

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

VICTOR AUGUSTO VIEIRA PINTO

**VIABILIDADE DO APROVEITAMENTO DO REJEITO TÉRMICO DE ESCAPE DE
MOTOR À COMBUSTÃO INTERNA DE 4 TEMPOS PARA GERAÇÃO DE
POTÊNCIA ATRAVÉS DE UM CICLO DE RANKINE**

**Alegrete
2020**

VICTOR AUGUSTO VIEIRA PINTO

**VIABILIDADE DO APROVEITAMENTO DO REJEITO TÉRMICO DE ESCAPE DE
MOTOR À COMBUSTÃO INTERNA DE 4 TEMPOS PARA GERAÇÃO DE
POTÊNCIA ATRAVÉS DE UM CICLO DE RANKINE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em engenharia mecânica.

Orientador: Gustavo Fuhr Santiago

**Alegrete
2020**

Ficha catalográfica elaborada automaticamente com os dados fornecidos pelo(a) autor(a) através do Módulo de Biblioteca do Sistema GURI (Gestão Unificada de Recursos Institucionais).

A481o Pinto, Victor Augusto Vieira

Viabilidade do aproveitamento do rejeito térmico de escape de motor à combustão interna de 4 tempos para geração de potência através de um ciclo de Rankine.

31 p.

Trabalho de Conclusão de Curso(Graduação) – Universidade Federal do Pampa, ENGENHARIA MECÂNICA, 2020.

"Orientação: Gustavo Fuhr Santiago".

1. Mecânica. 2. Termodinâmica. 3. Motores. I. Título.

VICTOR AUGUSTO VIEIRA PINTO

**VIABILIDADE DO APROVEITAMENTO DO REJEITO TÉRMICO DE ESCAPE DE
MOTOR À COMBUSTÃO INTERNA DE 4 TEMPOS PARA GERAÇÃO DE
POTÊNCIA ATRAVÉS DE UM CICLO DE RANKINE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em engenharia mecânica.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 12, Maio e 2021.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago
Orientador
UNIPAMPA

Prof. Me. Maurício Paz França
UNIPAMPA

Prof. Dr. Adriano Roberto da Silva Carotenuto
UNIPAMPA



SERVIÇO PÚBLICO FEDERAL
MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
Universidade Federal do Pampa

VICTOR AUGUSTO VIEIRA PINTO

**VIABILIDADE DO APROVEITAMENTO DO REJEITO TÉRMICO DE ESCAPE DE MOTOR À
COMBUSTÃO INTERNA DE 4 TEMPOS PARA GERAÇÃO DE POTÊNCIA ATRAVÉS DE UM
CICLO DE RANKINE**

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de bacharel em engenharia mecânica.

Dissertação defendida e aprovada em: 12 de maio de 2021.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago
Orientador
UNIPAMPA

Prof. Dr. Adriano Roberto da Silva Carotenuto
UNIPAMPA

Prof. Msc. Mauricio Paz França
UNIPAMPA



Assinado eletronicamente por **GUSTAVO FUHR SANTIAGO, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 14/05/2021, às 15:37, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



Assinado eletronicamente por **ADRIANO ROBERTO DA SILVA CAROTENUTO, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 14/05/2021, às 15:50, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



Assinado eletronicamente por **MAURICIO PAZ FRANCA, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 17/05/2021, às 18:22, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.unipampa.edu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0524166** e o código CRC **47538F67**.

Dedico este trabalho a todos os amigos e familiares pelos incentivos e esperança em mim depositados.

AGRADECIMENTO

Agradeço a tudo e a todos que contribuíram para que, de alguma maneira, eu pudesse estar no lugar onde estou, da maneira como me encontro e fazendo as coisas que faço.

“Os grandes navegadores devem sua reputação às grandes tormentas e tempestades”.

Epícuro

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo o aumento do rendimento de motores de combustão interna de ignição por fagulha de 4 tempos, mediante ao estudo da viabilidade do aproveitamento do rejeito térmico de escape proveniente da queima de combustível através de um trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente, para aquecimento de água para realização de um ciclo de potência de Rankine; visando, assim, um aumento do rendimento termodinâmico do motor através da utilização de vapor d'água saturado no estágio de expansão do ciclo termodinâmico. Tal trabalho baseia-se que, em média, 30% da energia proveniente da queima de combustíveis em um motor de combustão interna são desperdiçados, sendo essa parcela demasiada significativa para o estudo de métodos para aproveitamento de, se não total, pelo menos de maneira parcial para aumento do rendimento do motor, desta forma diminuindo o consumo de combustível.

O calor desperdiçado através do gás de escape é transferido, através de um trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente, para o pré-aquecimento de água a ser utilizado para geração de potência através de um ciclo de Rankine. Duas hipóteses foram levantadas, sendo a primeira para a transferência de todo o calor desperdiçado no gás de escape absorvido pela água com diferentes configurações entre os diâmetros do trocador de calor, o que resultou em comprimentos superiores aos 10m da tubulação, e a segunda hipótese que consistia na quantidade de calor transferida se os tubos do trocador de calor possuísem o comprimento fixado, sendo obtido um valor máximo de 2,42kW de calor transferido. FU *et al.* (2012) obtém, para um ciclo de Rankine com superaquecimento da temperatura de vapor superaquecido, 2,5kW de calor absorvido para uma pressão máxima de 3,07MPa para um motor de 4 tempos que opera em um ciclo Otto, a 3000rpm, e possuindo um volume interno de 2000cm³.

Palavras-Chave: Água, motor, rendimento, rejeito térmico, potência, Rankine.

ABSTRACT

The present work aims to increase the performance of 4-stroke spark ignition internal combustion engines through the study of the feasibility use of thermal exhaust waste from fuel combustion through the concentric tube heat exchanger with countercurrent flow for water heating to perform a Rankine power cycle, aiming to increase the thermodynamic efficiency of the engine through the use of saturated water vapor in the expansion stage of the thermodynamic cycle. This work is based on the fact that, on average, 30% of the energy from the burning of fuels in an internal combustion engine is wasted, which is too much for the study of methods to take advantage of, if not totally, engine performance, thus reducing fuel consumption. The heat wasted through the exhaust gas is transferred, through a heat exchanger of concentric tubes with countercurrent flow, to the preheating of water to be used for power generation through a Rankine cycle. Two hypotheses were raised, the first being the transfer of all the heat wasted in the exhaust gas absorbed by the water with different configurations between the diameters of the heat exchanger, which resulted in lengths greater than 10m of the pipe, and the second hypothesis that it consisted of the amount of heat transferred if the length of the tubes of the heat exchanger had the fixed length, obtaining a maximum value of 2.42kW of heat transferred. FU *et al.*(2012) obtains, for a Rankine cycle with overheating of the temperature of superheated steam, 2.5kW of absorbed heat for a maximum pressure of 3.07MPa for a 4-stroke engine that operates on a Otto cycle, at 3000rpm and has an internal volume of 2000cm³.

Keywords: Efficiency, engine, efficiency, power, thermal, Rankine, reject, water.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Aproveitamento da energia proveniente da combustão em um MCIA-IC...	17
Figura 2: Representação gráfica de um ciclo termodinâmico Otto idealizado.	21
Figura 3: Representação de um ciclo de Rankine simples.....	22
Figura 4: Comparativo entre a potência produzida pelos ciclos de Rankine simples e Rankine superaquecido.....	25
Figura 5: Representação de uma camada-limite de escoamento de um fluido sobre uma placa plana.	27
Figura 6: Representação da relação entre as camadas-limite de escoamento e de temperaturas durante o fenômeno da convecção de calor.	28
Figura 7: Configurações de escoamento para trocadores de calor de tubos concêntricos.	29
Figura 8: Trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente.	29
Figura 9: Representação do perfil de escoamento incompressível dentro um tubo.	33
Figura 10: Intervalos para caracterização do escoamento de um fluido.	33
Figura 11: Representação do trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente.	44
Figura 12: Gráfico da relação entre o comprimento dos tubos do trocador de calor e o coeficiente global de transferência de calor.	47
Figura 13: Representação do ciclo de Rankine.....	50
Figura 14: Esquema de um motor de combustão interna alternativo.	60
Figura 15: Fases de um motor de combustão interna de 4 tempos.	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Dados técnicos do motor 1.6 utilizado.....	36
Tabela 2: Dados referentes ao motor e gás de escape.....	39
Tabela 3: Valores de temperaturas médias dos fluidos.....	40
Tabela 4: Valores médios das propriedades dos fluidos dentro do trocador de calor.	41
Tabela 5: Valores referentes ao escoamento do gás de escape dentro do trocador de calor.	44
Tabela 6: Coeficientes para um escoamento plenamente desenvolvido, em regime laminar, para um tubo de seção circular com ambas as extremidades em temperaturas constantes.	45
Tabela 7: Valores referentes ao escoamento da água em diferentes configurações dentro do trocador de calor.	46
Tabela 8: Valores de coeficiente global de transferência de calor e comprimento dos tubos das diferentes configurações do trocador de calor.	46
Tabela 9: Valores de calor máximo transferido dentro do trocador de calor para o diâmetro externo de 45mm com comprimento do tubo variando de 0,3m, 0,5m e 1m.	47
Tabela 10: Propriedades termodinâmicas durante o ciclo de Rankine através do cálculo de prancheta.	48
Tabela 11: Propriedades termodinâmicas obtidas durante o ciclo de Rankine através do software CAT3.....	49
Tabela 12: Dados do ciclo de potência de Rankine.	51
Tabela 13: Dados referentes ao calor de pré-aquecimento da água dentro da caldeira no ciclo de Rankine.....	53
Tabela 14: Valores de calor máximo transferido dentro do trocador de calor para o diâmetro externo de 50mm com comprimento do tubo variando de 0,3m, 0,5m e 1m.	59
Tabela 15: Valores de calor máximo transferido dentro do trocador de calor para o diâmetro externo de 55mm com comprimento do tubo variando de 0,3m, 0,5m e 1m.	59

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A – Área (m^2)

c_p – Calor específico à pressão constante [$J/(kg \cdot K)$]

c_v – Calor específico à volume constante [$J/(kg \cdot K)$]

D – Diâmetro (m)

E – Energia total de um sistema

E_c – Módulo de compressibilidade de sólidos e líquidos (GPa)

g – Aceleração gravitacional (m/s^2)

h – Entalpia específica, Coeficiente de transferência de calor por convecção [$(W/(m^2 K))$]

I_c – Ignição por compressão

I_p – Ignição provocada

i – Número de ciclos por revolução de um motor

k – Coeficiente de troca de calor por condução de um fluido [$(W/(m K))$]

L – Comprimento, espessura (m)

m – Massa (kg)

\dot{m} – Vazão mássica (kg/s)

Nu – Número de Nusselt

n – Número do expoente

MCI – Motor à combustão interna alternativo

P – Pressão (Pa)

PMI – Ponto morto inferior

PMS – Ponto morto superior

Pr – Número de Prandtl

Q – Taxa de transferência de calor (W), quente

\dot{q} – Calor específico (kJ/kg)

q' – Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento (W/m)

q'' – Fluxo de calor (W/m^2)

R – constante específica de um gás [$J/(kg \cdot K)$]

R_c – Relação de compressão

Re – Número de Reynolds

R_{parede} – Resistência térmica da parede do trocador de calor

rpm – Rotação por minuto
RPS – Rotação por segundo
s – Entropia específica
T – Temperatura (*K*)
U – Energia interna total, coeficiente global de transferência de calor
u – Energia interna específica
V – Volume (m^3)
v – Velocidade (m/s)
 v_c – Velocidade do som no fluido (m/s)
 v_m – Velocidade média de escoamento do fluido (m/s)
 V_v – Cilindrada do motor (cm^3)
W – Potência (*W*)
 \dot{w} – Trabalho específico

LISTA DE SUBSCRITOS

e – Entra
ext – Externo
f - Frio
int - Interno
s – Sai
vc – Volume de controle

LETRAS GREGAS

η – Rendimento
 ρ – Massa específica (kg/m^3)
 μ – Viscosidade dinâmica ($kg/m s$)
 ΔT_{lm} – Variação da média logarítmica das temperaturas dos fluidos no trocador de calor
 ΔT_e – Excesso de temperatura
 \dot{v} - Vazão volumétrica (m^3/s)
 σ – Constante de Stefan-Boltzmann
 ϵ – Emissividade do corpo

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Objetivos do Trabalho	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 Ciclo Otto.....	21
2.2 Ciclos de Potência	21
2.2.1 Ciclo de Rankine com Superaquecimento	24
2.3 Transferência de Calor	25
2.3.1 Convecção	26
2.4 Trocadores de Calor	28
2.4.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor	30
2.4.2 Uso da Média Logarítmica das Temperaturas dos Fluidos	31
2.5 Considerações Fluidodinâmicas	32
2.6 Aspectos do Motor de Combustão Interna de Ignição por Centelha	34
3 METODOLOGIA	35
3.1 Propósito da Pesquisa	35
3.2 Obtenção dos Dados	36
4 ANÁLISE DOS RESULTADOS	37
4.1 Motor de Combustão Interna	38
4.2 Trocador de Calor de Tubos Concêntricos com Fluxo Contracorrente .	40
4.3 Ciclo de Rankine	48
5 CONCLUSÕES	54
REFERÊNCIAS	56
APÊNDICE A - VALORES DE CALOR MÁXIMO TRANSFERIDO DENTRO DO TROCADOR DE CALOR PARA DIFERENTES VALORES DE DIÂMETRO EXTERNO COM COMPRIMENTO DO TUBO VARIANDO DE 0,3m, 0,5m E 1m.	59

ANEXO A - REPRESENTAÇÃO DE MOTORES À COMBUSTÃO INTERNA... 60

1 INTRODUÇÃO

O escopo deste trabalho é verificar a viabilidade do aumento do rendimento de motores de combustão interna de 4 tempos por ignição provocada por fagulha, através da utilização do rejeito térmico de escape para utilização no aquecimento de água mediante a um trocador de calor de tubos concêntricos para geração de potência através do ciclo de Rankine.

