

UNIVERSIDADE DE MOGI DAS CRUZES

Relatório de atividades – PIBIC

Período: setembro/2023 – agosto/2024

**MODELAGEM MATEMÁTICA DO PERFIL EXERGÉTICO DO “*START-UP*” E
“*SHUTDOWN*” DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Maria Luíza Zitei Brandão

Orientador: Prof. Dr. Robson Rodrigues da Silva

Coorientador: Prof. Me. Hernandez de Souza Brandão

Mogi das Cruzes

2024

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS.....	2
2.1 OBJETIVO GERAL.....	2
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
3. JUSTIFICATIVA	3
4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	3
4.1 EXERGIA.....	4
4.2 CICLO DIESEL	4
5. MATERIAIS E MÉTODOS.....	6
5.1 MODELAGEM MATEMÁTICA	7
5.2 IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL.....	7
6. RESULTADOS	7
6.1 MODELO MATEMÁTICO	7
6.1.1 Modelagem do Primeiro Tempo.....	8
6.1.2 Modelagem do segundo tempo.....	9
6.1.3 Modelagem do terceiro tempo	10
6.1.4 Modelagem do quarto tempo	11
6.2 IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL	11
7. DISCUSSÃO	15
8. CONCLUSÃO.....	16
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	17
APÊNDICE A.....	20
APÊNDICE B.....	25
APÊNDICE C.....	27
APÊNDICE D.....	32
APÊNDICE E	37

APÊNDICE F	41
APÊNDICE G.....	52

1. INTRODUÇÃO

O motor de combustão interna é uma máquina térmica que possui a finalidade de converter energia termoquímica em energia mecânica. O funcionamento desse tipo de motor é baseado na queima de um combustível dentro de um cilindro. Esse processo gera energia movendo um pistão que, através de outros mecanismos, movimenta as rodas do veículo. A primeira ideia sobre um motor que se aproveita da força dos gases consequentes da combustão surgiu em 1652. Ao longo dos anos, essa ideia foi evoluindo, foram feitos projetos de motores, até que em 1876 o engenheiro alemão Nikolaus Otto patenteou o seu projeto de motor de combustão interna. Este motor possui o que se chama de Ciclo Otto, um motor de 4 tempos, e vemos isso até os dias de hoje. Motores de automóveis movidos a gasolina, álcool ou gás natural operam com base no ciclo de Otto (BRUNETTI, 2012).

Em 1893, o engenheiro alemão Rudolf Diesel patenteou seu projeto de motor a combustão a Diesel. Este tipo de motor também é de combustão interna e opera em admissão, compressão, combustão e exaustão (4 tempos). Neste trabalho, aprofundaremos o estudo nos motores de combustão interna a diesel de 4 tempos. Um exemplo ilustrativo de um motor a diesel pode ser visto na Figura 1.

Figura 1. Motor a diesel



Fonte: auto.umcomo.com.br

Diante deste tema que abrange processos termodinâmicos, ou seja, variações de volume, pressão e transformações de energia, a exergia está envolvida em todo o processo. Exergia, também chamada de disponibilidade, máximo trabalho disponível, ou energia organizada, é uma medida termodinâmica que representa a quantidade de energia em um sistema que pode ser convertida em trabalho útil (LEVENSPIEL, 2002). Em outras palavras, é a parte da energia de um sistema que pode ser transformada em trabalho mecânico, elétrico ou qualquer outra forma de energia utilizável, sem perda ou desperdício. Pode ser calculada utilizando-se o

conceito de entropia, que é uma medida da energia que não pode ser convertida em trabalho. Ela representa o limite superior da quantidade de trabalho que um dispositivo pode produzir sem violar nenhuma das leis da termodinâmica (ÇENGEL, 2013).

A utilização desta energia organizada pode ajudar na identificação de perdas de energia em sistemas e processos, permitindo que sejam feitas melhorias para aumentar a eficiência e reduzir o custo (MORAN-SHAPIRO et al., 2018).

Um objetivo da análise exergética é identificar locais em que ocorram perdas de energia e reconhecer a importância de cada um, visando na melhoria dos processos. Com base no que foi exposto anteriormente o presente trabalho tem por objetivo, a partir dos conceitos termodinâmicos e pelo estudo de motores de combustão interna, equacionar o máximo trabalho que se extrai do *start-up* e *shutdown* do motor.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Desenvolver um modelo matemático para analisar o perfil exergético do “*start-up*” e “*shutdown*” de motores de combustão interna a diesel.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Desenvolver um modelo matemático para descrever a variação de exergia, energia e massa em função do tempo durante o *start-up* e *shutdown* de motores de combustão interna;
- Determinar uma relação entre as variáveis do modelo dentro do motor de combustão interna;
- Implementar uma ferramenta computacional a partir do modelo matemático desenvolvido;
- Realizar simulações dentro da ferramenta computacional;
- Validar os dados obtidos com o modelo matemático utilizando dados reportados na literatura.

3. JUSTIFICATIVA

A literatura termodinâmica de Engenharia apresenta valores médios experimentais de energia e exergia relacionados a motores de combustão interna (CAVALCANTE, 2015) nos seus intervalos iniciais e finais (ALVES, 2021) bem como no estado estacionário (COSTA, 2007). A pesquisa proposta pretende mostrar massa, energia e exergia em função do tempo.

Toda máquina ou equipamento ou conjunto de equipamentos de Engenharia, sobretudo da Engenharia Biomédica, quando acionados para sua função operacional, apresentam um tempo inicial para atingir o seu estado estacionário de uso e um tempo para o seu desligamento. Estes intervalos de tempo, a serem estudados nesta pesquisa, são os responsáveis pelo sucesso ou insucesso da operação. O estudo preliminar desempenhado por esta pesquisa serve como um estímulo para outras pesquisas baseadas em processos semi contínuos da Engenharia Biomédica.

4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O motor converte a energia termoquímica da combustão feita na câmara interna em energia mecânica, para que possam movimentar os outros componentes adicionais que integram o motor. O ar é admitido para dentro do cilindro. Em seguida, é comprimido através do movimento de subida do pistão. Desta forma, o Diesel é injetado para dentro do cilindro. Pelas condições elevadas de pressão do ar comprimido, o diesel é queimado (combustão). Em seguida, todos os gases provenientes da combustão são liberados, através da abertura das válvulas de escape, formando um ciclo de 4 tempos (BRUNETTI, 2012). Os componentes do motor a Diesel e a diferença entre Ciclo Otto e Ciclo Diesel estão descritas no Apêndice A.

Estudar os efeitos da combustão e do mecanismo de um motor envolve os princípios da termodinâmica. Alguns conceitos fundamentais de termodinâmica, a Primeira e Segunda lei, estão descritos no Apêndice B. A termodinâmica, por sua vez, estuda tudo aquilo que envolve energia e suas transformações, visto que energia não pode ser criada ou destruída (ÇENGEL, 2013). Foi analisado o processo de combustão e o quão eficiente é um motor, através dos cálculos da Segunda Lei da termodinâmica, na qual engloba o conceito de entropia. Entropia mede o grau de desordem das partículas de um sistema. Através deste conceito, chegamos no conceito de Exergia, na qual abordamos a eficiência, ou seja, o trabalho útil que um motor pode exercer.

4.1 EXERGIA

A utilização da exergia pode ajudar na identificação de perdas de energia em sistemas e processos, permitindo que sejam feitas melhorias para aumentar a eficiência e reduzir o custo (MORAN-SHAPIRO et al., 2018).

A exergia é definida como sendo o maior trabalho teórico possível de ser obtido conforme o ambiente de referência interaja até o equilíbrio com o sistema de interesse. (SILVA-JUNIOR et al., 2012). A exergia (X) de um sistema pode ser definida pela equação abaixo:

$$X = (U - U_o) + p_o (V - V_o) - T_o (S - S_o) + EC + EP \quad (1)$$

Onde U, p, V, T, S, EC e EP representam, respectivamente, Energia interna, Pressão, Volume, Temperatura, Entropia, Energia cinética e Energia potencial.

O valor da exergia não pode ser negativo. O sistema, espontaneamente, chegará à condição de equilíbrio, ou seja, igualando a temperatura e pressão do ambiente. Quando o estado de equilíbrio é atingido, a exergia vale zero. A exergia não é conservada, mas pode ser destruída pelas irreversibilidades do sistema. O balanço de exergia do estado 1 ao estado 2 para sistemas fechados pode ser visto na equação abaixo (MORAN-SHAPIRO et al., 2018):

$$X_2 - X_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_o}{T_b}\right) \delta Q - [W - p_o (V_2 - V_1)] - T_o \sigma \quad (2)$$

Relacionando transferência de exergia associada ao calor, transferência de exergia relacionada ao trabalho e destruição de exergia, respectivamente.

Se $T_o \sigma > \text{zero}$, há irreversibilidades no sistema; se for igual a zero, não há irreversibilidades no sistema.

4.2 CICLO DIESEL

Primeiramente, as válvulas de admissão se abrem, fazendo com que haja a entrada de ar para dentro do cilindro, a pressão atmosférica. À medida que o ar vai entrando, o pistão abaixa até seu ponto morto inferior, e assim o volume de ar dentro do cilindro aumenta. Este processo é conhecido como admissão, que é a primeira etapa do que chamamos de Motor de 4 tempos (VARELLA, 2009).

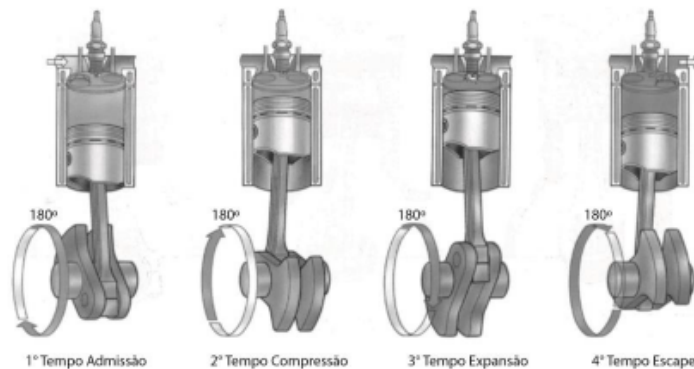
A segunda etapa é a compressão. As válvulas são fechadas, fazendo com que a quantidade de ar dentro do cilindro permaneça a mesma. Assim, o pistão sai de seu ponto morto

inferior e faz o movimento vertical de subida, para que todo o ar seja comprimido. Esta compressão é adiabática, ou seja, não há troca de calor com o meio externo, e a temperatura e a pressão do ar comprimido aumentam e o volume volta a ser mínimo dentro do cilindro (VARELLA,2009).

Após a compressão do ar, o óleo Diesel pulverizado é injetado neste ar comprimido por meio do bico injetor, a uma alta e constante pressão. Como o ar está a uma alta temperatura, o óleo Diesel explode, ocorrendo a combustão. O pistão desce ao seu ponto morto inferior, empurrado pela alta pressão e forças provenientes da combustão, uma expansão adiabática (ROMERO-BASSETO,2014.)

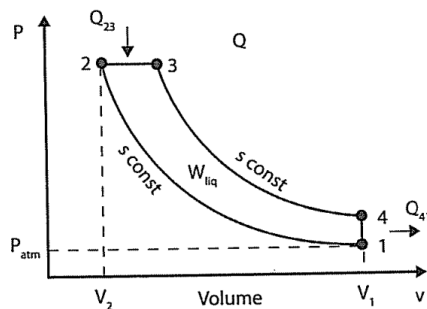
Em seguida, as válvulas de escape são abertas, fazendo com que haja uma queda da pressão. Uma vez abertas, todos os gases gerados pela combustão são liberados. O pistão se movimentará para cima, empurrando todos os gases para fora do cilindro. Liberado os gases, as válvulas de escape se fecham, e o motor está preparado para mais um ciclo (ROMERO-BASSETO,2014.) Este movimento de vai e vem do pistão dentro do cilindro se transforma em movimento giratório do virabrequim. O resumo dos quatro tempos do motor e suas análises gráficas podem ser vistos nas Figuras 2, 3 e 4, respectivamente.

Figura 2. Os quatro tempos do motor a combustão interna



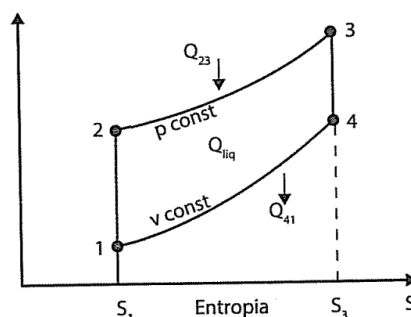
Fonte: Motores de combustão interna (BRUNETTI,2012).

Figura 3. Gráfico de pressão por volume dos quatro tempos do motor.



Fonte: <https://kaiohdutra.files.wordpress.com/2021/01/384524440-motores-de-combustao-interna-vol-1.pdf>

Figura 4. Gráfico de temperatura por entropia dos quatro tempos do motor.

