

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**CICLOS RANKINE ORGÂNICOS PARA
RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL EM
PLATAFORMAS OFFSHORE**

André Ferreira

São Paulo
2017

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**CICLOS RANKINE ORGÂNICOS PARA
RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL EM
PLATAFORMAS OFFSHORE**

Trabalho de Formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

André Ferreira

Orientador: Silvio de Oliveira Jr.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2017

Catálogo-na-publicação

Ferreira, André

CICLOS RANKINE ORGÂNICOS PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR
RESIDUAL EM PLATAFORMAS OFFSHORE/ A. Ferreira – São Paulo, 2017.
p.55

Trabalho de Formatura – Universidade de São Paulo Escola Politécnica
Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Ciclos Rankines Orgânicos 2.FPSO 3.Recuperação de Calor Residual
4.Exergia I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de
Engenharia Mecânica. II.t.

RESUMO

Este trabalho tem por finalidade apresentar configurações de ORC's, as quais são comparadas com opções convencionais de recuperação de calores residuais de origem industrial em plataformas de extração de petróleo offshore, tais como: pré-aquecimento de vapor d'água e o arrefecimento do ar de admissão de uma turbina a gás. O estudo foi focado na recuperação de calores residuais de uma típica refinaria de petróleo em uma instalação (FPSO). Diversos fluidos de trabalho serão testados e os parâmetros do ciclos foram otimizados para cada tipo de fluido visando maximizar a potência útil da turbina em questão, buscando o melhor rendimento térmico para a planta em análise. Ao mesmo tempo, realizou-se também uma análise dos fluidos com maiores rendimentos exergéticos e, ao final, buscou-se adotar para a planta o fluido que apresenta o melhor desempenho nesses dois quesitos. Além disso, buscou-se executar uma análise econômica comparativa, com a finalidade de comprovar se a modificação proposta neste trabalho é economicamente vantajosa com respeito ao caso convencional.

Palavras-chave: *Ciclos Rankine Orgânicos Fluidos de Trabalho. Recuperação de Calores Residuais. FPSO.*

ABSTRACT

The purpose of this work is to present configurations of ORC's, which are compared with conventional options for recovery of residual heat from industrial sources in off-shore oil extraction platforms, such as: preheating of water vapor and cooling of air from admission of a gas turbine. The study was focused on recovering residual heats from a typical oil refinery at a facility (FPSO). Various working fluids will be tested and the parameters of the cycles were optimized for each type of fluid in order to maximize the useful power of the turbine in question, seeking the best thermal efficiency for the plant under analysis. At the same time, an analysis of the fluids with higher exergetic yields was also carried out, and in the end, the fluid that presented the best performance in these two questions was adopted for the plant. In addition, we attempted to perform a comparative economic analysis, in order to verify if the modification proposed in this work is economically advantageous with respect to the conventional case.

Keywords: *ORC, FPSO, Waste heat recovery Unit*

Lista de ilustrações

Figura 1 – Modelo de NORC	17
Figura 2 – Representação do ORC em um diagrama T-S	18
Figura 3 – Modelo de RORC	18
Figura 4 – Representação do RORC em um diagrama T-S	19
Figura 5 – Representação do RORC em um diagrama T-S no estado Supercrítico	19
Figura 6 – Esquema do trocador para cálculo da DMLT	28
Figura 7 – Distribuição da Potência útil e rendimento do ciclo para o RORC .	31
Figura 8 – Distribuição da Potência útil e rendimento do ciclo para o NORC .	32
Figura 9 – Distribuição da Potência útil e rendimento exergético para o RORC	34
Figura 10 – ORC fabricado pela Turboden	37
Figura 11 – Especificações de FPSO'S	38
Figura 12 – FPSO	39
Figura 13 – Consumo e Geração de Energia em uma FPSO ao longo de 22 anos	41
Figura 14 – Curva de retorno ao investimento para cada ORC	42