Rendimento é a relação entre o trabalho líquido desenvolvido pelo motor em relação à quantidade de calor proveniente da combustão.

Pesquisas desenvolvidas na área buscam, através da utilização de ciclos de potência, os ciclos de Rankine, em diversas configurações, gerar potência através da parcela de energia desperdiçada através dos gases de escape.

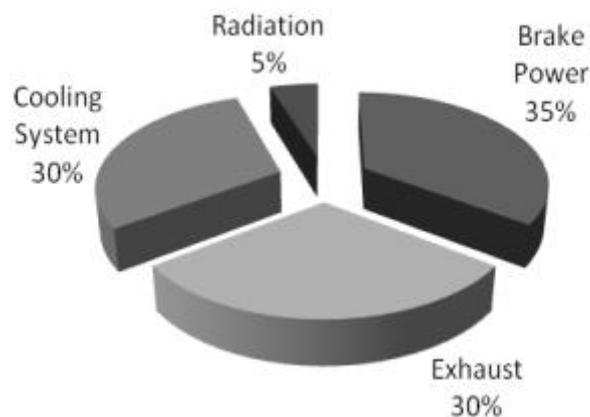
FU *et al.* (2012) desenvolveu um trabalho no qual um motor MCIA de 4 tempos teria o rejeito térmico utilizado para a geração de potência através de um ciclo de Rankine com superaquecimento. O ciclo de Rankine utilizado teria as pressões variando entre 0,1MPa até 14MPa, utilizando água como fluido de trabalho.

ZHU *et al.* (2013) em sua pesquisa o aproveitamento do rejeito térmico de escape através de um ciclo de Rankine com superaquecimento no estado de vapor superaquecido, contudo, diferentes fluidos de trabalho seriam utilizados para verificação da geração de potência proveniente da utilização de cada um deles.

Em média, de 30% a 35% da energia proveniente da queima de combustíveis em um motor de combustão interna são aproveitados para desenvolvimento de trabalho efetivo, ou seja, uma parcela de 65% a 70% da energia proveniente da combustão é desperdiçada entre sistema de refrigeração e perdas mecânicas, valores estes baseados em FU *et al.* (2012), JADHAO, THOMBARE (2013) e ZHU *et al.* (2013).

A Figura (1) apresenta a energia total produzida em um motor de combustão interna com ignição provocada por fagulha, bem como a porcentagem utilizada em cada uma dos sistemas.

Figura 1: Aproveitamento da energia proveniente da combustão em um MCIA-IC.



Fonte: JADHAO, THOMBARE, 2013.

Contudo, por se tratar de uma parcela considerável (30%), a qual é desperdiçada através do gás de escape, torna-se viável estudar métodos para aproveitar, se não totalmente, pelo menos, de maneira parcial, o aumento do rendimento do motor.

Maior rendimento acarreta na diminuição de consumo de combustível, correspondendo a um importante ponto para a diminuição de gastos dos proprietários de automóveis, bem como obter uma maior autonomia com o combustível, se comparado à um motor com rendimento menor.

A utilização de água como fluido complementar de trabalho em um ciclo de potência, o ciclo de Rankine, possibilitando a geração de potência com a parcela desperdiçada de calor no gás de escape, deve ser analisada para ver se a dificuldade de implementação de tal sistema complementar compensaria os gastos provenientes desta tentativa de reaproveitamento.

1.1 Objetivos do Trabalho

O presente trabalho possui como o intuito o de avaliar a potência gerada através do rejeito térmico do gás de escape, rejeito térmico este proveniente da combustão de gasolina dentro de um motor de combustão interna alternativo com ignição provocada por centelha – MCIA-IC, com volume de 1600cm³, através de um ciclo de Rankine com pressão máxima de funcionamento de 5MPa, atingindo o estado de vapor saturado a temperatura de 263,99°C.

O calor desperdiçado é transferido para a água através de um trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente. A análise do trocador de calor seria referente ao estudo do calor de pré-aquecimento da água dentro da caldeira, sendo essa energia térmica responsável pela elevação da temperatura da água de 81,65°C na saída da bomba, até a temperatura de 263,99°C, dentro da caldeira.

O estudo da viabilidade do aproveitamento do rejeito térmico do gás de escape de um MCI-IC foi realizado através da seleção de rotação do motor igual a 6000rpm, sendo esse o valor da rotação para a máxima potência atingida pelo motor. Tal valor foi estabelecido pois sendo esse o limite superior da energia aproveitável, pois seria nessa configuração que ocorreria o valor máximo de vazão volumétrica de gás de escape proveniente da combustão da gasolina dentro do motor.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A linha de pesquisa desenvolvida para o estudo do aproveitamento do rejeito térmico de escape de motores de combustão interna alternativos é ampla, sendo que diversas são as abordagens utilizadas para a elucidação de tal problema.

JADHAO, THOMBARE (2013) afirmam que, em média, 30% da energia gerada através da combustão em motores é desperdiçada através do gás de escape. Eles afirmam que tal energia desperdiçada pode ser aproveitada através de diferentes configurações de ciclos termodinâmicos, sendo os citados pelos autores os ciclos de Rankine, o ciclo Brayton e o ciclo Stirling.

SPROUSE III, DEPCIK (2012), afirmam que a utilização de diferentes fluidos orgânicos de trabalho, entre eles o benzeno, podem vir a ser útil na utilização de ciclos de potência devido à baixa temperatura necessária para elevar o estado termodinâmico do vapor até superaquecido. Os autores ainda verificam se diferentes configurações do ciclo de Rankine, tais quais o Rankine simples, o Rankine com superaquecimento e o Rankine regenerativo apresentam vantagens e desvantagens em sua utilização.

FU *et al.* (2012) demonstram que a utilização de um ciclo de Rankine com superaquecimento do estado de vapor aumenta o rendimento do ciclo, contudo, eles apresentam uma ampla gama de pressões máximas que utilizadas pelo ciclo, visando

determinar se os resultados obtidos experimentalmente corroboram os valores teóricos.

SOUZA (2010) apresenta dados experimentais obtidos através da instrumentalização de um motor à combustão interna alternativo de 4 tempos com ignição provocada por centelha. Tais valores apresentados são referentes aos diâmetros dos coletores de gás de escape, volume do motor, rotação máxima e taxa de compressão.

Ao tratar-se de sistemas termodinâmicos reais, BORGNAKKE *et al.* (2009) afirma que o motor térmico é um sistema que opera em ciclos, realizando trabalho líquido e trocando calor líquido positivamente, ou seja, trocando calor de uma fonte de maior temperatura para uma fonte de menor temperatura.

Tendo em vista o conceito de motor térmico, é essencial a utilização de um parâmetro que quantifique a relação entre a quantidade de energia consumida pelo motor e o trabalho realizado pelo mesmo, sendo esse conceito denominado de rendimento térmico.

O rendimento térmico é a razão entre o trabalho que o motor térmico realiza sobre a quantidade de calor fornecido pelo sistema, calor este que pode ser proveniente da combustão no caso de motores à combustão interna, ou no caso de fontes de calor, como por exemplo caldeiras.

No estudo de ciclos reais, fatores como atrito, expansão não resistida, diferença finita de temperatura entre fonte e sorvedouro; implicam na queda de rendimento de um motor ou máquina térmica qualquer. Tendo em vista tal ponto, é possível afirmar que a entropia de um sistema real sempre aumenta, pois este valor indica o quão irreversível tal processo termodinâmico é de fato.

Um dos fatores mais importantes nos estudos referentes aos motores de combustão interna é o rendimento. A definição de rendimento de acordo com BORGNAKKE *et al.* (2009), é o trabalho líquido desenvolvido pelo motor em relação ao calor que o motor produziu na queima do combustível.

No tocante à motores de combustão interna, o estudo para o melhoramento do rendimento, ou seja, aumentar a quantidade de trabalho desenvolvido em relação a mesma quantidade de calor produzido na queima de combustíveis, tem levado os pesquisadores à diferentes vertentes para conseguir extrair porcentagens de acréscimo neste rendimento; pois um rendimento superior resulta num consumo

menor de combustível, minimizando, assim, os gastos provenientes do funcionamento deste motor.

“O motor de combustão interna aproveita o aumento da pressão resultante da combustão da mistura ar- combustível para imprimir movimento de rotação ao veio do motor.” (MARTINS, 2006, p. 5).

The reciprocating internal combustion engine must be by the far the most for of engine or prime mover. As with most engines, the usual aim is to achieve a high work output with a high efficiency [...]. The two main types of internal combustion engine are: Spark ignition (SI) engines, where the fuel is ignited by a spark; and compression ignition (CI) engines, where the rise in temperature and pressure during compression is sufficient to cause spontaneous ignition of the fuel¹. (STONE, 1999, p. 1)

No estudo de motores de combustão interna, os ciclos termodinâmicos representam grande diferença nos motores, as quais diferem desde a forma desde a forma construtiva até no que refere-se ao rendimento total do sistema.

Los motores volumétricos, como los motores alternativos, encierran el fluido de trabajo em un recinto cerrado em el que se variará el volume y se realizará el ciclo termodinámico. En consecuencia, el ciclo termodinámico puede analizarse visualizando temporalmente los procesos de aportación y extracción de calor que se realizan en el volumen variable y por los cuales se realiza um trabajo em el eje de salida del motor². (AGRAMUNT, FLÓREZ, 2010, p. 39).

Alguns dos ciclos termodinâmicos mais comuns em motores são os ciclos Otto e o ciclo Diesel, sendo o ciclo Otto utilizado como base de comparação em motores para ciclos com ignição provocada e alta velocidade de compressão (STONE, 1999, p. 25). Já o ciclo Diesel é utilizado como referência em motores que utilizam a ignição por compressão (AGRAMUNT, FLÓREZ, 2010, p. 55).

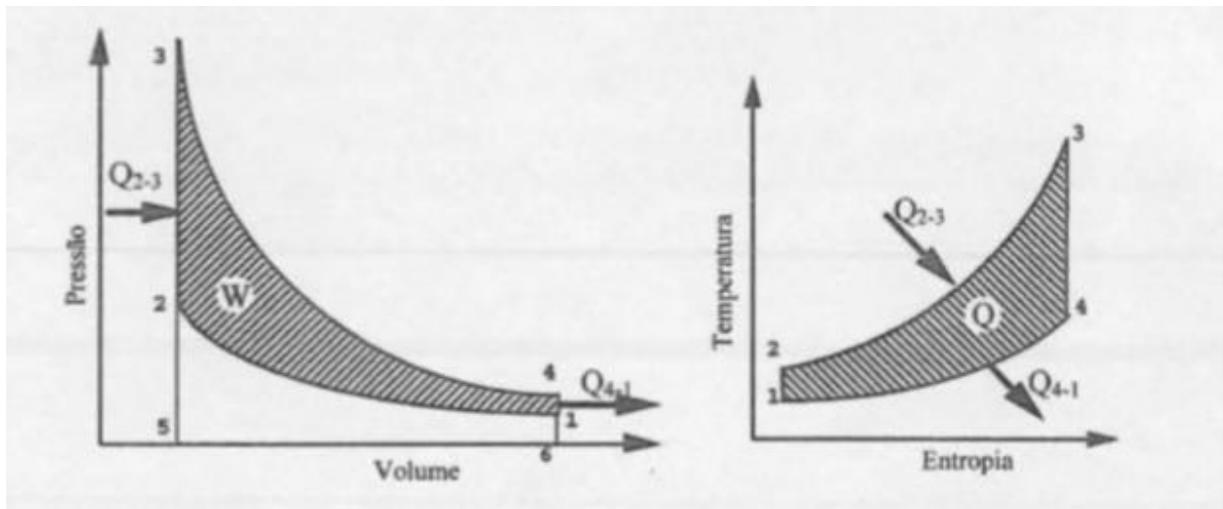
¹ O motor de combustão interna alternativo é de longe o mais utilizado dos motores ou propulsor. Como a maioria dos motores, sua finalidade é a de obter o maior trabalho com a maior eficiência [...]. Os dois principais tipos de motores à combustão interna são: Ignição por fagulha (SI), aonde o combustível entra em combustão por uma centelha; e os motores à compressão (CI), aonde o aumento na temperatura e pressão durante a compressão é suficiente para causar a combustão espontânea.

² Os motores volumétricos, como os motores alternativos, contém o fluido de trabalho em um recipiente fechado no qual se varia o volume e realiza o ciclo termodinâmico. Em consequência, o ciclo termodinâmico pode ser analisado visualizando temporariamente os processos de obtenção e extração de calor que se realizam em volume variável e pelos quais se realiza o trabalho com o eixo de saída do motor.

2.1 Ciclo Otto

No tocante ao ciclo Otto, o processo que ocorre entre os pontos 1-2 é uma compressão isoentrópica, já no processo entre os pontos 2-3 há uma adição de calor a volume constante proveniente da combustão do fluido de trabalho; entre os pontos 3-4 há uma expansão isoentrópica até o volume original do início do ciclo, enquanto que, entre os pontos entre os pontos 4-1, o calor é rejeitado a volume constante para completar o ciclo completo. Este processo pode ser visualizado na Figura (2).