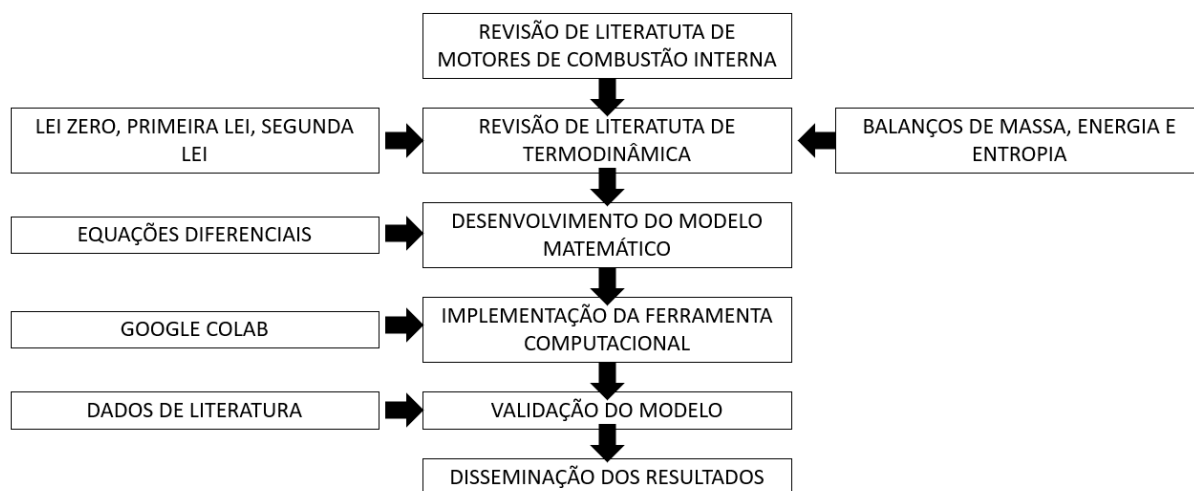


Fonte: <https://kaiohdutra.files.wordpress.com/2021/01/384524440-motores-de-combustao-interna-vol-1.pdf>

5. MATERIAIS E MÉTODOS

Para o desenvolvimento das Etapas do projeto seguiu-se o seguinte Diagrama ilustrado na Figura 5.

Figura 5. Diagrama das Etapas para o desenvolvimento do projeto



5.1 MODELAGEM MATEMÁTICA

Para a modelagem matemática do perfil exerético, foram utilizados princípios da Termodinâmica (MORAN-SHAPIRO et al., 2018), como conceitos de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica. Também foram utilizado cálculos de balanço de massa, energia e entropia e exergia, para entendermos os conceitos teóricos do motor de combustão interna.

Foi realizado um balanço macroscópico dentro de um cilindro, na qual é possível analisar o que ocorre dentro do cilindro termodinamicamente, ou seja, quando as grandezas escalares (como temperatura, massa) aumentam ou diminuem.

5.2 IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

Para a resolução do sistema de Equações Diferenciais acopladas obtidas durante a modelagem matemática, foi implementado um modelo computacional na plataforma GoogleColab (<https://colab.research.google.com/>) utilizando a linguagem de programação Python em que é possível visualizar graficamente os resultados obtidos com a resolução do sistema de Equações Diferenciais.

A programação em Python possui uma linguagem simples, clara e objetiva, podendo ser usada para desenvolvimento de projetos (MENEZES,2010). Já, a plataforma GoogleColab permite a inclusão de documentação e código em um mesmo ambiente, não sendo necessário instalar aplicativos a mais (FERREIRA-CANESCHE-NACIF, 2023). Assim, é gerado quatro gráficos, de massa, energia, entropia e exergia a partir das equações, facilitando as possíveis análises dentro do cilindro utilizado.

6. RESULTADOS

6.1 MODELO MATEMÁTICO

Para a modelagem matemática e balanços, foi realizado um balanço macroscópico em cada cilindro (sistema) do motor, referindo-se à massa de ar e combustível, energia, entropia e exergia. O balanço macroscópico é aplicável a um sistema cujas propriedades são uniformes, num dado instante t , ao longo da sua extensão. Para melhor entendimento dos conceitos e aplicações, o trabalho foi feito em cima de informações de um motor a diesel de 4 tempos de uma fábrica do Estado de São Paulo, na qual se obteve valores de pressão, temperatura, diâmetro, curso e rotação.

Nas Tabelas 1 e 2 pode-se observar os valores das constantes e condições iniciais que foram utilizadas durante a resolução do Sistema de Equações Diferenciais, especificadas no apêndice C.

Tabela 1. Constantes do sistema de E.D.

TABELA DE CONSTANTES								
v	velocidade	3,57 m/s	\hat{V}_o	volume específico inicial	0,848m³/kg	\hat{C}_v	calor específico a volume constante	722,85 J/kgK
\dot{m}_e	vazão mássica de entrada	0,06198kg/s	\hat{V}	volume específico final	0,424m³/kg	T_e	temperatura de entrada	313K
\hat{U}	energia interna específica final	275315,86J/kg	P_o	pressão inicial	101325Pa	k	\bar{C}_p / \hat{C}_v	1,4
\hat{U}_o	energia interna específica inicial	213040J/kg	\hat{S}_e	entropia específica de entrada	6699J/kgK	\dot{Q}	taxa de calor	5500 W

Tabela 2. Valores iniciais do sistema de E.D.

TABELA DE CONDIÇÕES INICIAIS		
m_o	massa inicial	0,002353 kg
T_o	temperatura inicial	298K
\hat{S}_o	entropia inicial	6863,05J/kgK
X_o	exergia inicial	0

Também foram utilizados valores reais de pressão, volume e temperatura de uma empresa de fabricação de motores do estado de São Paulo.

Tendo em vista a modelagem apresentada nos Apêndices C, D, E, F e G foi realizado o modelamento matemático para o 1,2,3, e 4º tempo do motor. E, para cada tempo, foram obtidas 4 Equações Diferenciais acopladas, representando a taxa de variação da massa, energia, entropia e exergia, em cada tempo descrito, respectivamente:

6.1.1 Modelagem do Primeiro Tempo

Utilizando-se os conceitos teóricos apresentados nos Apêndices A,B, C e D, obteve-se o seguinte Sistema de Equações Diferenciais para o 1 tempo do Motor.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_e \quad (3)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{m}_e}{m} \cdot (k \cdot T_e - T) - \frac{\dot{Q}}{m \cdot \widehat{C}_v} \quad (4)$$

$$\frac{d\hat{S}}{dt} = \frac{\dot{m}_e \hat{S}_e - \hat{S} \dot{m}_e}{m} \quad (5)$$

$$\frac{dX}{dt} = \dot{m}_e \left[(\widehat{U} - \widehat{U}_0) + P_0(V - V_0) - T_0(\hat{S} - \hat{S}_0) + \frac{v^2}{2} \right] \quad (6)$$

Sendo “ \dot{m}_e ” a vazão mássica de entrada do ar [m/s], “ T_e ” a temperatura de entrada do ar [K], “ \dot{Q} ” a taxa de calor [W], “ \widehat{C}_v ” o calor específico a volume constante, “ \hat{S}_e ” a entropia específica de entrada do ar [kJ/kg.K], “ \widehat{U} ” e “ \widehat{U}_0 ” as energias internas final e inicial [kJ/kg], “ P_0 ” a pressão inicial [Pa], “ V e V_0 ” os volumes final e inicial, “ T_0 ” a temperatura inicial [K], “ \hat{S} e \hat{S}_0 ” as entropias específicas final e inicial e “ v ” a velocidade [m/s]

6.1.2 Modelagem do segundo tempo

Utilizando-se os conceitos teóricos apresentados nos Apêndices A, B e E, obteve-se o seguinte Sistema de Equações Diferenciais para o 2 tempo do Motor.

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{W}_{rev} - \dot{W}_{resistencia}}{m \widehat{C}_v + \frac{2 \cdot m \cdot R}{M}} \quad (8)$$

$$\frac{d\hat{S}}{dt} = 0 \quad (9)$$

$$\frac{d\hat{X}}{dt} = \frac{\dot{W}_{resistencia}}{m} \quad (10)$$

Sendo “ \dot{W}_{rev} ” e “ $\dot{W}_{resistencia}$ ” os trabalhos reversíveis e de resistência, “ R ” a constante universal dos gases, e “ M ” a massa molar do ar [mol].

6.1.3 Modelagem do terceiro tempo

Utilizando-se os conceitos teóricos apresentados nos Apêndices A,B e F, obteve-se o seguinte Sistema de Equações Diferenciais para o 3 tempo do Motor.

$$\begin{aligned} \frac{d(m - 1,8048.10^{-3})}{dt} &= 0,4118 \\ &- 2,829.10^{-5}k. [34,52(m \\ &- 1,8048.10^{-3})]^{0,25}. (\frac{m - 1,8048.10^{-3}}{0,00187}) \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} &= \{1430,8 - 1,7.T \\ &- [261,6.(T - 473) + 377,7.(T - 1131) \\ &+ 1611,7.(T - 1131)] \\ &+ 44,24.10^6.2,8929.10^{-5}.k. [34,523.(m \\ &- 1,8048.10^{-3})]^{0,25}. [(m \\ &- 1,8048.10^{-3}).535,1]^{1,5}.0,0000584\}/1,8852 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{dS}{dt} &= - \frac{\hat{S}}{m - 1,8048.10^{-3}}. \left\{ 0,4118 \right. \\ &- 2,8929.10^{-5}.k. [34,52.(m \\ &- 1,08048.10^{-3})]^{0,25}. \left[\frac{m - 1,8048.10^{-3}}{1,8688.10^{-3}} \right]^{1,5} \left. \right\} \\ &+ \frac{5671,75}{m - 1,8048.10^{-3}} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{dX}{dt} = & - \frac{\hat{X}}{m - 1,8048 \cdot 10^{-3}} \cdot \left\{ 0,4118 \right. \\ & - 2,829 \cdot 10^{-5} \cdot k \cdot [34,52 \cdot (m \\ & - 1,8048 \cdot 10^{-3})]^{0,25} \cdot \left[\frac{m - 1,8048 \cdot 10^{-3}}{1,8688 \cdot 10^{-3}} \right]^{1,5} \left. \vphantom{\frac{dX}{dt}} \right\} \\ & + \frac{(1,7T - 1430,8)}{m - 1,8048 \cdot 10^{-3}} - \frac{1679610}{m - 1,8048 \cdot 10^{-3}} \end{aligned} \quad (14)$$

Sendo “k” a constante de velocidade de combustão do diesel.

6.1.4 Modelagem do quarto tempo

Utilizando-se os conceitos teóricos apresentados nos Apêndices A,B e G, obteve-se o seguinte Sistema de Equações Diferenciais para o 4 tempo do Motor.

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{dT}{dt} = -10,40 \cdot T - 3,964 \quad (16)$$

$$\frac{d\hat{S}}{dt} = 0 \quad (17)$$

$$\frac{dX}{dt} = \frac{14226,64}{m} \quad (18)$$

6.2 IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

Foi utilizado para a realização deste trabalho a plataforma Google Colab com a linguagem de programação Python para implementação das Equações Diferenciais e resolução do modelo matemático.

Para simulação inicial foram utilizados os parâmetros destacados na Tabela 3 com tempo de simulação de 42,8 ms para cada tempo do motor e para resolução do sistema de Equações Diferenciais optou-se pelo método de Runge-Kutta de 4 ordem com passo de integração adaptativo.

Todo código de programação está disponível ao público através do link de acesso: https://colab.research.google.com/drive/1TSb58a_zpJ6dOsEhX2UsIDnKSc5Q4As?usp=sharing

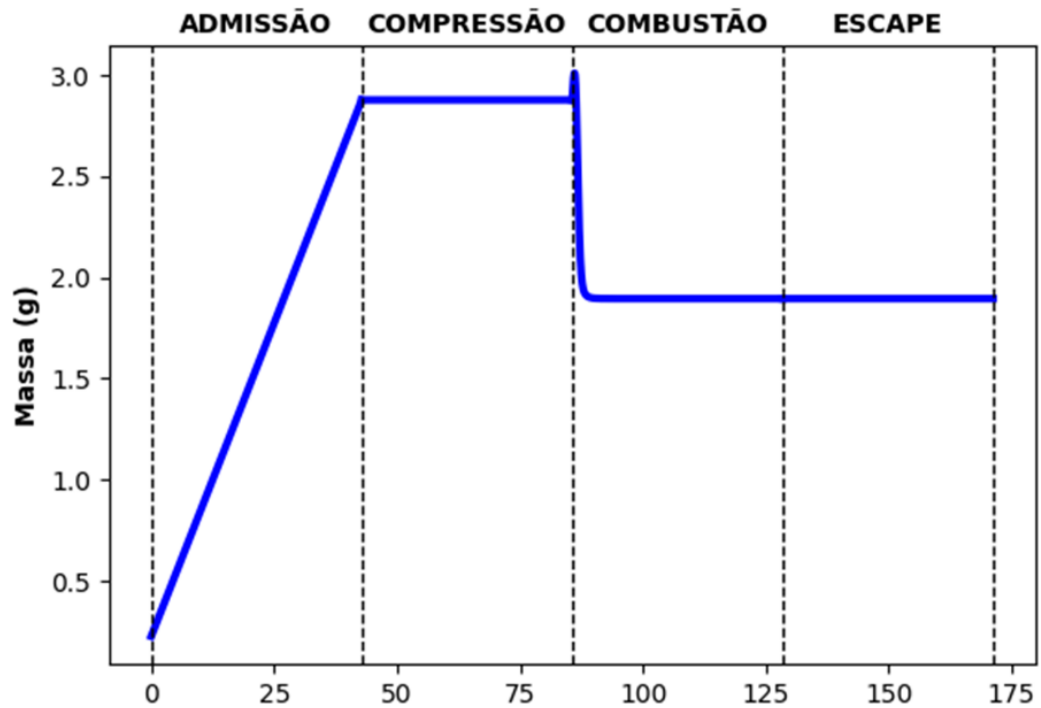
Tabela 3. Parâmetros iniciais.