Lista de tabelas

Tabela 1 – valores adotados para o gás de exaustão	21
Tabela 2 – Condições ambientais	21
Tabela 3 – Eficiências de equipamentos	21
Tabela 4 – Pinch Point	22
Tabela 5 – Fluido de Trabalho	23
Tabela 6 – Especificações dos trocadores de calor para o ciclo ORC	25
Tabela 7 – Resistência às incrustações	27
Tabela 8 – Modelo RORC	30
Tabela 9 – Modelo NORC	31
Tabela 10 – Modelo RORC	34
Tabela 11 – Areas de Troca para o Etanol - Maior Rendimento térmico	35
Tabela 12 – Areas de Troca para o R-123 - Maior Rendimento térmico	35
Tabela 13 – Areas de Troca para o Etanol - Maior Rendimento exergético	36
Tabela 14 – Areas de Troca para o R-123 - Maior Rendimento exergético	36
Tabela 15 – Listas de FPSO's	37
Tabela 16 – Custo médio dos ORCS e FPSO Modelo	39
Tabela 17 – Curva de Produção, Potencial elétrico, consumo de gás	40
Tabela 18 – Consumo de gás Combustível Alternativa	41

Lista de símbolos

A	Área do trocador
A_s	Área da superfície do casco
B	Diâmetro das chicanas
$\dot{C}_{p,\text{gas}}$	Calor específico do gás
\dot{C}_{ps}	Calor específico do fluido no casco
\dot{C}_{med}	Calor específico do médio do fluido
d_0	Diâmetro médio do tubo
d_i	Diâmetro interno do tubo
d_s	Diâmetro da superfície do tubo
$DMLT$	Diferença média logarítmica
$E.E$	Consumo de Etanol para melhor rendimento exergético
$E.T$	Consumo de Etanol para melhor rendimento térmico
h_o	Coefficiente médio de troca de calor
J	Coefficiente de Colburn
f	Coefficiente de atrito
k	Condutividade térmica do tubo
\dot{m}_c	Vazão do combustível
\dot{m}_h	Vazão de gases quentes
\dot{m}_{orc}	Vazão do fluido orgânico
\dot{m}_s	vazão do fluido no casco
N_T	Número de tubos
Nu_t	Número de Nusselt
P_T	Distância entre tubos

P_{amb}	Pressão ambiente
Pr	Número de Prandlt
Q_{sup}	Calor gerado no superaquecedor
Q_{eva}	Calor gerado no evaporador
Q_{eco}	Calor gerado no economizador
T_{ML}	Temperatura média Logarítmica
T_{AD}	Temperatura adimensional
T_{amb}	Temperatura ambiente
W_{liq}	Trabalho líquido
W_{ger}	Trabalho no gerador
W_b	Trabalho da bomba
Re_s	Número de Reynolds no casco
U	Coeficiente global de Calor
$r_{123.T}$	Consumo de r123 para melhor rendimento térmico
$r_{123.E}$	Consumo de r123 para melhor rendimento exergético

Simbolos Gregos

η_B	Rendimento exergético do ciclo
η_{ciclo}	Rendimento do ciclo
η_{ger}	Rendimento do gerador
$\eta_{b,iso}$	Rendimento isoentalpico da bomba
$\eta_{t,iso}$	Rendimento isoentalpico da turbina
μ_s	Viscosidade dinâmica do fluido no casco

SUMÁRIO

RESUMO	I
ABSTRACT	II
Lista de figuras	III
Lista de tabelas	IV
Lista de símbolos	V
1 INTRODUÇÃO	11
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
3 MODELAGEM	17
3.1 Modelo Físico	17
4 HIPÓTESES	20
5 DADOS	21
5.1 Fluxo Quente	21
5.2 Condições do Ambiente	21
5.3 Eficiências	21
5.4 Trocadores de Calor	21
6 EQUACIONAMENTO	22
7 FLUIDO DE TRABALHO	24
7.1 Critérios de Seleção	24
8 AREA DOS TROCADORES DE CALOR	25
8.1 Correlações - Coeficientes de Convecção	25
8.2 Resistência - Incrustações	27
8.3 Equações	28
8.4 Temperaturas de fornecimento de Calor	29
9 RESULTADOS PARA OS TROCADORES	30
9.1 Análise das áreas dos trocadores de calor	35
10 ANÁLISE ECONÔMICA A APLICAÇÃO DO ORC EM UMA FPSO	37