Figura 2: Representação gráfica de um ciclo termodinâmico Otto idealizado.



Fonte: MARTINS, 2006, p.35.

O rendimento em ciclo Otto idealizado, ou seja, desconsiderando as perdas ao longo dos processos, é dependente da relação de compressão do fluido e não da temperatura (STONE, 1999, p. 26). O rendimento é dado pela Equação (1)

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{R_c^{k-1}} \quad (1)$$

2.2 Ciclos de Potência

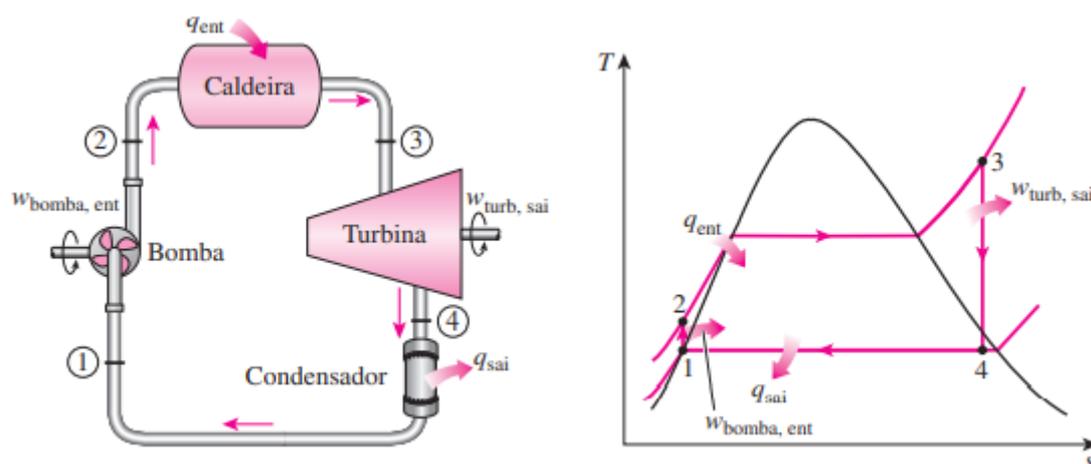
Muitos dos problemas práticos do ciclo de Carnot podem ser eliminados ao se superaquecer o vapor de água na caldeira e condensá-lo completamente no condensador [...] O ciclo resultante é o ciclo de Rankine, que é o ciclo ideal das usinas de potência a vapor. (ÇENGEL, BOLES, 2013, p. 557).

Para o ciclo de Rankine idealizado, alguns pontos são observados, tais quais o estado termodinâmico do fluido na entrada e saída da bomba, o título de vapor do fluido de trabalho na entrada da turbina para realização da expansão. Os pontos observados devem ser:

- A água entra na bomba no estado de líquido saturado e sofre uma compressão ISOENTRÓPICA, deste modo deixando a bomba no estado de líquido comprimido;
- A água entra na caldeira no estado de líquido comprimido, aonde recebe calor a uma pressão constante, até atingir o estado de vapor superaquecido;
- Vapor superaquecido entra na turbina, expandindo-se de forma ISOENTRÓPICA, deste modo realizando trabalho ao girar as pás da turbina que são acopladas à um eixo;
- Após expandir-se isoentropicamente na turbina, o vapor que antes era superaquecido, agora encontra-se no estado bifásico, aonde passa por um condensador aonde há a troca de calor a pressão constante, até o fluido encontrar-se novamente no estado de líquido saturado.

A representação do ciclo de Rankine simples e idealizado é apresentado na Figura (3).

Figura 3: Representação de um ciclo de Rankine simples.



Fonte: Adaptado de ÇENGEL, BOLES, 2013.

Ao se trabalhar com o ciclo de Rankine idealizado, é importante ressaltar que todos os componentes que pertencem ao ciclo (condensador, bomba, turbina e caldeira) são dispositivos que trabalham em regime permanente, e que as diferenças de energia cinética e potencial são desprezíveis se comparadas com a troca de calor (ÇENGEL, BOLES, 2013, p. 558).

A relação entre a energia total de um sistema, E , o trabalho produzido pelo mesmo sistema, W , e o calor transferido durante um ciclo termodinâmico, Q , produzem a Primeira Lei da Termodinâmica. Tal lei é apresentada na Equação (2)

$$\Delta E = Q - W \quad (2)$$

A parcela referente à energia total do sistema, E , pode ser simplificada ao se assumir que as parcelas referentes às energias potencial e cinética são desprezíveis se comparadas a energia interna que é função da temperatura do sistema. Desta forma, a Equação (2) pode ser reescrita simplesmente como sendo a variação da energia interna do sistema. Tal relação é apresentada através da Equação (3).

$$\Delta U = Q - W \quad (3)$$

“Transferência de calor (ou calor) é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço.” (INCROPERA *et al.*, 2008, p. 2).

Para o caso de um ciclo termodinâmico que opere em um regime permanente, a Primeira Lei da Termodinâmica pode ser reescrita através da Equação (4).

$$Q_{vc} + \dot{m}_e (h_e) = W_{vc} + \dot{m}_s (h_s) \quad (4)$$

O trabalho produzido pela bomba durante um ciclo de Rankine é obtido através das entalpias de saída e entrada da bomba, respectivamente. O trabalho da bomba é apresentado na Equação (5).

$$\dot{w}_{bomba} = h_2 - h_1 \quad (5)$$

O trabalho da turbina é uma função das entalpias de entrada e saída. Este trabalho é apresentado através da Equação (6).

$$\dot{w}_{turbina} = h_3 - h_4 \quad (6)$$

O calor trocado dentro da caldeira de aquecimento é uma relação entre as entalpias do fluido de trabalho na entrada e na saída deste componente. A Equação (7) apresenta esta relação.

$$\dot{q}_{caldeira} = h_3 - h_2 \quad (7)$$

O calor trocado no condensador é uma relação direta entre as entalpias de entrada e saída do fluido de trabalho dentro do mesmo. Tal relação é exposta na Equação (8).

$$\dot{q}_{condensador} = h_4 - h_1 \quad (8)$$

O rendimento termodinâmico para o ciclo de Rankine, de acordo com ÇENGEL, BOLES (2013), é uma função do calor que entra no ciclo, através de uma fonte, a temperatura elevada, e o calor é rejeitado pelo ciclo através de perdas térmicas. A Equação (9) apresenta a relação para o rendimento termodinâmico para um ciclo de potência.

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{Q_{condensador}}{Q_{caldeira}} \right) \quad (9)$$

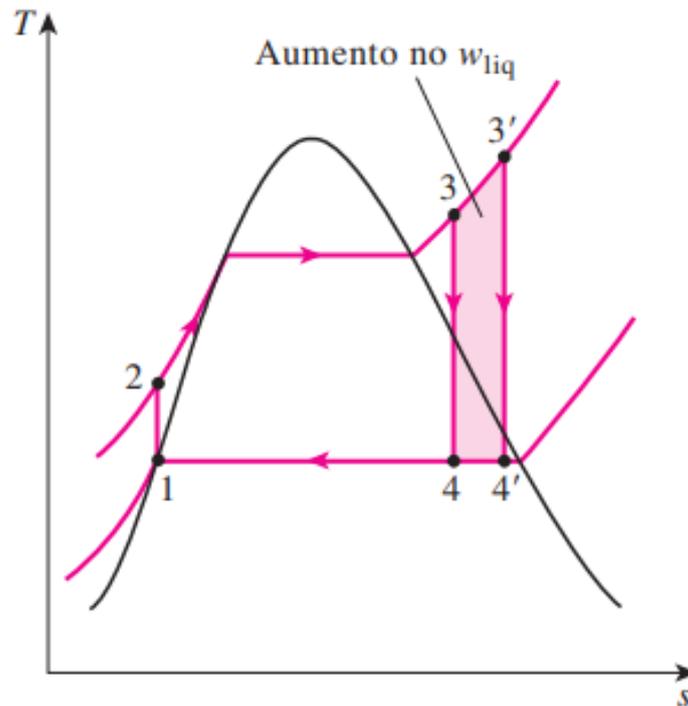
2.2.1 Ciclo de Rankine com Superaquecimento

Uma das maneiras de se aumentar a eficiência do ciclo de Rankine é aumentando a temperatura de superaquecimento do vapor dentro da caldeira.

O aumento da temperatura do vapor superaquecido na saída da caldeira aumenta o trabalho líquido do ciclo, além de acarretar no aumento do número do título (razão entre a massa de vapor da mistura e a massa total da mistura) após a expansão isoentrópica do vapor no final da turbina.

A Figura (4) traz um comparativo entre a potência produzida através do ciclo de Rankine simples e o aumento da potência decorrida do aumento da temperatura de superaquecimento do vapor no ciclo de Rankine superaquecido, apresentado na figura pelos números 3' e 4'.

Figura 4: Comparativo entre a potência produzida pelos ciclos de Rankine simples e Rankine superaquecido.



Fonte: ÇENGEL, BOLES, 2013.

As propriedades termodinâmicas para a água e o ar atmosférico idealizado, como fluidos de trabalho, são apresentados no ANEXO A.

2.3 Transferência de Calor

Calor ou transferência de calor é a energia térmica, proveniente da diferença de temperatura entre dois corpos, em trânsito no espaço. Sempre que diferentes corpos estiverem a temperaturas diferentes, haverá a troca de calor entre eles.

A transferência de calor abrange diversas áreas do ramo da engenharia que, de acordo com ÇENGEL, GHAJAR (2012), vão desde trocadores de calor, caldeiras, condensadores, refrigeradores, fornos entre outros equipamentos.

De acordo com INCROPERA *et al.* (2011) os processos de transferência de calor entre os corpos podem ocorrer de três maneiras, as quais são, respectivamente: condução, convecção e radiação.

2.3.1 Convecção

Convecção é o modo de transferência de energia entre a superfície sólida e a líquida ou gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados de *condução* e *movimento de um fluido*. Quanto mais rápido for o movimento do fluido, maior será a transferência de calor por convecção. Na ausência de qualquer movimento de massa de fluido, a transferência de calor entra a superfície sólida e o fluido adjacente se dá por pura condução. (ÇENGEL, GHAJAR, 2012, p. 25).

A transferência de calor através do fenômeno da convecção pode ser classificada entre convecção forçada e convecção natural (INCROPERA *et al.*, 2011).

A convecção natural, de acordo com ÇENGEL, GHAJAR (2012), é caracterizada quando o movimento do fluido é originado através da diferença de densidade, decorrentes da variação de temperatura no fluido.

A convecção forçada é observada quando o movimento do fluido ocorre através da influência de forças externas, tais como, por exemplo, a utilização de bombas e ventoinhas que provocam um deslocamento no fluido.

“O coeficiente de transferência de calor por convecção h não é uma propriedade do fluido.” (ÇENGEL, GHAJAR, 2012, p. 26).

Os valores deste coeficiente de transferência de calor são obtidos experimentalmente, de tal modo que a geometria da superfície sobre a qual o fluido escoar, a natureza do movimento do fluido, as propriedades do fluido e a velocidade da massa do fluido são fatores decisivos para a sua determinação.

A transferência de calor por convecção refere-se, entre outros aspectos, ao escoamento da massa de fluido sobre uma superfície. A velocidade de escoamento sobre a superfície é uma abordagem da mecânica dos fluidos, a qual diz que a velocidade é apresentada através do conceito de camada-limite de velocidade.

Esta camada-limite diz que a velocidade de escoamento varia dentro de uma região aonde a influência dos efeitos viscosos do fluido influencia diretamente sobre a velocidade de uma partícula.

A velocidade de uma partícula, apresentada na através da Equação (10), é dada para um ponto no espaço. As componentes dx, dy, dz são atribuídas para as velocidades nas direções x, y, z , para um escoamento em coordenadas retangulares.

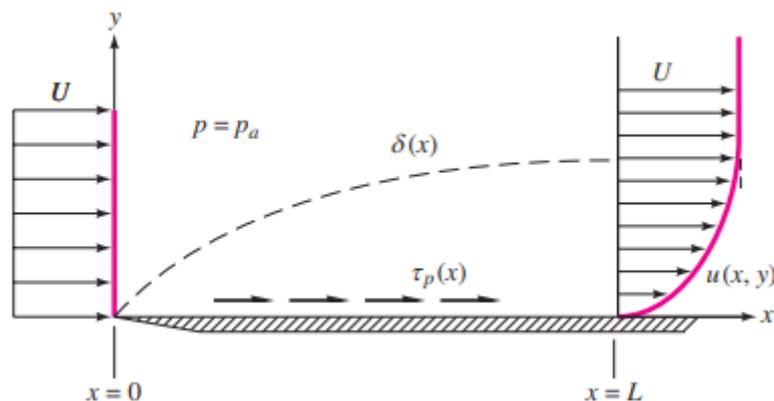
$$\vec{V} = \left(\frac{dx}{dt} + \frac{dy}{dt} + \frac{dz}{dt} \right) = (u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}) \quad (10)$$

Considerando um escoamento unidimensional na direção x , a condição de não deslizamento na interface sólido-fluido é dada pela Equação (11).

$$\frac{dx}{dt} \Big|_{y=0} = 0 \quad (11)$$

O perfil da camada-limite de escoamento, baseado nas asserções acima apresentadas, é demonstrado na Figura (5).

Figura 5: Representação de uma camada-limite de escoamento de um fluido sobre uma placa plana.