Símbolo	Descrição	Valor	Unidade
v	velocidade	3,57	m/s
me	vazão massica de entrada	0,06198	kg/s
Uef	energia interna específica final	275315,9	J/kg
Ueo	energia interna específica inicial	213040	J/kg
Ve0	volume específico inicial	0,848	m ³ /kg
Vef	volume específico final	0,424	m ³ /kg
Po	pressão inicial	101325	Pa
Se	entropia de entrada	6699,64	J/kg.K
So	entropia inicial	6863,05	J/kg.K
Cv	calor específico a volume constante	722,85	J/kg.K
Cp	calor específico a pressão constante	1012	J/kg
Te	temperatura de entrada	313	K
To	temperatura inicial	298	K
Q	taxa de calor	5500	W
R	constante universal dos gases	8,31	Pa.m ³ /mol.K
W ver	trabalho reversível	38469	J/s
W res	trabalho de resistência	19235	J/s
M	massa molar	28,84	mol

6.3 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

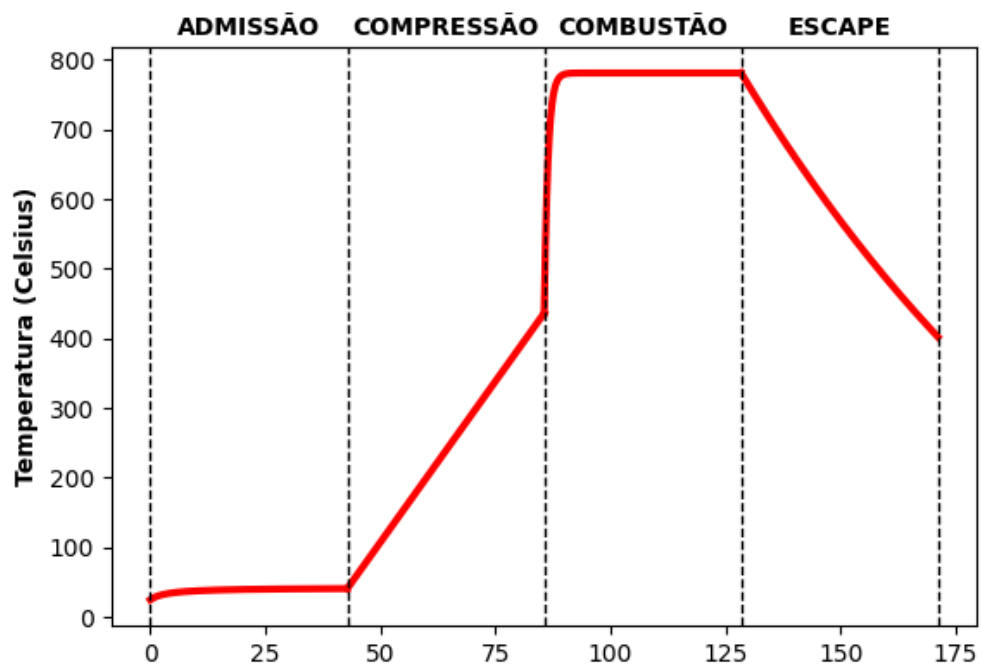
Após colocar as Equações Diferenciais na Plataforma Google Colab e programar para originarem gráficos a partir do modelo matemático, pode-se analisar os gráficos gerados nas Figuras 6 a 9.

Figura 6. Balanço de Massa nos 4 tempos do motor



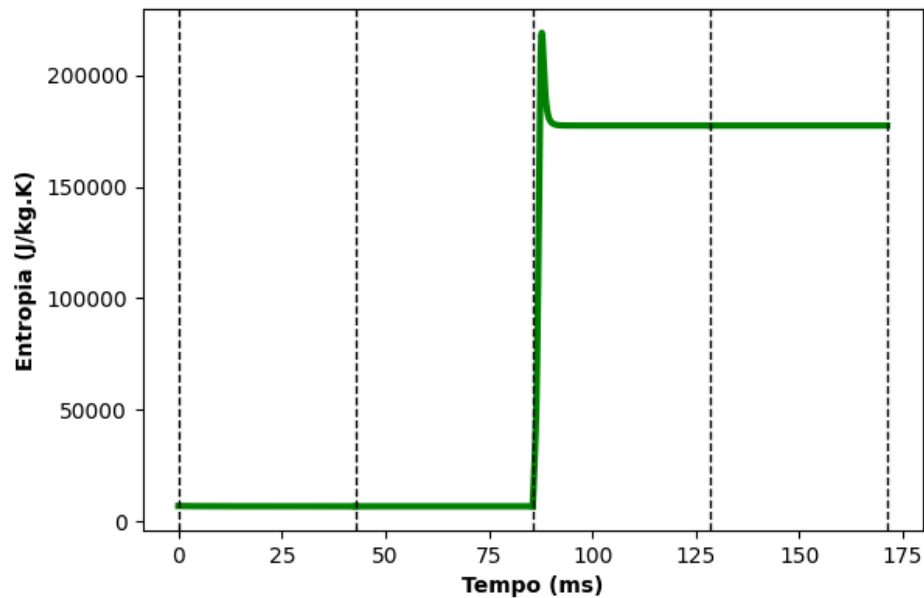
Na admissão, o ar entra no cilindro. Portanto, a quantidade de ar aumenta. Em seguida, a válvula de admissão se fecha, e o ar é comprimido, por isso é mantida a quantidade de ar. Em seguida, o ar reage com o combustível, formando dióxido de carbono e água, por isso vemos sua diminuição.

Figura 7. Gráfico de balanço de energia



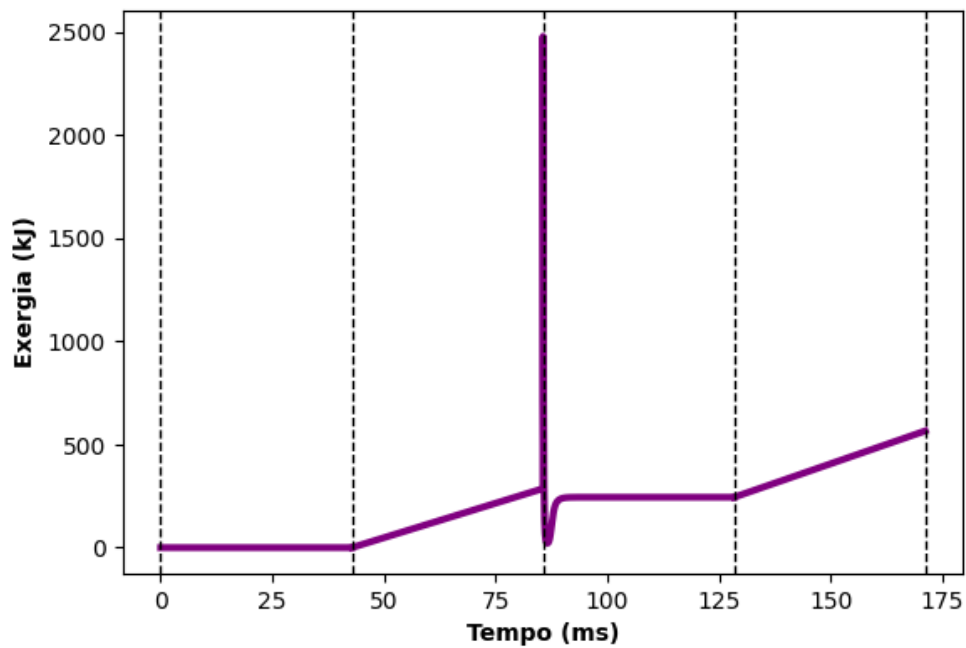
Pode-se observar o aumento de temperatura na compressão do ar. Em seguida, a temperatura atinge um pico, na combustão. Em seguida, quando os gases provenientes da combustão saem do cilindro, a temperatura diminui, já que o dióxido de carbono e a água absorvem calor.

Figura 8. Gráfico de balanço de entropia



Pode-se observar que a entropia se mantém constante nos processos reversíveis, e aumenta na combustão, por ser um processo irreversível.

Figura 9. Gráfico do balanço de exergia.



Quando a exergia está no estado morto, ela possui valor zero. E pode-se observar seu trabalho máximo teórico possível na combustão. E, enfim diminui por causa das irreversibilidades do processo.

7. DISCUSSÃO

Para a realização deste trabalho, foi considerado o diesel como uma substância pura (n-decano) e não como uma mistura de hidrocarbonetos, pois isto acarretaria uma maior complexidade no tratamento cinético dos dados. Também não foi considerado as massas de dióxido de carbono e de água nos gráficos, apenas do ar. Vale lembrar que dióxido de carbono e água absorvem uma grande quantidade de calor, apesar dos valores apresentados.

O conceito de exergia, apesar de antigo, tem despertado o interesse da ciência no âmbito da utilização de tecnologias mais eficientes de conversão energética. A sociedade, o processo industrial, o ser vivo, constituem sistemas estruturados que requerem formas de energia de qualidade diferenciada para se autossustentarem. A Termodinâmica está ligada de raiz a todas as formas de energia. (GONÇALVES-GASPAR,2013).

Segundo Zeleznik e McBride (1985), o modelo matemático de um motor de combustão interna deve ser elaborado e implementado como um programa computacional disponível para uso em larga escala para aceleração do desenvolvimento de novas pesquisas. Esse modelo matemático é constituído de Equações Diferenciais em regime transiente que descrevem os 4 tempos do motor de combustão como é mostrado na Equação 4 (Apêndice D) para admissão de ar, como uma simplificação para duas variáveis das equações de massa em função do tempo mostradas no trabalho desses pesquisadores citados.

Nunes (2017) em sua dissertação de mestrado, usa a Equação 4 como base para a sua simulação termodinâmica para motores Diesel.

Costa (2007) em sua tese de doutorado sobre Análises Energética e Exergética de motor de combustão interna operando com mistura de Diesel e gás natural relata a importância na predição de seus resultados experimentais das equações de balanço de energia, entropia e exergia, respectivamente as Equações 23,29 e 31 (Apêndice D).

Alegre (1993) em sua tese de doutorado, no Gráfico 6.11, mostra que, após o pico de exergia, ela diminui e em seguida volta a crescer, representando as irreversibilidades do processo.

Bueno (2006) em sua tese de doutorado indica a elevação de transferência de exergia no estágio de expansão devido ao trabalho, indicado na Figura 4.1b.

De acordo com Brunetti (2012), pode-se considerar válida a expressão isentrópica:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (19)$$

Onde T_1 e T_2 são as temperaturas na admissão e compressão, respectivamente e P_1 e P_2 são as suas pressões. Sendo $T_1 = 313K$, a razão de compressão 18:01, e o índice politrópico “k” valendo 1,4, a temperatura 2 fica sendo 714,8K, ou seja, 441,8°C. Vendo o valor obtido no gráfico, variou 1,2%.

De acordo com uma presença do Estado de São Paulo, a temperatura de saída dos gases da combustão é de 400°C. Comparando com o gráfico, variou 0,5%.

O resultado obtido nas simulações obedece plenamente ao Ciclo Diesel (Figuras 3 e 4) As curvas obedecem a literatura termodinâmica e, apesar do combustível utilizado não ser uma mistura, as curvas resultantes são confiáveis, e os valores são coerentes com os artigos citados.

8. CONCLUSÃO

Com a finalização desse trabalho, foi obtido uma ferramenta computacional que nos permite ter uma base de valores numéricos para análise termodinâmica em motores de combustão interna.

Não se obteve só uma ferramenta computacional, mas também um modelo matemático robusto e que descreve os quatro tempos do motor a diesel dentro de um cilindro, de uma forma técnica para compreender termodinamicamente os processos ocorridos.

Espera-se como trabalhos futuros a elaboração de uma ferramenta computacional para que possa ser usada para diferentes tipos de motores, bem como para uma maior quantidade de cilindros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALEGRE, J.A.A.V. *Simulação dos processos e análise exergética do motor de ciclo diesel*. Tese de doutorado. Universidade estadual de Campinas, 1993

ALVES, José Luiz F. *Dinâmicas de Coluna de Destilação de Película Descendente Assistidas por Termossifão*. Tese de Doutorado. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2021.

BRUNETTI, Franco, *Motores de combustão interna*. São Paulo: Editora Blucher, 2012.

BUENO, André Valente. *Análise da Operação de motores Diesel com misturas parciais de Biodiesel*. Tese de Doutorado. Campinas. Universidade de Campinas, 2006.

CAVALCANTE, Antonio Wilton A. *Análise Energética e Exergética de Sistema de Alto Desempenho de um Grupo: Motor de Combustão Interna a Gás Natural – Alternador Síncrono*. Tese de Doutorado. João Pessoa: Universal Federal da Paraíba, 2015.

ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michel A., *Termodinâmica*. 7ª ed. Tradução de Paulo Maurício Costa Gomes (FUMEC/FEA). Revisão Técnica de Antonio Pertence Júnior (FUMEC/FEA). Porto Alegre: Editora AMGH Ltda, 2013.

