.4](#).

$$0,001746CO_2 + 0,7600N_2 + 0,028064H_2O + 0,0091Ar + 0,201734O_2 + 0,000009SO_2 \quad (C.5)$$

Com os produtos da combustão calculados é conhecido o coeficiente que multiplica o O_2 . É necessário agora um novo balanço estequiométrico entre a [Equação C.2](#) e a [Equação C.4](#) multiplicado por um termo a' , que indica o número de mols de ar por mol de combustível, e um termo w , que indica o excesso de ar, para obtenção da quantidade de ar teórico para combustão completa do diesel os produtos da combustão são os mesmos apresentados antes, com exceção do O_2 que será zero.

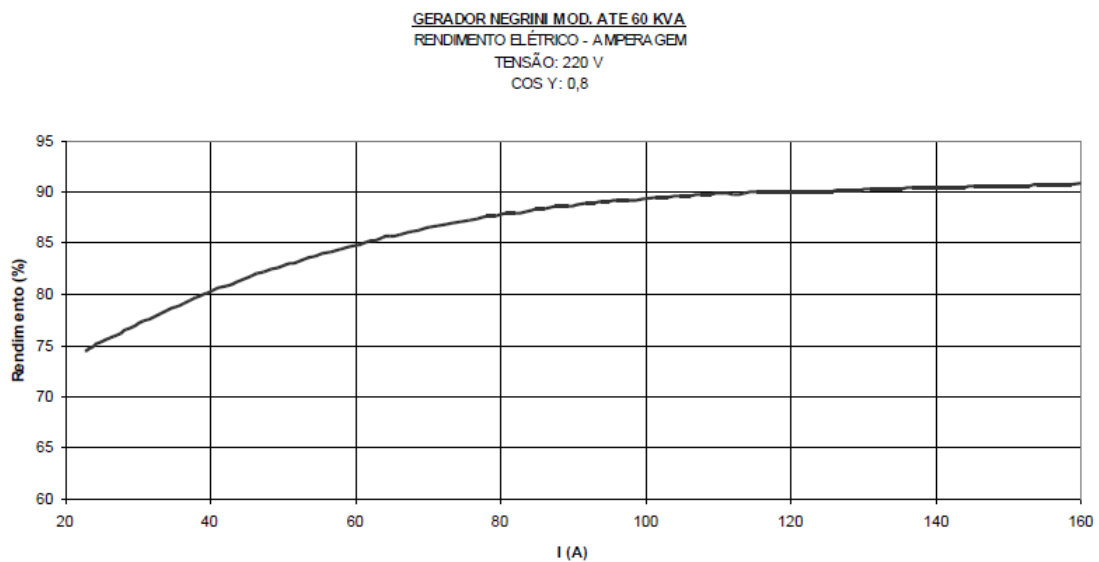
Inicialmente com w igual a 1, o balanço das equações nos fornece os coeficientes dos produtos da combustão e o valor de a' . Com a ajuda do Microsoft Excel, é utilizado um comando chamado “Atingir Meta” para fazer com que o coeficientes do O_2 dos produtos da combustão parta de zero e vá até o valor apresentado na [Equação C.5](#), variando o valor de w . Para o modelo 3 com excesso de ar o valor de w encontrado foi de 1,4034 o que indica que a combustão no motor está ocorrendo com cerca de 40,34% de excesso de ar. Para todos os casos estudados nesse trabalho o valor do excesso de ar encontrado se manteve em cerca de 40%.

Anexos

ANEXO A – Curva para obtenção do rendimento do Alternador em função da corrente eléctrica

Na [Figura 37](#) é mostrado o gráfico e a equação que indica o rendimento em função da corrente I (A) solicitada ao gerador.

Figura 37 – Curva para calcular o rendimento do Alternador



Fonte: [Nascimento \(2005\)](#)

A [Equação A.1](#) que é utilizada para gerar o gráfico da [Figura 37](#). Para corrente entre 23 e 159 A.

$$\eta_{alt} = C_o + C_1 I + C_2 I^2 + C_3 I^3 \dots \quad (\text{A.1})$$

Tabela 14 – Coeficientes para calculo do calor especifico do ar seco

Coeficientes	Valores
C_0	84.9637
C_1	-2.69854
C_2	0.206562
C_3	-0.00761624
C_4	0.000172372
C_5	$-2.56007E - 6$
C_6	$2.54863E - 8$
C_7	$-1.68917E - 10$
C_8	$7.16293E - 13$
C_9	$-1.75966E - 15$
C_{10}	$1.9049E - 18$

Fonte: Nascimento (2005)

ANEXO B – Polinômios para obtenção do Calor específico dos Gases de Exaustão

O calor específico do ar seco na temperatura T (K), é mostrado na [Equação B.2](#):

$$c_{par,T} = C_0 + C_1T + C_2T^2 + C_3T^3 \dots (j/kgK) \quad (B.1)$$

Para temperatura entre 200 K a 800 K.

Onde:

Tabela 15 – Coeficientes para calculo do calor específico do ar seco

Coeficientes	Valores
C_0	$+1.0189134E + 03$
C_1	$-1.3783636E - 01$
C_2	$+1.9843397E - 04$
C_3	$+4.2399242E - 07$
C_4	$-3.7632489E - 10$

Fonte: [Nascimento \(2005\)](#)

O calor específico à pressão constante dos produtos da combustão na forma polinomial é mostrado na :

$$c_{pg,T} = c_{par,T} + \frac{f}{1+f} \theta_{c_p,T} (j/kgK) \quad (B.2)$$

Onde $f = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{ar}}$

$$\theta_{c_p,T} = CP_0 + CP_1T + CP_2T^2 + CP_3T^3 \dots (j/kgK) \quad (B.3)$$

Para temperatura entre 200 K a 800 K.

Tabela 16 – Coeficientes para calculo do calor especifico dos gases de exaustão

Coeficientes	Valores
CP_0	$-3.5949415E + 02$
CP_1	$+4.5163996E + 00$
CP_2	$+2.8116360E - 03$
CP_3	$-2.1708731E - 05$
CP_4	$+2.8688783E - 08$
CP_5	$-1.2226336E - 11$

Fonte: Nascimento (2005)