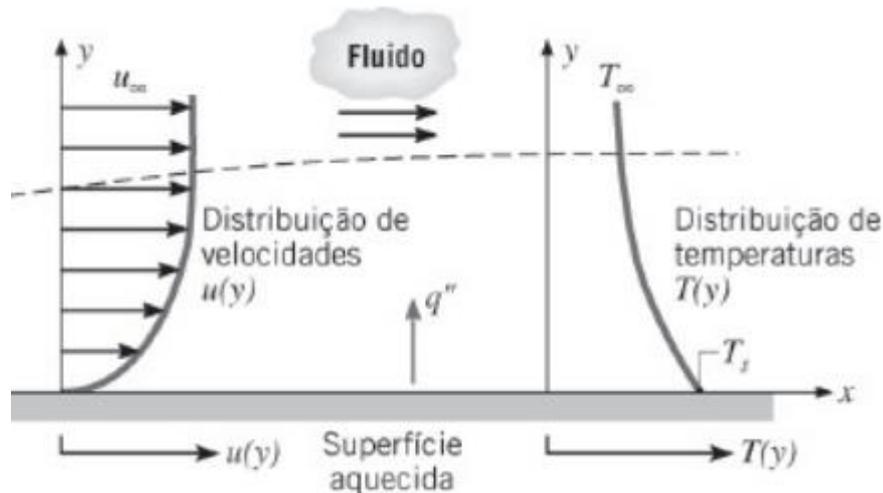


Fonte: WHITE, 2011.

De maneira similar, segundo INCROPERA *et al.* (2011), a distribuição de temperaturas entre um fluido e uma superfície também apresenta uma camada-limite de temperaturas, sendo que a camada-limite de escoamento está diretamente

relacionada a esta distribuição de temperaturas. Uma representação de uma camada-limite de temperaturas é apresentada na Figura (6).

Figura 6: Representação da relação entre as camadas-limite de escoamento e de temperaturas durante o fenômeno da convecção de calor.



Fonte: INCROPERA *et al.*, 2011.

2.4 Trocadores de Calor

O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a temperaturas diferentes e separados por uma parede sólida têm muitas aplicações dentro da engenharia, tais como para o aquecimento e resfriamento de ambientes, geração de potência, recuperação de calor, entre outros (INCROPERA *et al.*, 2011).

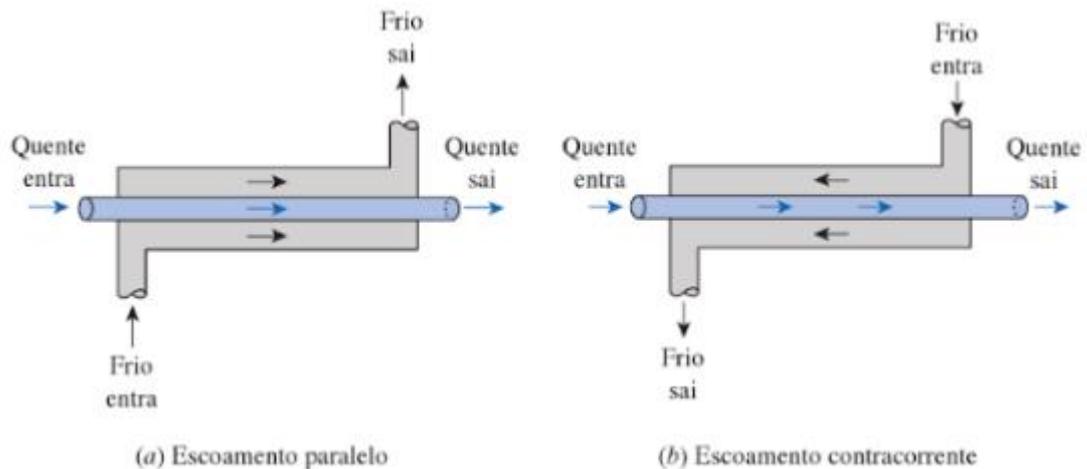
Os trocadores de calor são classificados em função da configuração de escoamento dos fluidos e o tipo de construção que apresentam.

O modelo mais simples de trocador de calor é considerado o de tubos concêntricos. Para esta configuração, o aspecto construtivo ocorre através de dois tubos de diâmetros distintos, os quais são colocados de maneira concêntrica um dentro do outro.

Para essa configuração de trocador de calor, o escoamento pode ocorrer de maneira em que os fluidos entrem ambos na mesma extremidade, escoem no mesmo sentido e saiam pela mesma extremidade. Essa é denominada como configuração paralela. Caso os fluidos entrem em extremidades distintas, a configuração de

escoamento é denominada de contracorrente. A Figura (7) apresenta as configurações (a) paralela e (b) contracorrente.

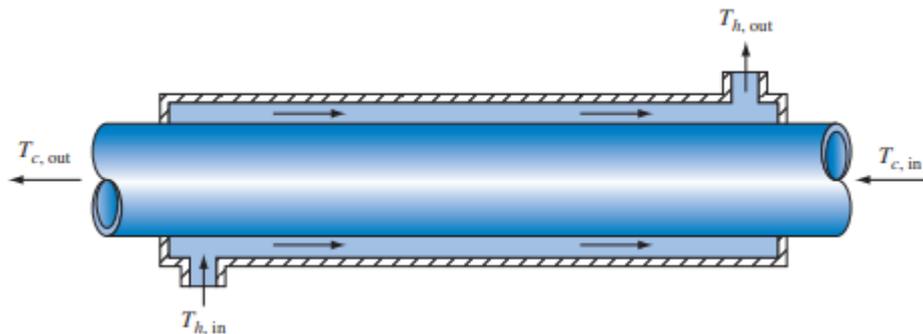
Figura 7: Configurações de escoamento para trocadores de calor de tubos concêntricos.



Fonte: SANTOS, 2017.

Para os trocadores de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente, a entrada do fluido a alta temperatura coincide com a saída do fluido a baixa temperatura, além de proporcionar uma maior variação de temperatura se comparada com o fluxo paralelo. Essa configuração simplificada é apresentada na Figura (8).

Figura 8: Trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente.



Fonte: KREITH, MANGLIK, BOHN, 2011.

É importante ressaltar que os trocadores de calor apresentam normas construtivas e de utilização, as quais levam em consideração uma série de parâmetros, desde os parâmetros construtivos até os referenciais de tamanho,

utilização, escoamento, dentre outros. Por sua vez, tal regulamentação é desenvolvida pela TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION – TEMA.

2.4.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor

Segundo ÇENGEL, GHAJAR (2012), o processo de transferência de calor em um trocador de calor ocorre entre dois fluidos separados por uma parede sólida. Em um primeiro momento, o calor é transferido do fluido à alta temperatura para a parede sólida por meio da convecção. Já a transferência de calor entre as extremidades da parede se dá através da condução. Por fim, a parede transfere calor para o fluido a baixa temperatura, o que ocorre mediante a convecção de calor.

O processo de transferência de calor dentro de um trocador de calor do tipo tubos concêntricos envolve duas resistências térmicas à convecção e uma a condução de calor.

No tocante a resistência térmica da parede do trocador de calor, R_{parede} , a mesma corresponde a uma função direta entre os diâmetros interno, D_{int} , o diâmetro externo, D_{ext} , o comprimento do tubo, L , e a condutividade térmica do material da parede, k . A Equação (12) apresenta o conceito de resistência térmica a condução do trocador de calor de tubos concêntricos.

$$R_{parede} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi kL} \quad (12)$$

Contudo, quando a espessura da parede do tubo for pequena e a condutividade térmica do material da parede for elevada, como geralmente ocorre, essa parcela é desprezível na determinação do coeficiente global de temperatura (ÇENGEL, GHAJAR, 2012).

O coeficiente global de transferência de calor, U , é uma função dos coeficientes convectivos interno e externo, h_{int} e h_{ext} , e das áreas interna e externa do tubo, A_{int} e A_{ext} . A Equação (13) apresenta esta relação.

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{A_{int} h_{int}} + \frac{1}{A_{ext} h_{ext}} \quad (13)$$

2.4.2 Uso da Média Logarítmica das Temperaturas dos Fluidos

Segundo INCROPERA *et al.* (2011), ao projetar ou determinar o desempenho de um trocador de calor, é necessário relacionar a taxa total de transferência de calor, Q , com grandezas tais como as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio. Para o fluido quente, o subscrito q , já para o fluido frio, será adotado o subscrito f .

No caso aonde a troca de calor entre o trocador de calor e sua vizinhança for idealizada como nula e as parcelas de energia cinética e potencial dos fluidos forem desprezíveis, a taxa de transferência de calor é determinada como uma função das entalpias de entrada e saída dos fluidos, a vazão mássica dos fluidos frio e quente. Tal afirmação é apresentada na Equação (14) para o fluido frio e Equação (15) para o fluido quente.

$$Q = \dot{m}_f (h_{f,s} - h_{f,e}) \quad (14)$$

$$Q = \dot{m}_q (h_{q,e} - h_{q,s}) \quad (15)$$

Para a configuração de escoamento contracorrente, a variação de temperatura em relação à posição dos fluidos dentro do trocador de calor, ΔT_{lm} , é apresentada na Equação (16).

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \left[\frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})} \right]} \quad (16)$$

Desta forma, a taxa total de calor transferido por um trocador de calor é uma relação direta da área efetiva de troca térmica, A , o coeficiente global de transferência de calor, U , e a variação da temperatura dentro do trocador de calor através da média log das temperaturas dos fluidos, ΔT_{lm} . Essa relação é apresentada na Equação (17).

$$Q = AU\Delta T_{lm} \quad (17)$$

2.5 Considerações Fluidodinâmicas

No estudo dos comportamentos de um fluido, existe um fator que determina qual o comportamento de um fluido ao escoar. Tal fator é o número adimensional de Reynolds.

O número de Reynolds é o parâmetro adimensional que relaciona a velocidade do escoamento, v , a viscosidade dinâmica, μ , a densidade do fluido, ρ , e o comprimento da superfície por onde o fluido escoar, L . A Equação (18) fornece esta relação.

$$Re = \frac{\rho L v}{\mu} \quad (18)$$

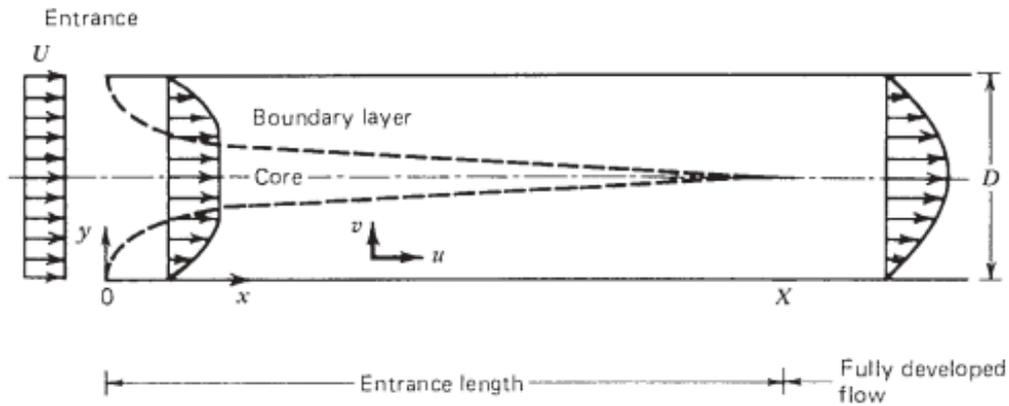
Entretanto, para o caso do escoamento de um fluido dentro de um tubo com seção circular, aonde exista uma vazão mássica do fluido, \dot{m} , INCROPERA *et al.* (2011) afirma que o número de Reynolds pode ser apresentado na forma da Equação (19).

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi\mu D} \quad (19)$$

Contudo, o número de Reynolds necessita de uma verificação para a determinação do regime de escoamento do fluido, de tal modo que o regime pode ser laminar, o qual corresponde como sendo um movimento ordenado das moléculas; de transição, aonde se apresentam indícios de desordens ou perturbações e, por fim, o regime turbulento, caracterizado pela aleatoriedade do movimento das partículas do fluido.

A Figura (9) apresenta uma representação destas configurações de escoamento de um fluido sobre uma placa plana.

Figura 9: Representação do perfil de escoamento incompressível dentro um tubo.



Fonte: BEJAN, 2013.

Para determinar o regime de escoamento, WHITE (2011) apresenta uma série de intervalos para determinar como sendo laminar, transição ou turbulento o escoamento de um fluido. Estes intervalos são apresentados na Figura (11).

Figura 10: Intervalos para caracterização do escoamento de um fluido.

- $0 < Re < 1$: movimento laminar altamente viscoso (*creeping flow*)
- $1 < Re < 100$: laminar, forte dependência do número de Reynolds
- $100 < Re < 10^3$: laminar, a teoria da camada-limite é útil
- $10^3 < Re < 10^4$: transição para a turbulência
- $10^4 < Re < 10^6$: turbulento, dependência moderada do número de Reynolds
- $10^6 < Re < \infty$: turbulento, fraca dependência do número de Reynolds

Fonte: WHITE, 2011.

Outro importante número adimensional a ser observado é o número de Prandtl. O parâmetro adimensional de Prandtl é a relação do calor específico à pressão constante, c_p , a viscosidade dinâmica, μ , e o coeficiente de troca de calor por condução, k . A Equação (20) relaciona essas grandezas.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (20)$$

Não obstante, faz-se necessário abordar o número de Nusselt, também condizente a um número adimensional, quando se trata de transferência de calor. O parâmetro adimensional de Nusselt é definido como a relação entre o coeficiente de troca de calor por condução do fluido, k , a espessura da seção, L , e o coeficiente de troca de calor por convecção do local, h . (KREITH, MANGLIK, BOHN, 2011, p. 274). Tal relação é fornecida na Equação (21).