COSTA, Yoge Jeronimo R. *Análises Energética e Exergética de um Motor de Combustão Interna Operando com Mistura de Diesel e Gás Natural*. Tese de Doutorado. Campina Grande: Universidade Federal de Campina Grande, 2007.

FERREIRA, Ricardo, CANESCHE, Michael, NACIF, Jose. *Ideias para uso do Google Colab no Ensino de Computação*. Universidade Federal de Viscosa. Universidade Federal de Minas Gerais, 2023.

FOGLER, H.S. *Elementos de engenharia das reações químicas*. Terceira edição. Editora LTC, 1999.

GONÇALVES, Luís C., GASPAR, Pedro D., *Energia, Entropia, Exergia – Conceitos úteis e eficiências*. Universidade da Beira Interior, Faculdade de Engenharia, Departamento de Engenharia Electromecânica, 2013.

HANSELMAN, D.; LITTLEFIELD, B. **MATLAB 4 – Versão do Estudante – Guia do Usuário**. São Paulo: Makron Books, 1997

<https://www.4x4brasil.com.br/forum/attachments/toyota-bandeirante/244062d1284532235-motor-709-a-mercedes-benz-motores.pdf> acesso em 2 de fevereiro de 2024 as 18h.

LEVENSPIEL, Octave, **Termodinâmica amistosa para engenheiros**. Tradução de: José Luís Magnani (EP-USP) e Wilson Miguel Salvagnini (EP-USP). São Paulo: Editora Edgard Blucher LTDA, 2002.

MENEZES, Nilo N. C., Introdução a programação com Python. Editora: Novatec. Primeira Edição, 2010.

MORAN, Michael J., SHAPIRO, Howard N., BOETTNER, Daisie D., BAILEY, Margaret B., **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 8ª ed. Tradução e Revisão Técnica de: Robson PACHECO PEREIRA (IME/RJ), GISELE MARIA RIBEIRO VIEIRA (CEFET/RJ), Paulo PEDRO KENEDI (CEFET/RJ) e Fernando Ribeiro da Silva (CEFET/RJ). Rio de Janeiro: Editora LTC, 2018

MOREIRA, Adelson F.; COUTO, Francisco P., **A Termodinâmica do Motor de Combustão Interna**, 2019.

NUNES, Paulo Gustavo Krejci. **Simulação termodinâmica para motores Diesel**. Dissertação de mestrado da faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, 2017.

OLIVEIRA, P.M.C. de, DECHOUM, K. **Facilitando a Compreensão da Segunda Lei da Termodinâmica**. Instituto de Física, Universidade Federal Fluminense, 2003.

REID, Robert C.; PRAUNITZ, John M.; POLING, Bruce E. **The Properties of Gases & Liquids**. 4th edition. New York: McGraw-Hill International Editions, 1988

ROMERO, Freddy F., BASSETO, Rafael G., **Motores de combustão interna**. Centro Universitário Católico Salesiano Auxilium, 2014.

SANTOS, Znoni T.S., *Ensino de entropia: um enfoque histórico e epistemológico*. Universidade federal do Rio Grande do Norte, 2009.

SILVA, S. C., JUNIOR, E. F. C., COSTA, A. O. S. *Conceitos fundamentais da propriedade termodinâmica exergia e exemplos de aplicação para análise de processos reais*. Universidade Federal do Espírito Santo, 2012.

TURNES, S.R. *Introdução à combustão*, 2013.

VARELLA, Carlos Alberto Alves, *Princípios de funcionamento de motores de combustão interna*. Universidade federal Rural do Rio de Janeiro, 2009.

VARELLA, Carlos Alberto Alves, *Constituição de motores*. Universidade federal Rural do Rio de Janeiro, 2010

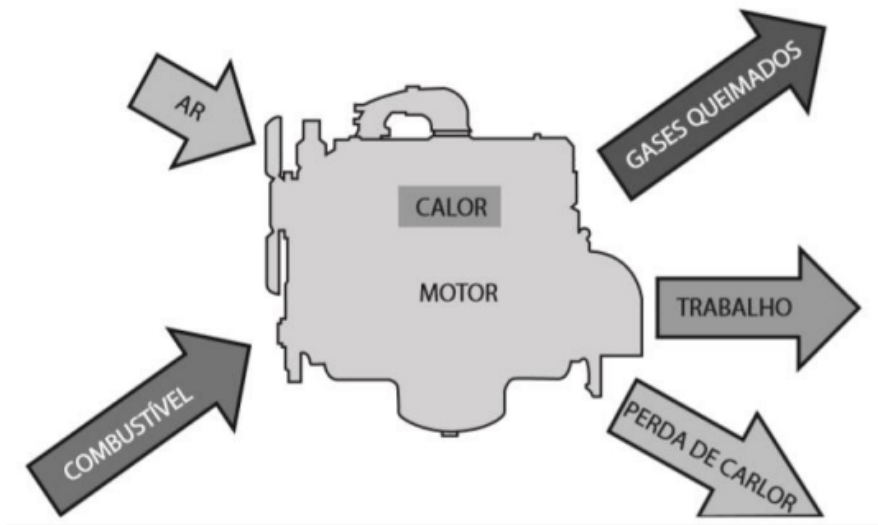
ZELEZNIK, Frank J.; MCBRIDE, Bonnie J. *Modeling the internal Combustion Engine*. Nasa Reference Publication, 1985. P. 6-22

APÊNDICE A

A.1 DEFINIÇÃO E CLASSIFICAÇÃO DE MOTORES

Motor a combustão é um dispositivo que permite transformar calor em trabalho (BRUNETTI,2012). Um esquema dos fluxos de massa e energia em um motor pode ser visto na Figura 6.

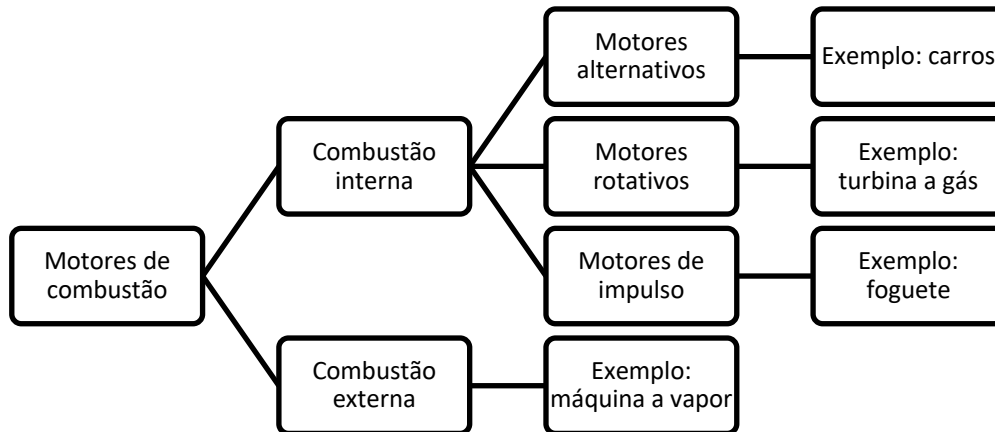
Figura 6. Fluxos de massa e energia em um motor de combustão interna



Fonte: Motores de Combustão interna, (BRUNETTI,2012).

Os motores de combustão podem ser classificados como motores de combustão externa, onde a combustão acontece externamente ao ciclo de fluxo do combustível e posteriormente a energia térmica é transferida para o ciclo, e motores de combustão interna, onde a combustão ocorre diretamente no ciclo de fluxo do combustível. Quanto aos motores de combustão interna, pode-se adotar três classificações: motores alternativos, onde há o movimento de vaivém de pistão e este movimento é transforado em rotação contínua; motores rotativos, onde há movimento de rotação; e motores de impulso, onde os gases são expelidos em alta velocidade pelo motor. (BRUNETTI, 2012). Um diagrama resumido quanto a classificação de motores pode ser observado na Figura 7.

Figura 7. Classificação de motores de combustão



Neste trabalho, aprofundamos o estudo em motores de combustão interna em motores alternativos.

A.2 COMPONENTES DE UM MOTOR

Para analisarmos os componentes de um motor, dividiremos em partes fixas e partes móveis. As partes fixas são cabeçote, bloco e cárter.

A.2.1 CABEÇOTE

Assim, estão situadas as válvulas, o eixo de comando de válvulas, a câmara de explosão e, para os motores Ciclo Otto, a vela de ignição. O cabeçote do motor geralmente é composto de ferro fundido ou liga leve. Dispõe de canais por onde circula o líquido de arrefecimento do motor e óleo lubrificante. A principal característica do cabeçote é de garantir a vedação do cilindro (VARELLA,2010).

A.2.2 BLOCO

O bloco é a estrutura responsável por absorver as forças exercidas pela combustão. Assim como no cabeçote, o bloco também conta com canais para circulação do fluido dos sistemas de lubrificação e arrefecimento. Os cilindros do motor são agrupados no bloco, normalmente feito de ferro fundido (VARELLA,2010).

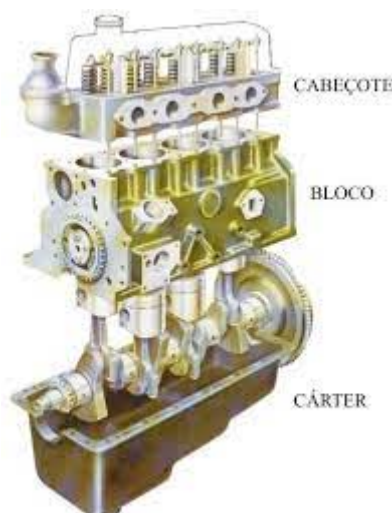
A.2.3 CÁRTER

Serve de recipiente de óleo de motor, feito de alumínio ou aço. Sua função é de garantir a lubrificação do motor, a fim de reduzir o atrito entre seus componentes e evitar o

superaquecimento. É a parte inferior do motor e possui divisões profundas, para que não transborde (VARELLA,2010).

Os componentes fixos do motor de combustão interna podem ser vistos na Figura 8.

Figura 8. Componentes fixos do motor



Fonte:http://www.ufrrj.br/institutos/it/deng/varella/Downloads/IT154_motores_e_tratores/Aulas/constituicao_dos_motores.pdf

Para entendermos os efeitos da energia de combustão, é necessário conhecermos algumas partes móveis que integram o motor.

A.2.4 PISTÃO

O pistão se move verticalmente dentro do cilindro. É a parte do motor que recebe o movimento de expansão dos gases (ROMERO-BASSETO,2014). Este movimento de subida e descida é transferido até o virabrequim, através da biela. É necessário que este componente tenha baixo coeficiente de dilatação e alta condutibilidade.

A.2.5 BIELA

A biela é o componente que liga o pistão ao virabrequim, convertendo o movimento vertical do pistão em movimento rotativo. É fabricado de aço forjado (ROMERO-BASSETO,2014).

A.2.6 VIRABREQUIM

Também chamado de árvore de manivelas, o virabrequim exerce o movimento rotativo, e o transmite para um outro componente chamado volante, o qual estabiliza o movimento giratório entre cilindros. É a partir deste processo que as rodas do carro giram. É fabricado em aço forjado ou fundido (ROMERO-BASSETO,2014). Os componentes móveis de motores a combustão interna podem ser vistos na Figura 9.

Figura 9. Componentes móveis do motor



Fonte: www.reviewauto.com.br

A.3 COMBUSTÃO EM CICLO OTTO X CICLO DIESEL

Para melhor compreensão do funcionamento de um motor de combustão interna alternativo, é necessário analisar os conceitos de Ciclo Otto e Ciclo Diesel.

Nos motores Otto, é introduzida a mistura ar-combustível e, com a centelha elétrica, se dá a combustão. Já nos motores ciclo Diesel, admite-se apenas ar, e o combustível é injetado pulverizado para a câmara de combustão. Deste modo, a ignição nos motores Otto se dá pela faísca elétrica, através da vela de ignição, enquanto nos motores Diesel, a combustão se dá pela autoignição, através do ar quente somado com o diesel pulverizado (BRUNETTI,2012.)

A.3.1 CICLO OTTO

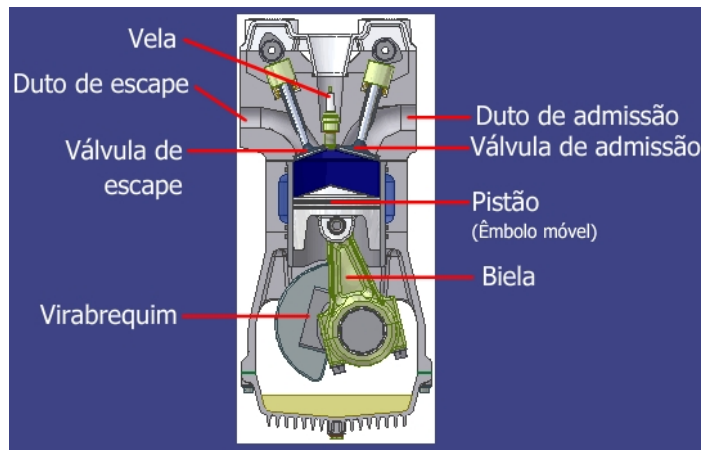
Primeiramente, a válvula de admissão é aberta, e, por sua vez, permite a entrada da mistura de ar e combustível dentro da câmara. Deste modo, o pistão faz movimento de descida, aumentando o volume dentro do cilindro, sob pressão constante. Em seguida, a válvula será fechada, e esta mistura será comprimida através do movimento de subida do pistão, aumentando a pressão dentro do cilindro (BRUNETTI,2012.)