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (21)$$

Entretanto, para o caso de um escoamento em regime turbulento dentro de seções circulares, o número de Nusselt é obtido através de observações empíricas, tanto no que diz respeito ao aquecimento de um fluido como no processo de resfriamento (INCROPERA *et al.*, 2011). Esta relação é apresentada na Equação (22).

$$Nu = 0,023 (Re)^{0,8} (Pr)^n \quad (22)$$

No caso do aquecimento de um fluido dentro de uma seção circular, escoando em regime turbulento, o expoente n é igual a 0,4; já para o caso de resfriamento, o expoente n é 0,3.

2.6 Aspectos do Motor de Combustão Interna de Ignição por Centelha

O valor de volume varrido entre os pontos morto superior e morto inferior é denominada cilindrada do motor. Teoricamente, um motor que possua um número n de cilindros, cada cilindro tendo um diâmetro D e um comprimento de curso C . Para elucidar tal conceito, a relação teórica da cilindrada é fornecida pela Equação (23).

$$V_v = \frac{n \pi C (D)^2}{4} \quad (23)$$

De acordo com MARTINS (2006), os automóveis mais vendidos no continente europeu apresentam valores de cilindrada entre 1400 cm³ e 1600cm³.

A determinação da vazão volumétrica de gás de escape, $\dot{V}_{gás}$, que ocorre após a combustão e exaustão dos produtos da combustão dentro das câmaras do motor é

obtida, de acordo com JADHAO, THOMBARE (2013), através da relação entre a rotação por segundo do motor, RPS, a cilindrada do motor, V_v , e o número de ciclos por revolução, i . Essa relação é apresentada na Equação (24).

$$\dot{V}_{gás} = i(RPS)V_v \quad (24)$$

É importante observar que, de acordo com PAYRI, DESANTES (2011), o número de ciclos por revolução que um motor de 4 tempos leva completar um ciclo completo é de 0,5, pois metade dos pistões trabalham em defasagem, de modo que dois pistões estão fazendo a admissão enquanto que dois pistões estão fazendo a exaustão dos gases.

3 METODOLOGIA

O presente capítulo aborda o propósito da pesquisa, a abordagem desenvolvida neste trabalho e as técnicas utilizadas na geração de dados apresentados mais adiante no corpo deste trabalho.

3.1 Propósito da Pesquisa

O presente trabalho acadêmico corresponde como sendo uma pesquisa exploratória acerca do aproveitamento da energia desperdiçada pelo gás de escape de um motor de combustão interna alternativo por ignição por centelha. O percentual de energia desperdiçada (30%) foi absorvido, por sua vez, mediante a um trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente, visando o aquecimento de água, para a realização de um ciclo de potência de Rankine.

Para atestar a relevância do estudo, os dados utilizados e obtidos foram passados por uma avaliação quantitativa, visando determinar se através do calor obtido do gás de escape é possível realizar um ganho líquido de potência efetiva no motor e, caso afirmativo, se as configurações do trocador de calor são ideias ou não para a recuperação desta energia térmica.

3.2 Obtenção dos Dados

Para a obtenção dos dados iniciais referentes ao motor, foram utilizados o catálogo do fabricante de dispositivos mecânicos automotivos KSPG Automotive Brazil LTDA, das montadoras automotivas HYUNDAI e VOLKSWAGEN, através dos quais foram fornecidas as dimensões básicas do motor de 1600cm³ movido à gasolina e sem a presença de turbo compressores.

A utilização dos motores de 1600cm³ ocorreu devido ao fato de que a Agência Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores – ANFAVEA, informou que para o ano de 2020, o total de veículos licenciados para circulação no Brasil dentro da categoria de +1000cm³ até 2000cm³ eram de 814311 veículos, valor este que corresponde a 50,4% da frota nacional de veículos.

Os parâmetros construtivos e operacionais do motor estudado são apresentados na Tabela (1).

Tabela 1: Dados técnicos do motor 1.6 utilizado.

Cilindrada (cm ³)	Nº de pistões	Diâmetro do pistão (mm)	Curso do pistão (mm)	Combustível	Taxa de compressão	Potência efetiva (cv)	Potência efetiva (kW)	Rejeito térmico (kW)
1595	4	81	77,4	Gasolina	10:1	110	80,9	69,35

Fonte: Autoria própria, 2020.

Após obtidos os dados tabelados do motor especificado, foi estipulado, com base nos trabalhos de ZHU *et al.* (2013), JADHAO, THOMBARE (2013), FU *et al.* (2012), PAYRI, DESANTES (2011) e MARTINS (2006) a quantidade de calor desperdiçada através do gás de escape do motor após a combustão, valor este fixado como 30% da energia total produzida através da combustão.

Com o valor da quantidade de calor rejeitada pelo gás de escape, foi determinado que a vazão deste gás proveniente diretamente do motor, vazão esta oriunda do maior valor de rotações por minuto que o motor desempenha, que para o motor 1.6 é da ordem de 6000rpm; iria passar através de um trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente, para trocar calor com água proveniente do sistema de radiador do automóvel.

O trocador de calor deveria ter a seção transversal com um diâmetro interno igual a 40mm, e o diâmetro do tubo externo deve variar entre 40mm até 55mm (SOUZA, 2010).

Para cada configuração do trocador de calor, é visualizado se esta configuração não supera os valores de Mach para escoamentos laminares (0,3), e do número de Reynolds para escoamento de ambos os fluidos que realizam a transferência de calor dentro do trocador de calor de tubos concêntricos.

Após ter trocado calor com o gás de escape, a massa de água irá realizar um ciclo de potência de Rankine na temperatura do vapor saturado, visando aumentar, assim, o rendimento termodinâmico do ciclo.

Os valores de pressão utilizados são baseados em valores de utilizados em trabalhos tidos como referência deste, sendo que a pressão máxima de 5 Mpa é utilizada devido a facilidade de obtenção e o custo relativamente baixo se comparado às bombas que atingem pressões mais elevadas

A pressão baixa de 0,05 Mpa foi arbitrada devido ao fato que o gás de escape, ao sair pelo escapamento, deve estar no estado de vapor saturado ou superaquecido para evitar a corrosão do escapamento.

Os dados do ciclo de Rankine são submetidos ao programa de propriedades termodinâmicas Computer Aided Thermodynamic Tables 3 – CAT3, software responsável pela obtenção dos valores referentes às pressões, temperaturas, entalpias e entropias dos pontos constituintes do ciclo termodinâmico.

Em decorrência da pandemia provocada pelo COVID-19, não foi possível realizar a medição experimental dos dados. Por este motivo, todos os dados utilizados são fundamentalmente teóricos, baseados nas referências bibliográficas adotadas para a realização do presente trabalho.

4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os tratamentos realizados nos dados obtidos através de observações e equacionamentos.

4.1 Motor de Combustão Interna

Baseados nos dados apresentados na Tabela (1) oriundos dos catálogos da fornecedora de peças automotivas KSPG Automotive Brazil LTDA, das montadoras HYUNDAI e VOLKSWAGEN, foi determinado o valor do calor rejeitado através do gás de escape proveniente do motor. O passo seguinte foi determinar a vazão volumétrica e a vazão mássica do gás de escape.

Para determinação da vazão volumétrica e mássica do gás de escape, segundo SOUZA (2010), é necessário estabelecer a rotação do motor, a temperatura do ar dentro da câmara de combustão, a cilindrada do motor, a massa específica do ar dentro da câmara de combustão, além do número de ciclos por revolução do motor.

Baseados nas variáveis estabelecidas, através da utilização da Equação (24), foi determinada a vazão volumétrica do gás de escape, considerando o mesmo como uma idealização do ar-seco.

$$\dot{V}_{gás} = i(RPS)V_v \quad (24)$$

$$\dot{V}_{gás} = 0,5 \left(\frac{6000 \text{ rpm}}{60 \text{ segundos}} \right) 0,0016 m^3$$

$$\dot{V}_{gás} = 0,08 m^3/s$$

Na determinação do valor de vazão mássica de gás de escape, é necessário determinar o valor da massa específica, sendo esta propriedade uma função da temperatura do gás.

Foi determinado que a temperatura do gás de escape, no momento antes do início da combustão, seria de 298,15K (25°C). Com este valor de temperatura, foi realizada uma interpolação linear através da Tabela (22) do ANEXO A, deste modo obtendo um valor de massa específica de $\rho_{gás} = 1,17 kg/m^3$.

Deste modo, a vazão mássica é uma função direta da vazão volumétrica e da densidade, sendo descrita através da Equação (25).

$$\dot{m}_{gás} = \rho \dot{V}_{gás} \quad (25)$$

$$\dot{m}_{gás} = 1,17 kg/m^3 (0,08 m^3/s)$$

$$\dot{m}_{gás} = 0,09360 \text{ kg/s}$$

Para as condições iniciais de operação do motor, foi desenvolvida a Tabela (2), correlacionando todos os dados obtidos anteriormente de vazão, rotação, massa específica.

Tabela 2: Dados referentes ao motor e gás de escape.

Temperatura (K)	Cilindrada (m ³)	<i>i</i>	RPS	ρ (kg/m ³)	$\dot{V}_{gás}$ (m ³ /s)	$\dot{m}_{gás}$ (kg/s)
298,15	0,0016	0,5	100	1,17	0,08	0,093

Fonte: Autoria própria, 2020.

Na determinação teórica da temperatura do gás de escape após exaustão da câmara de combustão, PAYRI, DESANTES (2011) e MARTINS (2006) afirmam que a temperatura logo na saída da câmara pode alcançar 700°C, entretanto, a temperatura deste gás cai rapidamente devido às trocas realizadas com os dutos de escape.

Baseados em dados obtidos de FU *et al.* (2012) que afirmam que a temperatura do gás de escape varia conforme o local da aferição, podendo assumir valores entre 670°C logo na saída da câmara de combustão, até valores da faixa dos 500°C na junção dos dutos de escape.

Nos cálculos realizados neste trabalho, foi assumida a temperatura do gás de escape igual a 500°C, estando o trocador de calor instalado logo após a junção dos dutos de escape.

O estado termodinâmico do gás de escape na saída do escapamento precisa ser de vapor saturado ou de vapor superaquecido, impedido, assim, a condensação de qualquer massa de água presente na mistura.

Para PAYRI, DESANTES (2011), a temperatura na saída do escapamento deve ser superior aos 100°C, pois o calor de condensação da água não pode ser aproveitado. A temperatura idealizada do gás de escape na saída do escapamento adotada neste trabalho é de 393,15 K.

4.2 Trocador de Calor de Tubos Concêntricos com Fluxo Contracorrente

O trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente é o dispositivo utilizado para realizar a troca de calor entre o gás de escape proveniente da combustão (fluido a alta temperatura) para a água, proveniente de arrefecimento do motor (fluido a baixa temperatura).

Contudo, é necessário determinar a vazão mássica de água necessária para a realização do ciclo de potência de Rankine.

Foram considerados nos cálculos que o trocador de calor não trocaria calor com o ambiente, sendo que todo o calor trocado seria totalmente transferido do fluido a elevada temperatura para o fluido a baixa temperatura. Esta simplificação é necessária para os cálculos que se sucedem.

Para se determinar as propriedades termodinâmicas dos fluidos que trocam calor dentro do trocador de calor, de acordo com INCROPERA *et al.* (2011), se faz necessário obter a média de temperatura de cada um dos fluidos, obtendo, deste modo, as propriedades médias de cada um desses fluidos.

As propriedades médias obtidas são em função das temperaturas de entrada e saída de cada um dos fluidos dentro do trocador de calor.

Os valores das propriedades termodinâmicas para o gás de escape e a água são apresentados na Tabela (3).

Tabela 3: Valores de temperaturas médias dos fluidos.

Fluido	Temperatura de entrada (K)	Temperatura de saída (K)	Entalpia de entrada (kJ/kg)	Entalpia de saída (kJ/kg)	Temperatura média (K)
Ar seco	773,15	393,15	792,5464	394,0615	583,15
Água	354,48	537,14	346,1209	2794,33	445,81

Fonte: Autoria própria, 2020.

Determinadas as temperaturas médias dos fluidos dentro do trocador de calor, é necessária a determinação das demais propriedades termodinâmicas de cada fluido, baseadas nas temperaturas obtidas na Tabela (3).

As propriedades termodinâmicas para a água e o gás de escape são apresentadas na Tabela (4).

Tabela 4: Valores médios das propriedades dos fluidos dentro do trocador de calor.

Fluido	Temperatura média (K)	C_p (kJ/kg K)	k 10^{-3} (W/mK)	μ 10^{-7} (Ns/m ²)	Pr
Ar seco	583,15	1,0473	45,89	299,94	0,684
Água	445,81	4,3832	679,676	1561,9	1,0109

Fonte: Autoria própria, 2020.

Após obtidas as propriedades termodinâmicas médias dos fluidos dentro do trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente, foi determinada a vazão mássica de água necessária para troca de calor com o gás de escape para realização do ciclo de Rankine.

A vazão mássica de água foi obtida após assumir que o trocador de calor não trocava calor com o ambiente, desta forma $Q_{vc} = 0$ na Equação (4). Deste modo, o calor fornecido pelo gás seria absorvido pela água. Nesse processo, foram igualadas as equações (18) e (19), juntamente com os valores de entalpia fornecidos na Tabela (3).

$$\dot{q} = \dot{m}_f (h_{f,s} - h_{f,e}) = \dot{m}_q (h_{q,e} - h_{q,s})$$

$$\dot{m}_f (2794,33 - 346,1209) = 0,0936 (792,5464 - 394,0615)$$

$$\dot{m}_f = 0,01523 \text{ kg/s}$$

Após a obtenção das propriedades termodinâmicas médias da água e do gás de escape, foi mensurada a quantidade máxima de calor que o trocador de calor pode trocar entre os fluidos para essa configuração de vazão mássica e faixas de temperatura.

A quantidade máxima de calor que o trocador de calor pode trocar, Q_{max} , é uma função das temperaturas de entrada do fluido a alta temperatura e do fluido a baixa temperatura, além da relação entre o calor específico à pressão constante, C_p , e a vazão mássica de cada fluido, \dot{m}_{fluido} . Esta relação é apresentada na Equação (26).

$$Q_{max} = \dot{m}_{fluido} C_p (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (26)$$

O valor do calor máximo que pode ser trocado dentro do trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente foi obtido através da substituição das incógnitas da Equação (26) pelos valores apresentados nas tabelas (3) e (4), juntamente aos valores das vazões mássicas de cada fluido.

$$Q_{max,água} = \dot{m}_f C_p (T_{q,e} - T_{f,e})$$

$$Q_{max,água} = 0,01523 \text{ kg/s} (4,3832 \text{ kJ/kg K}) (773,15 \text{ K} - 354,48 \text{ K})$$

$$Q_{max,água} = 27,95 \text{ kW}$$

$$Q_{max,gás} = 0,0936 \text{ kg/s} (1,0473 \text{ kJ/kg K}) (773,15 \text{ K} - 354,48 \text{ K})$$

$$Q_{max,gás} = 41,00 \text{ kW}$$

Desta forma, foi observado que a máxima quantidade de calor trocado dentro do trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente é limitada pela água, sendo a quantidade de calor igual à 27,95kW. Essa quantidade de calor equivale à 40,30% do calor desperdiçado pelo gás de escape.

Obtido o valor de máximo calor que pode ser trocado pelo trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente, foi necessária a determinação da média log das temperaturas dos fluidos que trocam calor dentro do trocador de calor, fator este que pode ser observado na Equação (16).

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln\left[\frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})}\right]} \quad (16)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(773,15 - 537,14) - (393,15 - 354,48)}{\ln\left[\frac{(773,15 - 537,14)}{(393,15 - 354,48)}\right]}$$

$$\Delta T_{lm} = 109,09 \text{ K}$$

Após obter-se a média log das temperaturas dos fluidos em questão, torna-se necessário determinar as medidas construtivas do trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente.

Para o trocador de calor utilizado neste trabalho, o gás de escape, proveniente da combustão dentro do motor, escoaria pelo tubo interno de 40mm, já o tubo externo serviria para escoamento da água que receberia o calor proveniente do gás.

Os tubos do trocador de calor foram idealizados como sendo confeccionados de aço inoxidável, devido ao fato de que os fluidos podem vir a causar oxidação dentro dos tubos, e este material, em específico, apresenta uma boa resistência a este processo.

Um importante fator a ser observado no escoamento de um fluido é o número adimensional de Mach. Este número, de acordo com WHITE (2011), determina se o escoamento de um fluido é de caráter incompressível, ou seja, com a massa específica constante, ou se o fluido sofre variação de massa específica, dando assim origem a um escoamento compressível.

A determinação do número de Mach é uma relação entre a velocidade média de escoamento do fluido, v_m , e a velocidade do som no fluido, v_c .

A velocidade do som em sólidos e líquidos é uma função do módulo de compressibilidade do material, E_c , e a massa específica do material. O número de Mach é apresentado na Equação (27).

$$M = \frac{v_m}{v_c} = \frac{v_m}{\sqrt{\left(\frac{E_c}{\rho}\right)}} \quad (27)$$

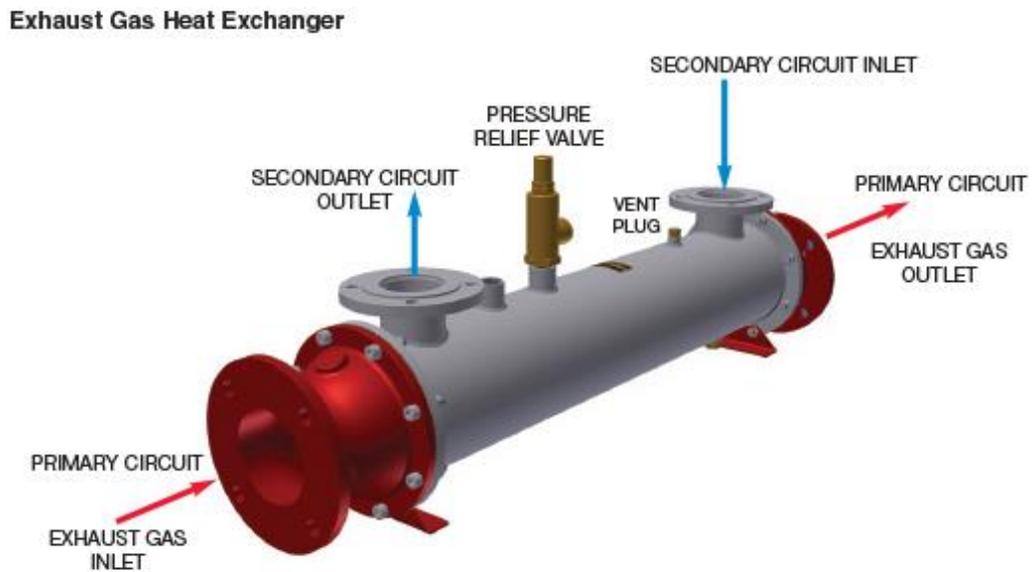
A interpretação do número de Mach determina que para valores inferiores à 0,3, a variação da massa específica é inferior à 5%; deste modo, podendo ser considerado como uma propriedade constante.

Para o ar seco em temperatura ambiente (298,15 K), a velocidade do som é igual a 340 m/s.

De acordo com SOUZA (2010), o diâmetro interno do duto de escape secundário de um motor de 4 tempos deve estar na faixa entre 30mm até 50mm. Por este motivo, o diâmetro adotado no presente trabalho será o de 40mm, que corresponde como sendo uma média entre os valores das faixas de 30mm à 50mm.

A representação do trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente é apresentada na Figura (11).

Figura 11: Representação do trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente.



Fonte: BOWMAN, 2020.

Para esta seção do trocador de calor, foram determinados os valores dos números de Reynolds, Nusselt e o valor do coeficiente de troca de calor por convecção através das equações (23), (25), (26) e (31), juntamente dos dados apresentados na Tabela (4). Os valores obtidos para esta seção são apresentados na Tabela (5).

Tabela 5: Valores referentes ao escoamento do gás de escape dentro do trocador de calor.

Fluido	Re	Nu	h (W/m ² K)	v_m (m/s)	Mach
Ar seco	99332,55	204,14	234,1941	6,3694	0,0187

Fonte: A autoria própria, 2020.

Foi estipulado que a vazão mássica de água escoaria entre os tubos interno e externo do trocador de calor, desta forma, trocando calor com o gás de escape.

Para a determinação dos valores dos números de Reynolds, Nusselt e coeficiente de troca de calor por convecção da água dentro do trocador de calor, foram feitas hipóteses baseadas em SOUZA (2010):

- a) Diâmetro do tubo externo igual a 45mm;
- b) Diâmetro do tubo externo igual a 50mm;
- c) Diâmetro do tubo externo igual a 55mm.

Para as hipóteses acima mencionadas, INCROPERA *et al.* (2011), determina que para o escoamento de caráter laminar de um fluido em um tubo de seção circular, $Re < 2300$, o valor do número de Nusselt para essa configuração de escoamento é uma relação direta entre os diâmetros interno e externo dos dutos, além da condição de contorno inicial para as superfícies dos tubos. Essa determinação é apresentada na Tabela (6).

Tabela 6: Coeficientes para um escoamento plenamente desenvolvido, em regime laminar, para um tubo de seção circular com ambas as extremidades em temperaturas

D_i/D_o	Nu_{ii}	Nu_{oo}
0	—	4.364 ^a
0.05	17.81	4.792
0.10	11.91	4.834
0.20	8.499	4.833
0.40	6.583	4.979
0.60	5.912	5.099
0.80	5.58	5.24
1.00	5.385	5.385 ^b

Fonte: Adaptado de INCROPERA *et al.*, 2011.

Para as hipóteses acima mencionadas, juntamente das equações (23), (25) e (31), a Tabela (6) e o valor estabelecido do tubo interno do trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente, foi confeccionada a Tabela (7).

Tabela 7: Valores referentes ao escoamento da água em diferentes configurações dentro do trocador de calor.

Fluido	Diâmetro externo (mm)	Re	Nu	h (W/m ² K)	v_m (m/s)	Mach
Água	45	1469,6221	5,3044	721,0547	0,051	0,00034
Água	50	1379,4764	5,24	356,1502	0,02405	0,000016
Água	55	1306,8724	5,146	233,1742	0,01519	0,000010

Fonte: Autoria própria, 2020.

Admitindo as hipóteses de idealização do trocador de calor de tubos concêntricos de fluxo contracorrente, foram determinados os valores do coeficiente global de transferência de calor, o comprimento necessário para o trocador de calor realizar a transferência de calor para cada uma das configurações. Estes valores são apresentados na Tabela (8).

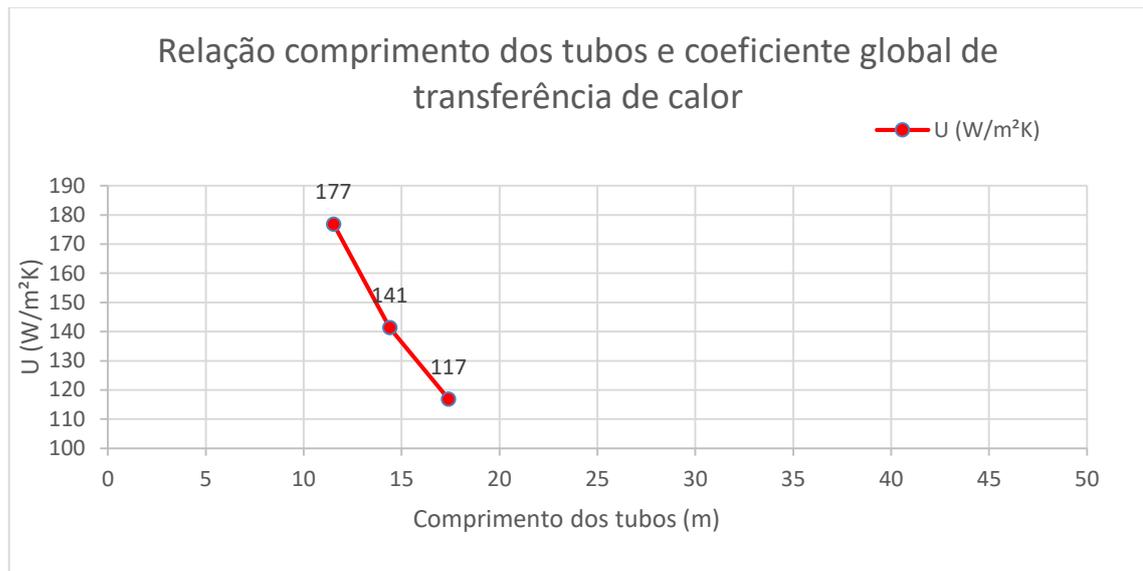
Tabela 8: Valores de coeficiente global de transferência de calor e comprimento dos tubos das diferentes configurações do trocador de calor.

Fluido	Diâmetro externo (mm)	U (W/m ² K)	Comprimento dos tubos (m)
Água	45	176,7778	11,5325
Água	50	141,2875	14,4294
Água	55	116,8415	17,4483

Fonte: Autoria própria, 2020.

A relação entre o coeficiente global de transferência de calor e o comprimento dos tubos do trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente é apresentado na Figura (12).

Figura 12: Gráfico da relação entre o comprimento dos tubos do trocador de calor e o coeficiente global de transferência de calor.



Fonte: Autoria própria, 2020.

Após obtidos os valores referentes ao coeficiente global de transferência de calor e o comprimento necessário para os tubos do trocador de calor, foram feitas novas hipóteses, desta vez, mantendo os diâmetros externos variando entre 45mm, 50mm e 55mm, possuindo, agora, uma variação de comprimento iguais a 0,3m, 0,5m e 1m; desta forma, determinando a quantidade de calor máxima possível de ser transferida para esta nova configuração de trocador de calor.

Para a configuração de trocador de calor de tubos concêntricos com diâmetro externo de 45mm, com o comprimento dos tubos variando de 0,3m, 0,5m e 1m; foi obtida a Tabela (9).

Tabela 9: Valores de calor máximo transferido dentro do trocador de calor para o diâmetro externo de 45mm com comprimento do tubo variando de 0,3m, 0,5m e 1m.

Fluido	Diâmetro externo (mm)	Comprimento total do tubo (m)	U (W/m² K)	Q (kW)	Percentual referente a máxima quantidade de calor aproveitável pelo trocador de calor	Percentual referente ao rejeito térmico total
Água	45	0,3	176,7778	0,7271	2,6016%	1,0484%
Água	45	0,5	176,7778	1,2118	4,3358%	1,7474%
Água	45	1	176,7778	2,4236	8,6716%	3,4947%

Fonte: Autoria própria, 2020.

Para as configurações do trocador de calor com diâmetro externo de 50mm e 55mm, os valores obtidos para as quantidades de calor transferida para cada valor de comprimento de tubo fixado, são apresentados no APÊNDICE A.