Em sequência, a vela de ignição localizada na parte de cima da câmara produz uma centelha elétrica, fazendo com que ocorra a combustão da gasolina. Isso acontece num intervalo de tempo muito curto, e há um grande aumento da pressão e temperatura com esta explosão.

Com a força de combustão, o pistão vai abaixar. Haverá uma queda de pressão e na temperatura. A válvula de escape abrirá, e assim todos esses gases provenientes da combustão irão sair do cilindro. Quando o pistão atinge o topo do seu curso, o motor está pronto para o próximo ciclo, aspirando novamente ar e combustível (MOREIRA-COUTO, 2019).

Um esquema de motor Ciclo Otto pode ser visto na Figura 10.

Figura 10. Componentes da câmara de combustão de motor a combustão Ciclo Otto



Fonte: https://www.if.ufrgs.br/~dschulz/web/motores4t_etapas.htm

APÊNDICE B

B.1 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

Para qualquer análise feita, é necessário estabelecer precisamente o que será estudado. O termo “sistema” é usado para identificar tudo aquilo que desejamos estudar. Tudo aquilo que rodeia o sistema, chamamos de vizinhança. O que separa o sistema da vizinhança é chamado de fronteira (MORAN-SHAPIRO et al., 2018).

Um sistema aberto inclui fluxo de massa e de energia. Um sistema pode ser fechado, onde não há troca de massa com a vizinhança, mas pode ocorrer troca de energia. Quando um sistema não troca nenhum tipo de energia nem massa com sua vizinhança, denominamos um sistema isolado (ÇENGEL,2013).

Calor é a energia térmica transmitida quando há diferença de temperatura entre dois corpos. O calor pode ser adicionado a um sistema por contato com um objeto mais quente, e o mesmo pode ser retirado do sistema em contato com um objeto mais frio. Ambos também podem acontecer por radiação (LEVENSPIEL,2002). Quando dois corpos em contato atingem a mesma temperatura, dizemos que estão em equilíbrio. A lei zero da termodinâmica afirma que se um corpo A estiver em equilíbrio térmico com um corpo B e este estiver em equilíbrio térmico com um corpo C, então todos os três corpos estão em equilíbrio térmico entre si.

Abordamos diferentes tipos de energia: energia cinética (energia de movimento), energia potencial (energia de posição), energia interna (energia de partículas), trabalho, entre outros. O trabalho é uma interação de energia entre o sistema e sua vizinhança, é uma forma de transferência de energia.(ÇENGEL,2013). Trabalho possui um papel muito importante na termodinâmica pois este quantifica as mudanças de energia do sistema. A taxa de tempo na qual a transferência de energia ocorre é denominada potência (MORAN-SHAPIRO et al.,2018).

B.2 A PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

O princípio de conservação de energia, também chamada de Primeira Lei da Termodinâmica, conceitua que energia não pode ser criada ou destruída. Esta pode ser mudada de uma forma para outra, mas a quantidade total permanece constante (ÇENGEL,2013). A Primeira lei da termodinâmica é conhecida através da equação 1:

$$\Delta U = Q - W \tag{1}$$

Sendo U: energia interna; Q:calor; W:trabalho.

Esta equação é válida para sistema fechado. Um exemplo prático da primeira lei da termodinâmica é o terceiro tempo do motor de combustão interna: após a combustão, há um aumento de calor dentro do cilindro, e o pistão, por sua vez, realiza trabalho, provocando uma variação de energia interna. Para sistema aberto, massa, calor e trabalho podem entrar ou sair.

Somando a energia interna com o produto da pressão pelo volume, obtém-se a entalpia (MORAN-SHAPIRO et al.,2018). O amplo uso da entalpia deve-se ao professor Richard Mollier, que inicialmente chamou essa relação de conteúdo de calor e calor total. Apenas na década de 1930 que o termo foi substituído por entalpia (ÇENGEL, 2013).

B.3 A SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

A segunda lei se refere as irreversibilidades das trocas de calor ou da impossibilidade de a máquina térmica transformar todo o calor que recebe em trabalho (SANTOS,2009).

Não existe processo em que calor é extraído de uma fonte e convertido inteiramente em trabalho útil, sem nenhuma outra consequência para o resto do universo. A segunda lei da termodinâmica implica que a variação da entropia do universo após algum processo será sempre maior ou igual a zero. O caso da igualdade ocorre em processos reversíveis, que é a única situação onde a termodinâmica admite reversão temporal nos mesmos moldes que a mecânica microscópica (OLIVEIRA-DECHOUM,2003).

A entropia pode ser vista como uma medida de desordem molecular ou aleatoriedade molecular. Assim, quando a posição das moléculas se torna imprevisíveis, a entropia aumenta. A entropia é gerada ou criada durante um processo irreversível, devido às presenças de irreversibilidades do sistema (ÇENGEL,2013).

Os processos termodinâmicos reais apresentam sempre geração de entropia; o significado físico consequente ao fenômeno é a destruição da exergia, em virtude das irreversibilidades do interior do sistema (GONÇALVES-GASPAR,2013).

APÊNDICE C

Para melhor entendimento dos conceitos e aplicações, o trabalho foi desenvolvido a partir de algumas informações de um motor 4 tempos a Diesel utilizado em caminhão fabricado no Brasil, tais como temperatura, pressão, diâmetro, curso e rotação. A Figura 11 possui informações de ficha técnica de motor a diesel de 4 tempos.

Figura 11. Informações técnicas do motor utilizado

	Marca	MERCEDES-BENZ		
	Série	BR 300		
	Modelo	OM 364 LA - Euro III	OM 366 LA	OM 366 LAG
	Unidade			
Combustível	-	Diesel	Diesel	Gás
Aspiração	-	turbo aftercooler c/Waste-Gate	turboaftercooler	
Sistema de Injeção	-	Direto/Mecânico	Direto/Mecânico	Eletrônico
Alimentação	-	Bom injetora Distrib. VE	Bomba inj. em linha	Pressão Positiva
Pressão de Injeção	bar	n.i	n.i	
Cilindros/disposição	-	4 em linha	6 em linha	
Cilindrada total	cm³	n.i	3972	5958
Diâmetro X Curso	mm	n.i	97,5 x 133	97,5 x 133
Válvulas por cilindro	-	4	2	2
Taxa de compressão	-	n.i	18,0:1	12:01
Potência máxima	Kw	81	85	155
	cv	110	115	211
Rotação de Potência máxima	rpm	2300	2400	2600
Torque máximo	Nm	460	660	720
	kgf.m	47	67	73
Rotação de Torque máximo	rpm	1400	1400	1560
Faixa econômica	rpm	n.i	n.i	
Norma de emissões/ruídos	Proconve	P-5/EuroIII	Euro II	n.i
Peso seco	kg	414	556	
Altura	mm	1000	1000	
Comprimento	mm	900	1500	
Largura	mm	700	650	
Capac. Sistema de Arref.	litro	n.i	n.i	
Capacidade do Câter (s/filtro)	litro	n.i	n.i	

Fonte: <https://www.4x4brasil.com.br/forum/attachments/toyota-bandeirante/244062d1284532235-motor-709-a-mercedes-benz-motores.pdf>

C.1 CILINDRADA UNITÁRIA

$$\text{Cilindrada unitária} = V_{du} = \frac{\text{Cilindrada total}}{\text{quantidade de cilindros}} [\text{cm}^3] \quad (1)$$

$$V_{du} = \frac{5958}{6} = 993 \text{ cm}^3 \quad (2)$$

C.2 VOLUME MORTO (V₂):

$$r_v = \frac{V_{du} + V_2}{V_2} \quad (3)$$

Sendo “rv” a razão de pressão dada.

$$18 = \frac{993 + V_2}{V_2} \quad (4)$$

Portanto $V_2 = 58,4 \text{ cm}^3$

C.3 VOLUME TOTAL DO CILINDRO:

$$V_1 = V_{du} + V_2 \quad (5)$$

Portanto $V_1 = 1051,4 \text{ cm}^3$

C.4 VELOCIDADE DO PISTÃO:

$$V_p = 2 \cdot S \cdot n \text{ [m/s]} \quad (6)$$

Sendo “S” o curso do pistão em metros (encontrado o valor na ficha técnica) e “n” a rotação em rps, que foi adotada uma rotação inicial de 800rpm.

$$V_p = 2 \cdot 0,133 \cdot \frac{800}{60} \text{ [m/s]} \quad (7)$$

Portanto $V_p = 3,547 \text{ m/s}$

Vazão de ar:

$$q_e = V_p \cdot A \quad (8)$$

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (9)$$

Sendo “D” o diâmetro em metros

Foi adotado que a velocidade com que o ar entra no cilindro seja igual a velocidade do pistão

C .5 MASSA DE AR INICIAL NO CILINDRO

$$m_o = \frac{P_o \cdot V_o \cdot M}{0,0821 \cdot T_o} \text{ [kg]} \quad (10)$$

Sendo a pressão inicial P_o em atm, o volume inicial V_o em m^3 , a temperatura inicial T_o em K, “M” é a massa molar do ar, sendo 29g/mol

Adotando-se a pressão atmosférica e temperatura de 40°C

$$m_o = \frac{2,1 \cdot 0,993 \cdot 10^{-3} \cdot 29}{0,0821 \cdot 313} \cdot 1000 \text{ [kg]} \quad (11)$$

Portanto, $m_o = 2,353 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$

C.6 MASSA DE AR QUE ENTRA NO CILINDRO:

$$m_e = \frac{P_e \cdot 29}{0,0821 \cdot T_e} \cdot Vp \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (12)$$

“Pe” é a pressão na qual o ar entra no cilindro em atm, e “Te” a temperatura na qual o ar entra no cilindro em K.

Portanto, $m_e = 0,06918 \text{ kg/s}$

C.7 Entropia

$$\widehat{S}_e = \widehat{S}_o + \Delta \widehat{S} \quad (13)$$

Sendo \widehat{S}_o igual a 6863,05 J/kg.K encontrado na tabela de propriedades termodinâmicas

De acordo com Levenspiel (2002):

$$\Delta \widehat{S} = (n \cdot \overline{Cp} \cdot \ln \frac{T_e}{T_o} - n \cdot R \cdot \ln \frac{P_e}{P_o}) / 29 \quad (14)$$

$$\Delta \widehat{S} = (1 \cdot 29,1 \cdot \ln \frac{313}{298} - n \cdot R \cdot \ln \frac{2,1}{1}) / 29 \quad (15)$$

Portanto $\Delta \widehat{S} = -4,739 \text{ J/mol}$

Voltando para a equação 9, $\widehat{S}_e = 6699,64 \text{ J/kg.K}$

C.8 VOLUME ESPECÍFICO INICIAL DO AR DENTRO DO CILINDRO:

$$\widehat{v}_o = \frac{1}{\rho} = 0,848 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (16)$$

Sendo $\rho = \frac{P_o \cdot M}{R \cdot T_o}$ e a seguir $\rho = \frac{P_e \cdot M}{R \cdot T_e}$

Volume específico inicial do ar dentro do cilindro:

$$\hat{v} = \frac{1}{\rho} = 0,422 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (17)$$

C.9 ENERGIA INTERNA

Energia interna inicial igual a 213040 J/ kg encontrado na tabela de propriedades termodinâmicas

De acordo com Levenspiel (2002):

$$\Delta \hat{U} = (-n \cdot R \cdot (T_e - T_o) + n \cdot R \cdot T_2 \cdot \ln \frac{P_e}{P_o})/29 \quad (18)$$

$$\Delta \hat{U} = (-1,8314 \cdot (15) + 1,8314 \cdot 313 \cdot \ln \frac{2,1}{1})/29 \quad (19)$$

Portanto $\Delta \hat{U} = 62275,86 \text{ J/kg}$

$$\Delta \hat{U} = \hat{U} - \hat{U}_o \quad (20)$$

Portanto $\hat{U} = 275315,86 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

C.10 TRABALHO REVERSÍVEL

Trabalho reversível, de acordo com Levenspiel (2002):

$$w_{rev} = \frac{p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1}{(k - 1) \cdot m_o} \quad (21)$$

Sendo “p” a pressão na admissão e na compressão em Pa; “v” o volume na compressão e admissão e “k” o índice politrópico

$$w_{rev} = \frac{37,85,84 \cdot 10^5 - 2,1,051 \cdot 10^{-3}}{(1,4 - 1) \cdot 0,002353} \quad (22)$$

Portanto $w_{rev} = 38469 \text{ J/s}$

Sendo “p” a pressão, “v”, volume nos pontos 1 e 2 e “k” o índice politrópico. “m” é a massa de ar

$$w_{resistencia} = 0,5. W_{rev} \quad (23)$$

Para o valor do trabalho de resistência, foi adotado aproximadamente 50% do valor do trabalho reversível, logo $w_{resistencia} = 19235 \text{ J/s}$

C.11 TRABALHO DE EXPANSÃO:

$$w_{exp} = P_{2-3} \cdot (v_3 - v_2) \cdot m_{ar} + m_{ar} \cdot cv \cdot (T_3 - T_4) \quad (24)$$

Sendo “ P_{2-3} ” a pressão em Pa, multiplicado pela diferença de volumes na expansão e compressão; “ T_3 ” é a temperatura de combustão e T_4 a temperatura de escape.