4.3 Ciclo de Rankine

Ao abordar-se o ciclo de potência de Rankine, é importante observar as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, neste caso a água, em cada um dos pontos desejados. Desta maneira, obtiveram-se os valores das propriedades que foram utilizados em cálculos posteriores.

Para a primeira representação do ciclo de potência de Rankine, a abordagem foi baseada em cálculos de prancheta apresentados em livros de referência da área da Termodinâmica, tais quais ÇENGEL, BOLES (2013), BORGNAKKE *et al.* (2009), desta forma foram determinadas as propriedades termodinâmicas dos principais pontos de observação do ciclo. As propriedades obtidas são apresentadas na Tabela (10).

Tabela 10: Propriedades termodinâmicas durante o ciclo de Rankine através do cálculo de prancheta.

Ponto	Estado	Pressão (MPa)	Temperatura (K)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Título
1	Líquido Saturado	0,05	354,48	340,47	1,091	0
2	Líquido Comprimido	5	354,8	346,1209	1,091	0
3	Vapor Saturado	5	537,14	2794,33	5,9733	1
4	Bifásico	0,05	354,48	2071,3367	5,9733	0,75078

Fonte: Autoria própria, 2020.

Baseados nos dados obtidos através da Tabela (10), foram inseridas as condições iniciais do ciclo de potência no software CAT3, versão 1999, para comparação entre os valores obtidos anteriormente e os resultados fornecidos através do software.

As condições iniciais inseridas no CAT3 foram as pressões alta e baixa, as temperaturas de líquido saturado e do vapor saturado.

Os dados obtidos através do software CAT3 são apresentados na Tabela (11), contudo, é importante ressaltar que foi necessária a introdução de um ponto adicional, o ponto 3 da tabela abaixo, de modo que a nomenclatura precisou sofrer modificações. Entretanto, os dados iniciais não sofreram quaisquer modificações.

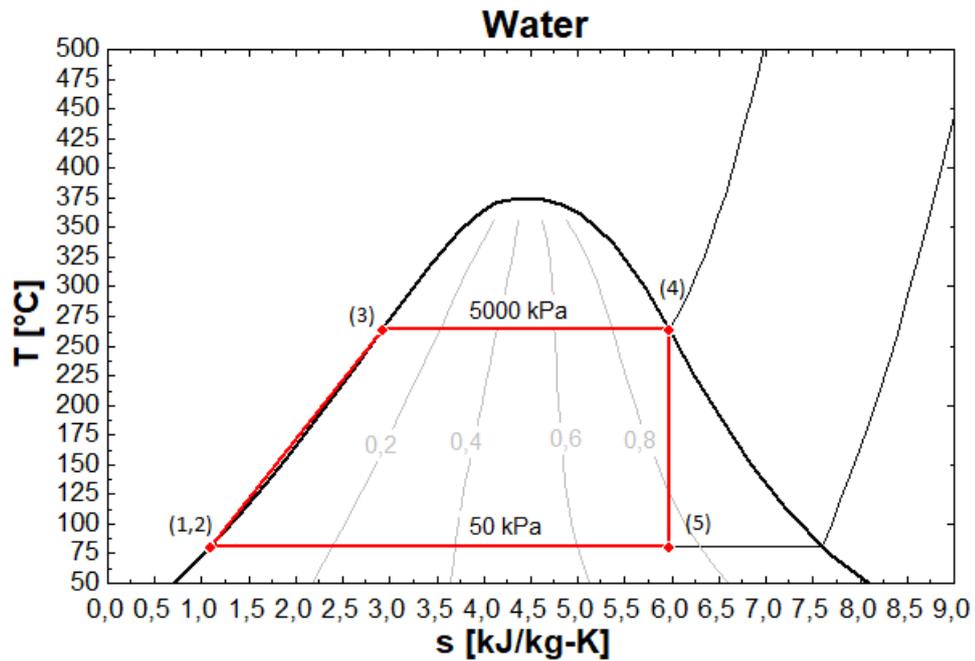
Tabela 11: Propriedades termodinâmicas obtidas durante o ciclo de Rankine através do software CAT3.

Ponto	Estado	Pressão (MPa)	Temperatura (K)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Título
1	Líquido Saturado	0,05	354,48	340,47	1,091	0
2	Líquido Comprimido	5	354,8	346,1209	1,091	0
3	Líquido Saturado	5	537,15	1154	2,92	0
4	Vapor Saturado	5	537,15	2794,33	5,973	1
5	Bifásico	0,05	354,48	2071,3367	5,973	0,75078

Fonte: Autoria própria, 2020.

A representação do ciclo de Rankine proveniente dos dados obtidos através da Tabela (11) são apresentados na Figura (13).

Figura 13: Representação do ciclo de Rankine.



Fonte: Autoria própria, 2020.

Um ponto importante observado na representação do ciclo de Rankine, devido à escala de resolução do gráfico, os pontos 1 e 2, referentes aos estados de líquido saturado a $81,33^{\circ}\text{C}$ e líquido comprimido a $81,65^{\circ}\text{C}$, respectivamente, aparecem como um único ponto.

Determinadas as propriedades termodinâmicas para cada um dos pontos do ciclo de potência, foram estabelecidas as quantidades de calor que entram no sistema devido ao trocador de calor e que saem do sistema mediante as perdas, através das equações (10) e (11); as quantidades de trabalho realizado pelo sistema e consumido pelo sistema, conforme as equações (8) e (9). Todas as equações tiveram as devidas mudanças de nomenclatura dos pontos utilizados baseados na Tabela (11).

$$\dot{q}_{caldeira} = h_4 - h_2 \quad (10)$$

$$\dot{q}_{caldeira} = 2794,33 - 346,1209$$

$$\dot{q}_{caldeira} = 2448,2091 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{q}_{condensador} = h_5 - h_1 \quad (11)$$

$$\dot{q}_{condensador} = 2071,3367 - 340,47$$

$$\dot{q}_{condensador} = 1730,8667 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{w}_{bomba} = h_2 - h_1 \quad (8)$$

$$\dot{w}_{bomba} = 346,1209 - 340,47$$

$$\dot{w}_{bomba} = 5,6509 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{w}_{turbina} = h_4 - h_5 \quad (9)$$

$$\dot{w}_{turbina} = 2794,33 - 2071,3367$$

$$\dot{w}_{turbina} = 722,9933 \text{ kJ/kg}$$

O rendimento termodinâmico do ciclo de Rankine é estabelecido através dos valores obtidos nas equações (10) e (11), juntamente com a Equação (12).

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{Q_{condensador}}{Q_{caldeira}} \right) \quad (12)$$

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1730,8667}{2448,2091} \right)$$

$$\eta_t = 0,2930 \text{ ou } 29,30\%$$

Através dos dados obtidos pelas equações (8), (9), (10), (11) e (12), foi confeccionada a Tabela (12).

Tabela 12: Dados do ciclo de potência de Rankine.

$\dot{q}_{caldeira}$ (kJ/kg)	$\dot{q}_{condensador}$ (kJ/kg)	$\dot{w}_{turbina}$ (kJ/kg)	\dot{w}_{bomba} (kJ/kg)	Rendimento (%)
2448,2091	1730,8667	722,9933	5,093	29,30

Fonte: Autoria própria, 2020.

Para a determinação do calor específico necessário para o processo de pré-aquecimento do fluido de trabalho dentro da caldeira, esse processo ocorre dentro de evaporadores localizados dentro da caldeira e é responsável pela elevação da temperatura até o ponto de líquido saturado.

O processo de pré-aquecimento da água ocorre a partir do momento que tal fluido entra dentro dos evaporadores localizados no interior da caldeira. O aquecimento ocorre com a água estando inicialmente à temperatura de 81,65°C, e esse processo finda quando a temperatura da água atinge o valor de 263,99°C.

Durante esse processo, ÇENJEL, GHAJAR (2012) afirmam que as propriedades termodinâmicas da água devem ser obtidas através da temperatura média entre as temperaturas de entrada e saída do fluido. Após obtida a temperatura média, é necessária a determinação do calor sensível na temperatura de saturação, e do calor específico à pressão constante. O processo descrito para a obtenção do calor de pré-aquecimento da água para o ciclo de Rankine é apresentado na Equação (28).

$$q_{\text{pré-aquecimento}} = C_p \text{ médio } T_{\text{média}} \quad (28)$$

O calor total dentro da caldeira é obtido através da soma das parcelas do calor de pré-aquecimento e do calor latente na temperatura de saturação, referente ao ponto 3 da Tabela (11). Essa representação do calor total dentro da caldeira é apresentada na Equação (29).

$$q = q_{\text{pré-aquecimento}} + h_{\text{sat}} \quad (29)$$

Para a caldeira que opera entre as temperaturas estabelecidas na Tabela (10), juntamente das equações (28) e (29), após a interpolação linear realizadas na Tabela (23), foi obtida a Tabela (13).

Tabela 13: Dados referentes ao calor de pré-aquecimento da água dentro da caldeira no ciclo de Rankine.

Temperatura de entrada (K)	Temperatura de saída (K)	Temperatura média (K)	Calor sensível (kJ/kg)	C_p médio (kJ/kg K)	$q_{\text{pré-aquecimento}}$ (kJ/kg)	q (kJ/kg)
354,48	537,14	445,81	1154	4,3832	756,8033	1910,8033

Fonte: Autoria própria, 2020.

O calor de pré-aquecimento para o tubo de 45mm de diâmetro externo e 1m de comprimento, aonde passa a vazão mássica de água de 0,01523kg/s, é igual à 11,53kW.

O trabalho líquido referente ao ciclo de Rankine é dado pela diferença entre o trabalho produzido pela turbina e o trabalho consumido pela bomba durante o processo de compressão do fluido. Essa relação é apresentada na Equação (30).

$$\dot{W}_{\text{líquido}} = \dot{W}_{\text{turbina}} - \dot{W}_{\text{bomba}} \quad (30)$$

$$\dot{W}_{\text{líquido}} = 722,99 - 5,093$$

$$\dot{W}_{\text{líquido}} = 717,90 \text{ kJ/kg}$$

Para o valor do trabalho líquido obtido para o ciclo de Rankine que opera entre as temperaturas e pressões utilizadas, o valor da potência desenvolvida por este ciclo é uma relação entre a vazão mássica do fluido de trabalho, água, e o valor do trabalho líquido desenvolvido. A relação que origina o valor da potência é apresentada através da Equação (31).

$$W = \dot{m}_{\text{água}} \dot{W}_{\text{líquido}} \quad (31)$$

$$W = 0,01523 \text{ kg/s} (717,9003 \text{ kJ/kg})$$

$$W = 10,9336 \text{ kW}$$

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como intuito o de verificar se há a viabilidade do aproveitamento do rejeito térmico de escape de um motor à combustão interna de 4 tempos para geração de potência através de um ciclo de Rankine.

Este trabalho baseia-se em estudos de diferentes pesquisadores, podendo serem citados FU *et al.* (2013), JADHAO *et al.* (2013), SPROUSE III *et al.* (2012) e ZHU *et al.* (2013); a respeito do aproveitamento do rejeito térmico de escape através de aquecimento de fluidos para geração de potência através de ciclos de Rankine de diversas configurações.

A grande maioria das pesquisas realizadas nesta área de aproveitamento de rejeito térmico de escape são referentes ao aquecimento de fluidos orgânicos, dando origem aos Organic Rankine Cycle (ciclo de Rankine orgânico). Tais fluidos orgânicos são utilizados devido ao baixo ponto de ebulição destes fluidos, permitindo desta maneira a operação do ciclo a temperaturas mais baixas, além de um melhor aproveitamento do calor cedido pela fonte a alta temperatura.

A utilização da água como fluido de trabalho foi proposta devido à facilidade de obtenção desse tipo de fluido em relação aos fluidos orgânicos, visando, desta forma, uma economia no processo de implantação deste ciclo em automóveis de passeio.

Foi observado que para um trocador de calor de tubos concêntricos com fluxo contracorrente operando dentro das faixas de temperatura estipuladas teoricamente, a menor relação entre o diâmetro externo e interno proporciona uma transferência de calor mais eficiente, quando comparada com relações superiores entre estes diâmetros.

Apesar da capacidade de aproveitamento de calor do rejeito térmico do gás de escape, essa configuração de trocador de calor mostrou-se inviável para a aplicação proposta neste trabalho devido aos grandes comprimentos necessários para uma transferência de calor idealizada entre os dois fluidos.

Para a hipótese dos comprimentos fixos e a relação dos diâmetros já mencionadas, o aproveitamento mostrou-se muito pequeno, sendo que a máxima quantidade de calor transferida obtida foi para o comprimento de 1m dos tubos e diâmetro externo igual a 45mm, sendo este valor igual a 2,42kW.

É importante observar que o valor de obtido para a configuração de diâmetro externo de 45mm, o valor do calor transferido assemelha-se ao obtido por FU *et al.*

(2012), que obteve um valor de 2,5kW para um ciclo de Rankine com superaquecimento com pressão máxima de 3,07MPa para um motor de 2000cm³ a 3000rpm que opera segundo um ciclo Otto.

Na abordagem do ciclo de Rankine que opera dentro dos limites estabelecidos neste trabalho, foi observado que o trabalho líquido produzido pelo ciclo é de 717,9003 kJ/kg, desconsiderando perdas pertinentes à um ciclo real.

Para o ciclo de Rankine que possui a vazão mássica de água igual a 0,01523 kg/s, o valor da potência produzida é 10,93kW, valor este que equivale ao aproveitamento de 15,7658% do calor desperdiçado no gás de escape.

O calor de pré-aquecimento obtido para elevar a temperatura da água até o ponto de líquido saturado foi 1910,80kJ/kg.