$$w_{exp} = 37,8 \cdot 10^5 \cdot 0,0252 \cdot 0,002353 + 0,002353 \cdot 722,85 \cdot (T_3 - 973) \quad (25)$$

$$w_{exp} = 224,137 + 0,002353 \cdot 722,85 \cdot (T_3 - 973) \quad (26)$$

$$w_{exp} = -1430,8 + 1,7 \cdot T_3 \quad (27)$$

APÊNDICE D

D.1 BALANÇO MATERIAL TOTAL

Considerando que a equação geral para sistema físico (sem reação química) em regime transiente seja o acúmulo de massa da mistura é igual a massa mistura que entra menos massa mistura que sai:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \quad (1)$$

Sendo “m”, massa; “t”, tempo; “ \dot{m}_e ”, vazão mássica que entra, “ \dot{m}_s ”, vazão mássica que sai. Considerando que: $\dot{m}_s = 0$

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_e \quad (2)$$

Resolvendo-se a equação (4):

$$dm = \dot{m}_e \cdot dt \quad (3)$$

Para $\dot{m}_e = 0,001171 \text{ kg/s}$

$$\int_{m_0}^m dm = \dot{m}_e \int_{t_0}^t dt \Rightarrow m - m_0 = \dot{m}_e \cdot (t - 0) \Rightarrow m = m_0 + \dot{m}_e \cdot t \quad (4)$$

OBS.: Para gás ideal (ar atmosférico: 21% O₂ e 79% N₂):

$$PV = \frac{m}{M} RT \quad (\div t) \quad (5)$$

Sendo “P” a pressão [J], “V” o volume [m³], “M” é a massa molar [mol], “R”, constante universal dos Gases [J/mol.K] e “T” representa a temperatura [K].

$$P \frac{V}{t} = \frac{m}{M} RT \quad (6)$$

$$P \dot{V} = \frac{\dot{m}}{M} RT \quad (7)$$

Sendo “ \dot{m} ” a vazão mássica [kg/s] e “ \dot{V} ” a vazão volumétrica [m³/s].

$$m = \frac{PVM}{RT} \quad (8)$$

$$\dot{m}_e = \frac{P\dot{V}M}{RT} = \dot{V}_e \frac{PM}{RT} \quad (9)$$

Sendo “ \dot{m}_e ” representando a vazão mássica que entra e “ \dot{V}_e ” a vazão volumétrica que entra.

$$\dot{m}_e = \dot{V}_e \cdot \rho \quad (10)$$

Sendo “ ρ ” a densidade [kg/m³].

D.2 BALANÇO DE ENERGIA

Considerando que a equação geral para um sistema físico em regime transiente seja o acúmulo de energia igual a taxa de energia que entra menos a taxa de energia que sai:

$$\frac{d(U+E_C+E_P+PV)}{dt} = \dot{m}_e \cdot \hat{H}_e + \dot{m}_s \cdot \hat{H}_s - \dot{Q} \quad (11)$$

Considerando $E_P = 0, E_C = 0, PV = 0, U = m \cdot \widehat{Cv} \cdot T$ e $\dot{m}_s \cdot \hat{H}_s = 0$

Sendo: “ U ” a energia interna [J]; “ E_C ” é a energia cinética [J]; “ E_P ” a energia potencial [J]; “ PV ” a energia de pressão [J]; “ \hat{H} ” a entalpia específica [J/kg]; “ \dot{m}_s ” a vazão mássica de saída do ar [kg/s]; “ \dot{Q} ” o calor que se perde aquecendo o cilindro [J/s].

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_e \cdot \hat{H}_e - \dot{Q} \quad (12)$$

$$\frac{d(m\widehat{Cv}T)}{dt} = \dot{m}_e \cdot \hat{H}_e - \dot{Q} \quad (13)$$

$$\widehat{Cv} \cdot \frac{d(mT)}{dt} = \dot{m}_e \cdot \hat{H}_e - \dot{Q} \quad (14)$$

$$\frac{d(mT)}{dt} = \dot{m}_e \cdot \frac{\hat{H}_e}{\hat{C}_v} - \frac{\dot{Q}}{\hat{C}_v} \quad (15)$$

Sendo “ \hat{H}_e ” a multiplicação do calor específico a pressão constante (\hat{C}_p) com a temperatura de entrada T_e :

$$\frac{d(mT)}{dt} = \dot{m}_e \cdot \frac{\hat{C}_p}{\hat{C}_v} \cdot T_e - \frac{\dot{Q}}{\hat{C}_v} \quad (16)$$

Sendo os calores específicos valores tabelados.

Sendo a razão do calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante iguais a constante “k” que possui valor de 1,4:

$$\frac{d(mT)}{dt} = \dot{m}_e \cdot k \cdot T_e - \frac{\dot{Q}}{\hat{C}_v} \quad (17)$$

$$m \cdot \frac{dT}{dt} + T \cdot \frac{dm}{dt} = \dot{m}_e \cdot k \cdot T_e - \frac{\dot{Q}}{\hat{C}_v} \quad (18)$$

$$m \cdot \frac{dT}{dt} + T \cdot \dot{m}_e = \dot{m}_e \cdot k \cdot T_e - \frac{\dot{Q}}{\hat{C}_v} \quad (19)$$

$$m \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{m}_e \cdot k \cdot T_e - T \cdot \dot{m}_e - \frac{\dot{Q}}{\hat{C}_v} \quad (20)$$

$$m \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{m}_e (k \cdot T_e - T) - \frac{\dot{Q}}{\hat{C}_v} \quad (21)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{m}_e}{m} \cdot (k \cdot T_e - T) - \frac{\dot{Q}}{m \cdot \hat{C}_v} \quad (22)$$

Foi adotado a taxa de calor sendo 5500W.

D.3 BALANÇO DE ENTROPIA

Considerando que a equação geral para sistema físico em regime transiente seja o acúmulo de entropia igual a entropia que entra menos a entropia que sai mais a entropia produzida:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\dot{Q}_e}{T_e} + \dot{m}_e \hat{S}_e - \dot{m}_s \hat{S} - \frac{\dot{Q}_s}{T_s} + \dot{\sigma} \quad (23)$$

Considerando que: $\frac{\dot{Q}_e}{T_e} = 0$; $\frac{\dot{Q}_s}{T_s} = 0$; $\dot{m}_s \hat{S} = 0$; $\dot{\sigma} = \text{entropia produzida} = 0$

Sendo: S: entropia [J/K]; \dot{Q} : calor [W]; \hat{S} : entropia específica [J/kgK]; T_e =temperatura de entrada; T_s =temperatura de saída; $\dot{\sigma}$ =entropia produzida

$$\frac{dm\hat{S}}{dt} = \dot{m}_e \hat{S}_e - \dot{m}_s \hat{S} \quad (24)$$

$$m \frac{d\hat{S}}{dt} + \hat{S} \frac{dm}{dt} = \dot{m}_e \hat{S}_e \quad (25)$$

$$m \frac{d\hat{S}}{dt} + \hat{S} \dot{m}_e = \dot{m}_e \hat{S}_e \quad (26)$$

$$m \frac{d\hat{S}}{dt} = \dot{m}_e \hat{S}_e - \hat{S} \dot{m}_e \quad (27)$$

$$\frac{d\hat{S}}{dt} = \frac{\dot{m}_e \hat{S}_e - \hat{S} \dot{m}_e}{m} \quad (28)$$

D.4 BALANÇO DE EXERGIA

Considerando que a equação geral para sistema físico em regime transiente seja o acúmulo de exergia igual a taxa de exergia que entra menos a taxa de exergia que sai:

$$\frac{dX}{dt} = \dot{X}_e - \dot{X}_s - \dot{X}_{\text{destruída}} \quad (29)$$

Sendo X:exergia [J]; \dot{X} : taxa de exergia [W].

$$\frac{dX}{dt} = \dot{m} \Psi - \dot{X}_{\text{destruída}} \quad (30)$$

Sendo “ Ψ ” a exergia de escoamento.

$$\frac{dX}{dt} = \dot{m} \left[(\hat{U} - \hat{U}_0) + P_0(V - V_0) - T_0(\hat{S} - \hat{S}_0) + \frac{v^2}{2} + gz \right] - \dot{X}_{\text{destruída}} \quad (31)$$

Sendo: “ g ” a gravidade [m/s^2]; “ z ” representa a altura [m]; “ \hat{U} ” é a energia interna específica final, enquanto “ \hat{U}_0 ” é energia interna específica inicial; “ P_0 ” representa a pressão inicial; “ V ” é o volume final; “ V_0 ” é o volume inicial; “ \hat{S} ” é a entropia específica final e “ \hat{S}_0 ” é a entropia específica inicial.

Considerando que: $gz = 0$ e $\dot{X}_{\text{destruída}} = T_0 \dot{\sigma}_{\text{produzido}} = 0$

$$\dot{\sigma}_{\text{produzido}} = \dot{m} \left(\widehat{C}_v \ln \frac{T}{T_0} + R \ln \frac{V}{V_0} \right)$$

$$\frac{dX}{dt} = \dot{m}_e \left[(\hat{U} - \hat{U}_0) + P_0(V - V_0) - T_0(\hat{S} - \hat{S}_0) + \frac{v^2}{2} \right] \quad (32)$$

Sendo: “ v ” a velocidade [m/s] e “ T_0 ” a temperatura inicial [K].

$$\frac{dX}{dt} = \dot{m}_e \left[(\hat{U} - \hat{U}_0) + P_0(V - V_0) - T_0(\hat{S} - \hat{S}_0) + \frac{v^2}{2} \right] \quad (33)$$

APÊNDICE E

E.1 BALANÇO DE MASSA

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (34)$$

Sendo m=massa [kg] e t=tempo [s]

$$\int dm = 0 \quad (35)$$

$$m - m_o = 0 \quad (36)$$

Sendo m= massa final e m_o =massa inicial [kg]

$$m = m_o \quad (37)$$

E.2 BALANÇO DE ENERGIA

$$\frac{d(U+PV)}{dt} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{resistencia} \quad (38)$$

Sendo U=energia interna [J]; PV=energia de pressão [J]; \dot{W}_{rev} =trabalho reversível [J/s];

$\dot{W}_{resistencia}$ =trabalho de resistência [J/s]

$$\frac{dU}{dt} + \frac{d(PV)}{dt} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{resistencia} \quad (39)$$

$$\frac{d(m \widehat{C}_v T)}{dt} + \frac{PdV}{dt} + \frac{VdP}{dt} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{resistencia} \quad (40)$$

$$m \widehat{C}_v \frac{dT}{dt} + P \frac{d}{dt} \left(\frac{m RT}{M P} \right) + V \frac{d}{dt} \left(\frac{m RT}{M V} \right) = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{resistencia} \quad (41)$$

Sendo \widehat{Cv} =calor específico a volume constante [J/kgK]; T=temperatura [K]; V=volume [m³]; P=pressão; k=Cp/Cv = calor específico a pressão constante/calor específico a volume constante=1,4; M= massa molar; R=constante dos gases (LEVENSPIEL,2002).

$$m \widehat{Cv} \frac{dT}{dt} + P \frac{m \cdot R}{M} \frac{d}{dt} \left(\frac{T}{P} \right) + V \frac{m \cdot R}{M} \frac{d}{dt} \left(\frac{T}{V} \right) = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{resistencia} \quad (42)$$

$$\begin{aligned} m \widehat{Cv} \frac{dT}{dt} + \frac{P \cdot m \cdot R}{M P^2} \left(P \frac{dT}{dt} - \frac{T dP}{dt} \right) + \frac{V \cdot m \cdot R}{M \cdot V^2} \left(\frac{V dT}{dt} - \frac{T dV}{dt} \right) \\ = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{resistencia} \end{aligned} \quad (43)$$

$$m \widehat{Cv} \frac{dT}{dt} + \frac{m \cdot R}{M} \frac{dT}{dt} + \frac{m \cdot R}{M} \frac{dT}{dt} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{resistencia} \quad (44)$$

$$m \widehat{Cv} \frac{dT}{dt} + 2 \frac{m \cdot R}{M} \frac{dT}{dt} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{resistencia} \quad (45)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{W}_{rev} - \dot{W}_{resistencia}}{m \widehat{Cv} + \frac{2 \cdot m \cdot R}{M}} \quad (46)$$

E.3 BALANÇO DE ENTROPIA

$$\frac{dS}{dt} = \frac{Q_e}{T_e} + \dot{m}_e \hat{S}_e - \frac{Q_s}{T_s} + \dot{m}_s \hat{S}_s + \dot{\sigma} \quad (47)$$

Sendo S=entropia; Q=calor; \hat{S}_e =entropia específica que entra; \hat{S}_s = entropia específica que sai

$$\frac{dS}{dt} = \dot{\sigma} \quad (48)$$

$$\frac{d(m\hat{S})}{dt} = \dot{\sigma} \quad (49)$$

$$m \frac{d\hat{S}}{dt} = \dot{\sigma} \quad (50)$$

$$\frac{d\hat{S}}{dt} = \frac{\dot{\sigma}}{m} \quad (51)$$

$$\frac{d\hat{S}}{dt} = \hat{S}_s - \hat{S}_e \quad (52)$$

$$\frac{d\hat{S}}{dt} = 0 \quad (53)$$

E.4 BALANÇO DE EXERGIA

$$m \frac{d \hat{X}}{dt} = \hat{X}_{entrada} - \hat{X}_{destruída} \quad (54)$$

$$m \frac{d \hat{X}}{dt} = \hat{X}_{entrada} \quad (55)$$

$$m \frac{d \hat{X}}{dt} = \dot{W}_{resistencia} \quad (56)$$

$$\frac{d \hat{X}}{dt} = \frac{\dot{W}_{resistencia}}{m} \quad (57)$$

APÊNDICE F

F.1 BALANÇO DE MASSA

$$\frac{dm_D}{dt} = \dot{m}_{De} - \dot{m}_{Ds} - \dot{m}_{Dconsumido} \quad (58)$$

Sendo m_D a massa do diesel (n-decano) no instante “t” em kg que é igual a zero; \dot{m}_{De} sendo a vazão mássica de diesel de entrada e \dot{m}_{Ds} é a vazão mássica de diesel de saída, ambos em kg/s; $\dot{m}_{Dconsumido}$ é a velocidade mássica de consumo de diesel em kg/s.