A abordagem teórica deste tipo de problema mostrou-se satisfatória, contudo, a configuração selecionada de trocador de calor mostrou-se inviável para a aplicação em automóveis reais devido ao comprimento elevado para obtenção das temperaturas necessárias para realização do ciclo de potência de Rankine.

Apesar do grande comprimento dos tubos do trocador de calor observado nos cálculos, a utilização desta configuração seria satisfatória em motogeradores estáticos, pois em tais equipamento, o comprimento não é um problema; contudo, a grande maioria dos motogeradores utilizam motores em ciclo Diesel, tema esse não abrangido no corpo deste trabalho.

As sugestões para futuros trabalhos voltados a esta área, seriam referentes a diferentes configurações de trocadores de calor para uma redução do espaço físico necessário que o trocador de calor de tubos concêntricos exige para transferência de calor satisfatória, seleção de diferentes tipos de fluidos de trabalho no ciclo de Rankine com superaquecimento, observando contudo a utilização de fluido orgânicos que necessitam de menores temperaturas para realização do superaquecimento; utilização de motores de diferentes cilindradas para estudo.

REFERÊNCIAS

- Agência Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores – ANFAVEA, **Autoveículos – Produção, licenciamento, exportações em unidades de montados e CKD (desmontados), exportações em valor e emprego**. São Paulo – SP, 2020. Disponível em <https://anfavea.com.br/estatisticas-copiar-3>. Acessado em 20/04/2021.
- AGRAMUNT, I. C., FLÓREZ, J. A., **Motores alternativos de combustión interna**. Barcelona, ES, Universitat Politècnica de Catalunya, 2010.
- BEJAN, A., **CONVECTION HEAT TRANSFER**. 4ed, Duke University, Durham, North Carolina, USA, John Wiley & Sons, Inc, 2013.
- BOHN, M., S., KREITH, F., MANGLIK, R., M., **Principles of heat transfer**. 7ed, Stamford, USA, Cengage Learning, 2011.
- BORGNAKKE, C., SONTAGG, R. E., VAN WYLEN, G. J., **Fundamentos da termodinâmica**. 7ed, 2009.
- BOWMAN HEAT EXCHANGERS & OIL COOLERS, **Exhaust Gas Heat Exchangers – Gasketed Plate Heat Exchanger**. Australia. Disponível em <http://www.bowmanheatexchangers.com.au/products/exhaust-gas-exchanger>. Acessado em 13/05/2021.
- CIMBALA, J. M., ÇENGEL, Y. A., **Mecânica dos fluidos: Fundamentos e aplicações**. Porto Alegre, AMGH, 2012.
- CONKLIN, J., C., SZYBIST, J., P., **A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery**. Energy, Elsevier, 2009.
- CROWER, H. B., **Method and apparatus for operanting na internal combustion engine**. Jamul, CA, USA, Pub.No.: US2007/0022977 A1. 2007.
- ÇENGEL, Y., A., BOLES, M., A., **Termodinâmica**. 7 edição, Porto Alegre – RS, McGraw-Hill, 2013.
- ÇENGEL, Y., A., GHAJAR, A., J., **Transferência de Calor e Massa UMA ABORDAGEM PRÁTICA**. 4ed, Porto Alegre – RS, McGraw-Hill, 2012.
- DESANTES, J., M., PAYRI, F., **Motores de combustión interna alternativos**. 5ed, Universitat Politècnica de València, Editorial Reverté, Barcelona, Espanha, 2011.
- ECCO, L., **Aproveitamento térmico em uma indústria de laticínios**. TCC (Graduação), Araranguá, Santa Catarina, Universidade Federal de Santa Catarina, 2017.

FU, J., LIU, J., REN, C., WANG, L., DENG, B., XU, Z., **An open steam power cycle used for IC engine exhaust gas heat recovery**. Energy, ELSEVIER, 2012.

HEYWOOD, J., B., **INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS**. 1ed, USA, Massachusetts Institute of Technology, McGraw-Hill, 1988.

HYUNDAI, **Ficha Técnica NEW TUCSON**. São Paulo – SP, Brasil, 2020.

INCROPERA, F., P., BERGMAN, T., L., LAVINE, A., S., DEWITT, D., P., **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 7ed, Jefferson City, Missouri, USA, John Wiley & Sons, Inc, 2011.

JADHAO, J., S., THOMBARE, D., G., **Review on Exhaust Gas Heat Recovery for I.C. Engine**. International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT), v. 2, Issue 12, June, 2013.

JUNIOR, D., P., D., O., **MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**. 1ed, Piracicaba, São Paulo, 1997.

KAKAÇ, S., LIU, H., **Heat exchangers: Selection, ratings and thermal design**. 2ed. Boca Raton: Crc Press, 2001, p.51.

KOLBENSCHMIDT, **PRODUCTS 2019 PISTONS AND COMPONENTS**. MS Motorservice International GmbH, Neuenstadt, Germany, 2019.

KREITH, F., MANGLIK, R., M., BOHN, M., S., **Principles of HEAT TRANSFER**. 7ed, Stamford, Connecticut, USA, Cengage Learning, 2011.

MARTINS, J., **Motores de combustão interna**. 2ed, Guimarães – Portugal, Publindústria, 2006.

MARTINS, J., BRITO, F., P., COSTA, T., **Assessment of the Potential for Wall Heat Removal by In-Cylinder Water Injection in Internal Combustion Engines**. Conference Paper, June, 2018.

RESENDE, T., A., C., **Estudo da Dinâmica das Válvulas de Desempenho dos Coletores de Admissão e de Escape de um Motor de Combustão Interna de Ignição por Centelha**. Mestrado, Universidade Federal de São João Delrei, Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, 2017.

ROCHA, R., G., da, **Estudo de um Método para Projectar Sistemas de Escape de um Motor de Combustão Interna de 4 Tempos**. Mestrado, Universidade do Porto, Portugal, 2011.

SANTOS, E., dos, **AVALIAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS, CONTRACORRENTE PARA AQUECIMENTO DE DEJETOS**

SUÍNOS. TCC (Graduação), Faculdade Horizontina – FAHOR, Horizontina – RS, 2017.

SOUZA, G., R., de, **ESTUDO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DO SISTEMA DE ADMISSÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.** Doutorado, Universidade de São Paulo – USP, São Carlos – SP, 2010.

SPROUSE III, C., DEPCIK, C., **Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery.** Applied Thermal Engineering, ELSEVIER, 2012.

STONE, R., **Introduction to internal combustion engines.** 3th, Warrendale, Pa. USA, Department of Engineering Science, University of Oxford, 1992.

TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION – TEMA, **STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION.** 9 ed, Tarrytown, New York, USA, 2007.

VOLKSWAGEN, **Configurador GOL 1.6.** São Paulo – SP, Brasil, 2021. Disponível em https://www.vw.com.br/pt/configurador.html/_app/gol/gol-1-6.app?category-app=private&carlineId-app=30302&exteriorId-app=F14+2R2R&interiorId-app=F56+++++15&modelId-app=5U7TE4&modelVersion-app=1&modelYear-app=2022&salesGroupId-app=30416&trimName-app=1.6&buildabilityStatus-app=buildable. Acessado em 17/04/21.

WHITE, F., M., **Mecânica do Fluidos.** 6ed, Porto Alegre – RS, McGraw-Hill, 2011

ZHU, S., DENG, K., QU, S., **Energy and exergy analyses of a bottoming Rankine cycle for engine exhaust heat recovery.** Energy, ELSEVIER, 2013.

APÊNDICE A - VALORES DE CALOR MÁXIMO TRANSFERIDO DENTRO DO TROCADOR DE CALOR PARA DIFERENTES VALORES DE DIÂMETRO EXTERNO COM COMPRIMENTO DO TUBO VARIANDO DE 0,3m, 0,5m E 1m.

Tabela 14: Valores de calor máximo transferido dentro do trocador de calor para o diâmetro externo de 50mm com comprimento do tubo variando de 0,3m, 0,5m e 1m.

Fluido	Diâmetro externo (mm)	Comprimento total do tubo (m)	U (W/m ² K)	Q (kW)	Percentual referente a máxima quantidade de calor aproveitável pelo trocador de calor	Percentual referente ao rejeito térmico total
Água	50	0,3	141,2875	0,5811	2,0792%	0,8379%
Água	50	0,5	141,2875	0,9685	3,4653%	1,3966%
Água	50	1	141,2875	1,9370	6,9306%	2,7931%

Fonte: Autoria própria, 2020.

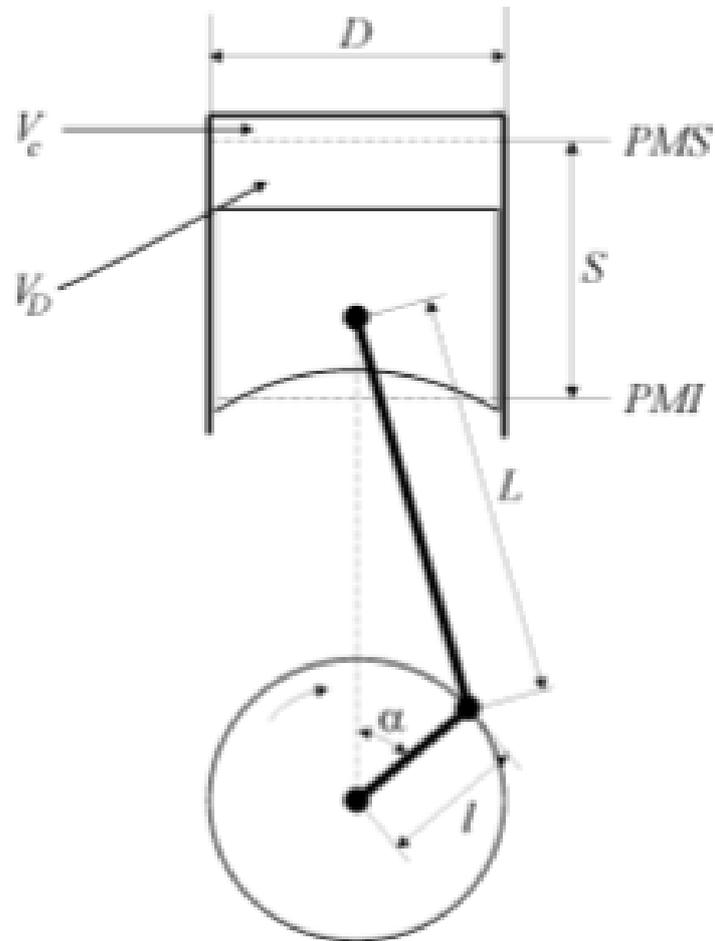
Tabela 15: Valores de calor máximo transferido dentro do trocador de calor para o diâmetro externo de 55mm com comprimento do tubo variando de 0,3m, 0,5m e 1m.

Fluido	Diâmetro externo (mm)	Comprimento total do tubo (m)	U (W/m ² K)	Q (kW)	Percentual referente a máxima quantidade de calor aproveitável pelo trocador de calor	Percentual referente ao rejeito térmico total
Água	55	0,3	116,8415	0,4806	1,7196%	0,6929%
Água	55	0,5	116,8415	0,8009	2,8656%	1,1549%
Água	55	1	116,8415	1,6019	5,7316%	2,3098%

Fonte: Autoria própria, 2020.

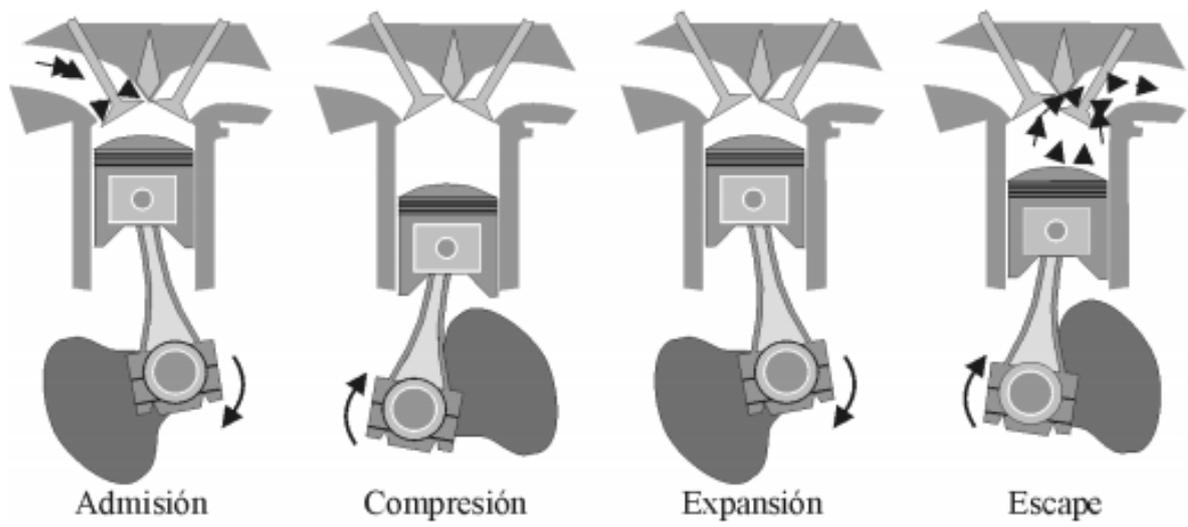
ANEXO A - REPRESENTAÇÃO DE MOTORES À COMBUSTÃO INTERNA

Figura 14: Esquema de um motor de combustão interna alternativo.



Fonte: PAYRI, DESANTES, 2011.

Figura 15: Fases de um motor de combustão interna de 4 tempos.



Fonte: PAYRI, DESANTES, 2011.