Reação química de combustão do Diesel:



Multiplicando-se as massas atômicas com o número de balanceamento da reação:

$$m_D = \frac{m_{O_2} \cdot 142}{15,5 \cdot 32} \quad (60)$$

Sendo m_{O_2} igual a 23,3% da massa de ar, 0,002353g , logo m_{O_2} é igual a $5,4825 \cdot 10^{-4}$ kg.

Então m_D é igual a $1,569610^{-4}$ kg.

De acordo com Rodrigues, Braga e Cardoso (2015), o tempo de injeção do Diesel é de 1,12 milissegundos.

$$\dot{m}_{De} = \frac{m_D}{\Delta t} \quad (61)$$

$$\dot{m}_{De} = \frac{1,569610^{-4}}{0,0012} = 0,1308 \text{ kg/s} \quad (62)$$

A equação do Diesel consumido de acordo com Turns, S. R.(2013) :

$$\dot{m}_{Dconsumido} = -r_D \cdot V_2 \cdot f_{conv} \quad (63)$$

Sendo “ f_{conv} ” o fator de conversão de mol/s para kg/s

Sendo $-r_D$ a velocidade de consumo de diesel (n-decano) em mol/m³.s

$$-r_D = k \cdot C_D^{0,25} \cdot C_{O_2}^{1,5} \quad (64)$$

Sendo “k” a velocidade específica ou constante de velocidade da combustão do diesel, em $\text{mol}^{0,25} \cdot \text{L}^{0,25} \cdot \text{s}^{-1}$; “ C_D ” a concentração de diesel em mol/L ou kmol/m³ e “ C_{O_2} ” a concentração de gás oxigênio em mol/L ou kmol/m³.

$$k = A \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{R} \cdot \frac{1}{T}\right) \quad (65)$$

Sendo “A” o fator de frequência ou fator pré-exponencial, em $\text{mol}^{0,25} \cdot \text{L}^{0,25} \cdot \text{s}^{-1}$; “ E_a ” a energia de ativação em J/mol.

Sendo $A = 2,137 \cdot 10^{12} \text{ mol}^{0,25} \cdot \text{L}^{0,25} \cdot \text{s}^{-1}$

Sendo $\frac{E_a}{R}$ igual a 15098K, logo:

$$k = 2,137 \cdot 10^{12} \cdot \exp\left(-\frac{15098}{T}\right) \quad (66)$$

Portanto:

$$\dot{m}_{D\text{consumido}} = k \cdot C_D^{0,25} \cdot C_{O_2}^{1,5} \cdot V_2 \cdot \frac{1 \text{ kmol}}{142} \quad (67)$$

$$\dot{m}_{D\text{consumido}} = k \cdot C_D^{0,25} \cdot C_{O_2}^{1,5} \cdot \frac{0,0000584}{142} \quad (68)$$

$$\dot{m}_{D\text{consumido}} = k \cdot C_D^{0,25} \cdot C_{O_2}^{1,5} \cdot 4,113 \cdot 10^{-7} \quad (69)$$

Logo:

$$\frac{dm_D}{dt} = \dot{m}_{De} - \dot{m}_{D\text{consumido}} \quad (70)$$

$$\frac{dm_D}{dt} = 0,03772 - 4,113 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot C_D^{0,25} \cdot C_{O_2}^{1,5} \quad (71)$$

$$C_D = \frac{m_D}{M_D \cdot V_D} \quad (72)$$

$$C_D = \frac{1,4146 \cdot 10^{-4}}{142 \cdot m_d / \rho_d} \quad (73)$$

Sendo “ ρ_d ” a densidade do Diesel.

$$C_D = \frac{730}{142} = 5,141 \text{ kmol/m}^3 \quad (74)$$

$$C_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2} \cdot V_{\text{sistema}}} \quad (75)$$

$$C_{O_2} = \frac{4,941 \cdot 10^{-4}}{32,0000584} = 0,2934 \text{ kmol/m}^3 \quad (76)$$

$$\frac{dm_D}{dt} = \dot{m}_{De} - 4,113 \cdot 10^{-7} \cdot k \cdot C_D^{0,25} \cdot C_{O_2}^{1,5} \quad (77)$$

Sendo $\dot{m}_{De} = 0,1308 \text{ kg/s}$

$$m_{\text{total}} = m_D + m_{ar} \quad (78)$$

$$m_{\text{total}} = m_D + m_{O_2} + m_{N_2} \quad (79)$$

$$\frac{dm_{O_2}}{dt} = \dot{m}_{O_2e} - k \cdot C_D^{0,25} \cdot C_{O_2}^{1,5} \cdot V_2 \cdot \frac{15,5}{32} \quad (80)$$

$$\frac{dm_{O_2}}{dt} = \dot{m}_{O_2e} - 2,829 \cdot 10^{-5} k \cdot C_D^{0,25} \cdot C_{O_2}^{1,5} \quad (81)$$

Sendo:

$$\dot{m}_{O_2e} = \frac{m_{O_2}}{0,0012} \quad (82)$$

$$\dot{m}_{O_2e} = \frac{4,941 \cdot 10^{-4}}{0,0012} = 0,4118 \text{ kg/s} \quad (83)$$

Logo:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{0,4118}{0,21} = 1,961 \text{ kg/s} \quad (84)$$

Assim:

$$m = m_{O_2} + m_{N_2} \quad (85)$$

$$\frac{d(m - m_{N_2})}{dt} = \dot{m}_{O_2e} - 2,829 \cdot 10^{-5} k \cdot C_D^{0,25} \cdot C_{O_2}^{1,5} \quad (86)$$

Sendo $m_{N_2} = 1,8048 \cdot 10^{-3}$; $\dot{m}_{O_2e} = 0,4118 \frac{kg}{s}$; $C_D = 5,141 \text{ kmol/m}^3$; $C_{O_2} = 0,2934 \text{ kmol/m}^3$; $k = 2,137 \cdot 10^{12} \cdot \exp(-\frac{15098}{T})$

$$\begin{aligned} \frac{d(m - m_{N_2})}{dt} &= \dot{m}_{O_2e} \\ &- 2,829 \cdot 10^{-5} k \cdot \left(\frac{m_D}{142,0,0000584} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{m - m_{N_2}}{32,0,0000584} \right)^{1,5} \end{aligned} \quad (87)$$

Sendo $m_D = \frac{142 \cdot m_{O_2}}{15,5,32} = 0,28629 \cdot m_{O_2} = 0,28629(m - m_{N_2})$

$$\begin{aligned} \frac{d(m - 1,8048 \cdot 10^{-3})}{dt} & \quad (88) \\ &= 0,4118 - 2,829 \cdot 10^{-5} k \cdot \left[\frac{0,28629(m - 1,8048 \cdot 10^{-3})}{142,0,0000584} \right] \cdot \left(\frac{m - 1,8048 \cdot 10^{-3}}{32,0,0000584} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d(m - 1,8048 \cdot 10^{-3})}{dt} & \quad (89) \\ &= 0,4118 \\ &- 2,829 \cdot 10^{-5} k \cdot [34,52(m \\ &- 1,8048 \cdot 10^{-3})]^{0,25} \cdot \left(\frac{m - 1,8048 \cdot 10^{-3}}{0,00187} \right) \end{aligned}$$

F2. BALANÇO DE ENERGIA

De acordo com Fogler (1999):

$$\frac{dT}{dt} = \frac{-\dot{W} - \sum [\dot{m}_{io} \cdot \widehat{Cp}_i \cdot (T - T_{io})] + (\Delta H_{RX}) \cdot (-r_A \cdot V)}{\sum m_i \cdot \widehat{Cp}_i} \quad (90)$$

Sendo “ \dot{W} ” o trabalho; “ \dot{m}_{io} ” a vazão mássica inicial de Diesel; “ \widehat{Cp}_i ” como o calor específico a pressão constante do Diesel; “ $T - T_{io}$ ” sendo a diferença de temperatura final e inicial; “ ΔH_{RX} ” a variação de entalpia da reação de combustão; “ $-r_A$ ” a taxa de consumo do reagente limite (Diesel); “ V ” o volume do cilindro.

Sendo que:

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_{io} \cdot \widehat{Cp}_i \cdot (T - T_{io}) \\ = \dot{m}_{D_o} \cdot \widehat{Cp}_D \cdot (T - T_{D_o}) + \dot{m}_{O_2_o} \cdot \widehat{Cp}_{O_2} \cdot (T - T_{O_2_o}) \\ + \dot{m}_{N_2_o} \cdot \widehat{Cp}_{N_2} \cdot (T - T_{N_2_o}) \end{aligned} \quad (91)$$

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_{io} \cdot \widehat{Cp}_i \cdot (T - T_{io}) \\ = 0,1308.2000(T - 473) + 0,4118 \cdot \frac{29,35}{0,032} \cdot (T - 1131) \\ + 1,5492 \cdot \frac{23,12}{0,028} (T - 1131) \end{aligned} \quad (92)$$

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_{io} \cdot \widehat{Cp}_i \cdot (T - T_{io}) \\ = 261,6 \cdot (T - 473) + 377,7 \cdot (T - 1131) + 1611,17(T - 1131) \end{aligned} \quad (93)$$

$$-\Delta H_{RX} = PCI = 44,24 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \quad (94)$$

$$-r_{O_2} \cdot V = 2,829 \cdot 10^5 \cdot k \cdot C_D^{0,25} \cdot C_{O_2}^{1,5} \cdot V_2 \quad (95)$$

$$\begin{aligned} -r_{O_2} \cdot V \\ = 2,829 \cdot 10^5 \cdot k \cdot \left(\frac{0,28629 \cdot (m - 1,8048 \cdot 10^{-3})}{142,0,0000584} \right)^{0,25} \cdot \frac{(m - 1,8048 \cdot 10^{-3})^{1,5}}{32,0,0000584} \cdot 0,0000584 \end{aligned} \quad (96)$$

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_{iO} \cdot \widehat{Cp}_i = & m_D \cdot \widehat{Cp}_D + m_{O_2} \cdot \widehat{Cp}_{O_2} + m_{N_2} \cdot \widehat{Cp}_{N_2} + m_{CO_2} \cdot \widehat{Cp}_{CO_2} \\ & + m_{H_2O} \cdot \widehat{Cp}_{H_2O} \end{aligned} \quad (97)$$

Mas o calor específico a pressão constante do diesel e do oxigênio são aproximados de zero.

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_{iO} \cdot \widehat{Cp}_i = & 0,0018048 \cdot \frac{23,12}{0,028} + 4,8635 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{37,11}{0,044} \\ & + 2,1886 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{33,577}{0,018} = 1,8852 \frac{J}{K} \end{aligned} \quad (98)$$

Portanto:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} = & \{1430,8 - 1,7 \cdot T \\ & - [261,6 \cdot (T - 473) + 377,7 \cdot (T - 1131) \\ & + 1611,7 \cdot (T - 1131)] \\ & + 44,24 \cdot 10^6 \cdot 2,8929 \cdot 10^{-5} \cdot k \cdot [34,523 \cdot (m \\ & - 1,8048 \cdot 10^{-3})]^{0,25} \cdot [(m \\ & - 1,8048 \cdot 10^{-3}) \cdot 535,1]^{1,5} \cdot 0,0000584\} / 1,8852 \end{aligned} \quad (99)$$

F3. BALANÇO DE ENTROPIA

$$\frac{ds}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum \dot{m}_e \cdot \hat{S}_e - \sum \dot{m}_s \cdot \hat{S}_s + \sigma \quad (100)$$

Sendo $\sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} = 0$; $\sum \dot{m}_s \cdot \hat{S}_s = 0$;

Para: $\dot{m}_{De} = 0,1308 \text{ kg/s} \rightarrow \hat{S}_{De} = 86,7 \text{ kJ/kmol.K}$

$\dot{m}_{O2e} = 0,4118 \text{ kg/s} \rightarrow \hat{S}_{O2e} = 247,77 \text{ kJ/kmol.K}$

$\dot{m}_{N2e} = 1,5492 \text{ kg/s} \rightarrow \hat{S}_{N2e} = 232,1 \text{ kJ/kmol.K}$

$$\frac{ds}{dt} = \dot{m}_{De} \cdot \hat{S}_{De} + \dot{m}_{O2e} \cdot \hat{S}_{O2e} + \dot{m}_{N2e} \cdot \hat{S}_{N2e} + \sigma \quad (101)$$

$$\frac{dm\hat{S}}{dt} = \dot{m}_{De} \cdot \hat{S}_{De} + \dot{m}_{O2e} \cdot \hat{S}_{O2e} + \dot{m}_{N2e} \cdot \hat{S}_{N2e} + \sigma \quad (102)$$

$$m \frac{d\hat{S}}{dt} + \hat{S} \frac{dm}{dt} = \dot{m}_{De} \cdot \hat{S}_{De} + \dot{m}_{O2e} \cdot \hat{S}_{O2e} + \dot{m}_{N2e} \cdot \hat{S}_{N2e} + \sigma \quad (103)$$

$$m \frac{d\hat{S}}{dt} = -\hat{S} \frac{dm}{dt} + \dot{m}_{De} \cdot \hat{S}_{De} + \dot{m}_{O2e} \cdot \hat{S}_{O2e} + \dot{m}_{N2e} \cdot \hat{S}_{N2e} + \sigma \quad (104)$$

À 25°C:

$$\Delta H_{RQ} = \sum \Delta H_P - \sum \Delta H_R \quad (105)$$

Sendo que “ ΔH_{RQ} ” é a variação de entalpia da reação química é a diferença de variação de entalpia do produto da reação (ΔH_P) e dos reagentes (ΔH_R).

Sendo as velocidades de reação do diesel, oxigênio, dióxido de carbono e água, respectivamente:

$$\dot{n}_D = \frac{0,1308 kg/s}{142} = 0,00092113 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{n}_{O_2} = \frac{0,4118 kg/s}{32} = 0,014277 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{n}_{CO_2} = 0,00092113 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{n}_{H_2O} = 0,010132 \text{ kmol/s}$$

$$\begin{aligned} \Delta H_{RQ} = & \left[9,2113 \cdot 10^{-3} \cdot \left(-3933,51 \frac{kJ}{mol} \right) \right. \\ & \left. + 10,132 \cdot 10^{-3} \cdot \left(-241,814 \frac{kJ}{mol} \right) \right] \\ & - \left[9,2113 \cdot 10^{-1} \cdot \left(-208,57 \frac{kJ}{mol} \right) + 14,277(0) \right] \end{aligned} \quad (106)$$

$$\Delta H_{RQ} = -5,8827 \cdot 10^3 kJ/s \quad (107)$$

$$\begin{aligned} \Delta \dot{S}_{RQ} = & \left[9,2113 \cdot \left(213,677 \frac{J}{mol \cdot K} \right) + 10,132 \cdot (188,724) \right] \\ & - [9,2113 \cdot 10^{-1} \cdot (541,48) + 14,244 \cdot (205,037)] \end{aligned} \quad (108)$$

Sendo “ $\Delta \dot{S}_{RQ}$ ” a variação de entropia da reação química

$$\Delta \dot{S}_{RQ} = 454,31 \frac{J}{s \cdot K} \quad (109)$$

$$\dot{\sigma} = 454,31 - \frac{-5,8827 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{1131} \quad (110)$$

$$\dot{\sigma} = -5655,64 \frac{W}{K} \quad (111)$$

$$m - 1,8048.10^3 \frac{d\hat{S}}{dt} \quad (112)$$

$$= -\hat{S} \frac{dm - 1,8048.10^3}{dt} + 0,1308. \frac{86,7}{142} + 0,4118. \frac{247,77}{32} \\ + 1,5492. \frac{232,1}{28} + 5655,64$$

$$m - 1,8048.10^3 \frac{d\hat{S}}{dt} = -\hat{S} \frac{dm - 1,8048.10^3}{dt} + \frac{5671,75}{m - 1,8048.10^3} \quad (113)$$

$$\frac{d\hat{S}}{dt} = -\frac{\hat{S}}{m - 1,8048.10^3} \cdot \frac{d(m - 1,8048.10^3)}{dt} + \frac{5671,75}{m - 1,8048.10^3} \quad (114)$$

$$\frac{dS}{dt} = -\frac{\hat{S}}{m - 1,8048.10^{-3}} \cdot \left\{ 0,4118 \right. \\ \left. - 2,8929.10^{-5} \cdot k. [34,52. (m \right. \\ \left. - 1,08048.10^{-3})]^{0,25} \cdot \left[\frac{m - 1,8048.10^{-3}}{1,8688.10^{-3}} \right]^{1,5} \right\} \\ + \frac{5671,75}{m - 1,8048.10^{-3}} \quad (115)$$

F4. BALANÇO DE EXERGIA

$$\frac{dX}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \cdot \dot{Q} - \left(\dot{W} - P_o \frac{dV}{dt} \right) + \sum \dot{m}_e \cdot \dot{x}_e - \sum \dot{m}_s \cdot \dot{x}_s \\ - \dot{x}_{destruída} \quad (116)$$

Sendo $\dot{x}_{destruída} = T_o \cdot \dot{\sigma}$

$$\frac{dm - 1,8048.10^{-3} \cdot X}{dt} = -\dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot \dot{x}_e - T_o \cdot \dot{\sigma} \quad (117)$$

$$\hat{X} \frac{dm - 1,8048.10^{-3}}{dt} + m - 1,8048.10^{-3} \frac{d\hat{X}}{dt} \\ = -\dot{W} + [\dot{m}_{De} \cdot \hat{X}_{De} + \dot{m}_{O2e} \cdot \hat{X}_{O2e} + \dot{m}_{N2e} \cdot \hat{X}_{N2e}] T_o \cdot \dot{\sigma} \quad (118)$$

$$m - 1,8048.10^{-3} \frac{d\hat{X}}{dt} \quad (119)$$

$$= -\hat{X} \frac{dm - 1,8048.10^{-3}}{dt} - \dot{W} + [\dot{m}_{De} \cdot \hat{X}_{De} + \dot{m}_{O2e} \cdot \hat{X}_{O2e} + \dot{m}_{N2e} \cdot \hat{X}_{N2e}] To \cdot \sigma$$

$$\begin{aligned} \frac{d\hat{X}}{dt} = & -\frac{\hat{X}}{m - 1,8048.10^{-3}} \cdot \frac{dm - 1,8048.10^{-3}}{dt} - \frac{\dot{W}}{m - 1,8048.10^{-3}} \\ & + \frac{[\dot{m}_{De} \cdot \hat{X}_{De} + \dot{m}_{O2e} \cdot \hat{X}_{O2e} + \dot{m}_{N2e} \cdot \hat{X}_{N2e}]}{m - 1,8048.10^{-3}} \\ & - \frac{To \cdot 5655,64}{m - 1,8048.10^{-3}} \end{aligned} \quad (120)$$

Sendo $\dot{W} = -1430,8 + 1,7 \cdot T$

Da reação química:

$$\begin{aligned} X^{ch} = & [G_{C_{10}H_{22}} + 15,5 \cdot G_{O_2} - 10 \cdot G_{CO_2} - 11 \cdot G_{H_2O}] \\ & + R \cdot To \cdot \ln \frac{y_{O_2}^{15,5}}{(y_{CO_2})^{10} \cdot (y_{H_2O})^{11}} \end{aligned} \quad (121)$$

Sendo “ X^{ch} ” a exergia da reação química [J]; “G” a energia livre de Gibbs [J]; “y” a fração molar.

$$\begin{aligned} X^{ch} = & [34,8.10^3 + 15,5 \cdot (0) - 10 \cdot (-394380) - 11 \cdot (-228590)] \\ & + 8,314(298) \cdot \ln \frac{0,21^{15,5} \cdot 0,79}{0,79} \end{aligned} \quad (122)$$

$$X^{ch} = \frac{6,265.10^6 kJ}{kmol} = 44119,75 kJ/kg \quad (123)$$

$$\begin{aligned}
\frac{dX}{dt} = & - \frac{\hat{X}}{m - 1,8048 \cdot 10^{-3}} \cdot \left\{ 0,4118 \right. \\
& - 2,829 \cdot 10^{-5} \cdot k \cdot [34,52 \cdot (m \\
& - 1,8048 \cdot 10^{-3})]^{0,25} \cdot \left[\frac{m - 1,8048 \cdot 10^{-3}}{1,8688 \cdot 10^{-3}} \right]^{1,5} \Bigg\} \\
& + \frac{(1,7T - 1430,8)}{m - 1,8048 \cdot 10^{-3}} - \frac{1679610}{m - 1,8048 \cdot 10^{-3}}
\end{aligned} \tag{124}$$

APÊNDICE G

G.1 BALANÇO DE MASSA

Considerando uma pequena quantidade de ar que fica no volume morto do cilindro:

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (125)$$

G.2 BALANÇO DE ENERGIA

$$\frac{dU}{dt} = -\dot{m}_{CO_2} \cdot \hat{H}_{CO_2} - \dot{m}_{H_2O} \cdot \hat{H}_{H_2O} - \dot{Q} \quad (126)$$

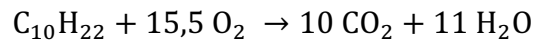
Sendo “U” a energia interna; \dot{m}_{CO_2} e \dot{m}_{H_2O} as vazões mássicas do dióxido de carbono e da água, respectivamente, em kg/s; \hat{H}_{CO_2} e \hat{H}_{H_2O} as entalpias específicas do dióxido de carbono e da água, respectivamente.

$$m \cdot \widehat{Cv} \frac{dT}{dt} = -\dot{m}_{CO_2} \cdot \hat{H}_{CO_2} - \dot{m}_{H_2O} \cdot \hat{H}_{H_2O} - \dot{Q} \quad (127)$$

Sendo \dot{Q} a taxa de calor.

$$\frac{dT}{dt} = - \frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot \hat{H}_{CO_2} + \dot{m}_{H_2O} \cdot \hat{H}_{H_2O} + \dot{Q}}{m \cdot \widehat{Cv}} \quad (128)$$

Reação química e relações estequiométricas



1,5696.10 ⁻⁴ kg	5,4825.10 ⁻⁴ kg	4,8635. 10 ⁻⁴ kg	2,1886.10 ⁻⁴ kg
1,142kg	15,5.32 kg	10.44 kg	11.18kg

Portanto $\dot{m}_{CO_2} = \frac{5,4825 \cdot 10^{-4}}{0,04} = 0,01216 kg/s$ e $\dot{m}_{H_2O} = \frac{2,1886 \cdot 10^{-4}}{0,04} = 0,005472 kg/s$

$$\dot{Q} = (\dot{m}_{CO_2} + \dot{m}_{H_2O}) \cdot \Delta \widehat{H}_R \quad (129)$$

$$\dot{Q} = (0,01216 + 0,005472) \cdot (-44,24 \cdot 10^6) = 7,8004 W \quad (130)$$

$$\frac{dT}{dt} = - \frac{0,01216 \cdot \left(\frac{37,11}{0,044}\right) \cdot T + 0,005472 \left(\frac{33,577}{0,018}\right) T + 7,8004}{0,00251.783,9} \quad (131)$$

$$\frac{dT}{dt} = - \frac{10,256 \cdot T + 10,207T + 7,8004}{1,9676} \quad (132)$$

$$\frac{dT}{dt} = -10,4 \cdot T - 3,964 \quad (133)$$

G3. BALANÇO DE ENTROPIA

$$\frac{ds}{dt} = 0 \quad (134)$$

G.4 BALANÇO DE EXERGIA

$$\frac{dX}{dt} = \dot{m}_{CO_2} \cdot \widehat{X}_{CO_2} + \dot{m}_{H_2O} \cdot \widehat{X}_{H_2O} \quad (135)$$

Sendo \widehat{X}_{CO_2} e \widehat{X}_{H_2O} as exergias específicas do dióxido de carbono e da água.

$$\frac{dX}{dt} = \frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot \widehat{X}_{CO_2} + \dot{m}_{H_2O} \cdot \widehat{X}_{H_2O}}{m} - T_o \cdot \dot{\sigma} \quad (136)$$

Sendo $T_o \cdot \dot{\sigma} = 0$

$$\hat{X}_{CO_2} = \frac{\widehat{Cp_{CO_2}}}{0,044} \cdot (1054 - 298) - \frac{298}{0,044} (R \cdot \ln \frac{P_1}{P_2}) \quad (137)$$

$$\hat{X}_{CO_2} = \frac{37,11}{0,044} \cdot (1054 - 298) - \frac{298}{0,044} (-24,23) = 8,02 \cdot 10^5 J/kg \quad (138)$$

$$\hat{X}_{H_2O} = \frac{\widehat{Cp_{H_2O}}}{0,018} \cdot (1054 - 298) - \frac{298}{0,018} (R \cdot \ln \frac{P_1}{P_2}) \quad (139)$$

$$\hat{X}_{H_2O} = \frac{33,577}{0,018} \cdot (1054 - 298) - \frac{298}{0,018} (-24,23) = 1,81 \cdot 10^6 J/kg \quad (140)$$

$$\frac{dX}{dt} = \frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot \hat{X}_{CO_2} + \dot{m}_{H_2O} \cdot \hat{X}_{H_2O}}{m} \quad (141)$$

$$\frac{dX}{dt} = \frac{0,01216 \cdot 8,02 \cdot 10^5 + 0,005472 \cdot 1,81 \cdot 10^6}{m} \quad (142)$$

$$\frac{dX}{dt} = \frac{14226,64}{m} \quad (143)$$