10.1	Avaliação dos custos dos componentes do ORC	39
10.2	Cálculo do Tempo de retorno após implementação do ORC na FPSO	40
11	CONCLUSÃO	43
12	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS . .	44
13	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	45
14	ANEXOS	47

1 INTRODUÇÃO

Recentemente, a busca pelo aprimoramento da eficiência energética da indústria de óleo e gás tem atraído bastante atenção, principalmente devido a existência de diferentes desafios nesse setor, tais como: o crescimento da demanda de óleo e gás e a necessidade da redução de gases de efeito estufa na atmosfera. De acordo com pesquisa recente realizada pela Agência Internacional de Energia (IEA), no ano de 2035 a demanda mundial de óleo irá crescer por volta de 15% e, ao mesmo tempo, a demanda de gás terá uma projeção de crescimento de 50% (IEA,2012). Por outro lado, temos uma aplicação gradual de uma legislação e de políticas mais rigorosas quando no controle de emissão de poluentes, limitando as emissões de CO₂ gerados pela indústria (IEA, 2008). Como sabemos, a produção offshore de óleo e gás tem sido uma parte importante do desenvolvimento dessa indústria nas últimas duas décadas e, segundo Kocaman, A [11], aproximadamente 33% da produção mundial de óleo em 2007 foi gerada via ambiente marítimo. Temos hoje também diversos tipos de instalações offshore espalhadas pelo mundo, dentre as quais as FPSO (floating production, storage, and offloading) se destacam pelo seu papel desempenhado em extração de óleo em águas profundas Kinney, B [10]. Neste cenário, vale destacar o papel da Petrobrás, empresa a qual possui o segundo maior número de FPSO pelo mundo.

As FPSO propõem-se em separar o fluido de trabalho em óleo, gás e água, conforme as condições especificadas para exportação. As operações mais comuns para a realização desse tipo de tarefa são:

- Redução da pressão do fluido vindo do poço
- Separação por gravidade
- Tratamento de óleo, gás e armazenamento dos mesmos
- Compressão do gás e desidratação
- Tratamento de água e bombeamento

Nesse sentido, temos que para a realização desses processos as FPSO possuem uma unidade de produção de energia, a qual usa parte do óleo ou gás produzido na planta como combustível para a geração de potência, resfriamento e calor. Assim, a melhoria da geração e uso de energia nessas plantas, acarretarão num consumo menor de combustível e, para isto, diversas formas de melhoria de eficiência dos processos

em plantas geradoras de vapor vem sendo implementadas, dentre elas, a recuperação do calor gerado pelos gases de combustão.

Diversas pesquisas vem sendo feita na utilização do calor residual para ativação de ciclos termodinâmicos que melhorassem o rendimento do processo como um todo. Dentre eles, o ciclo Rankine orgânico (ORC) é uma tecnologia reconhecida para a geração de potência que já vem sido utilizada em diversos processos industriais (Tchanche et al. [20]).

Ciclos Rankine orgânicos são conhecidos desde o século XIX e, diferente do ciclo comum que utiliza como fluido de trabalho a água, os ORC's utilizam-se de diversos fluidos orgânicos que, por apresentarem um baixo ponto de ebulição e um calor latente de vaporização inferior ao da água, o uso destes fluidos orgânicos permite uma evaporação a mais baixa temperatura e, conseqüentemente, um melhor aproveitamento do calor cedido pela fonte quente. A seguir, temos algumas das vantagens da utilização de ORC's em processos industriais:

- A baixa temperatura de ebulição dos fluidos orgânicos possibilita a recuperação de calor à baixa temperatura;
- O vapor produto da expansão do fluido orgânico, se mantém sobreaquecido na saída da turbina, eliminando a necessidade de superaquecimento do fluido na entrada da máquina de expansão. A ausência de condensação durante a expansão elimina as chances de erosão nas pás da turbina, o que aumenta sua vida útil em até 30 anos (Bundela et al. [4]);
- Em ciclos a vapor, devido ao processo de superaquecimento, a temperatura na entrada da turbina deve ser maior que 450°C para evitar a condensação da água durante a expansão. Isto implica uma maior tensão térmica na caldeira e nas pás da turbina, e o aumento do custo da instalação (Quoilin et al. [16]);
- Nos ciclos a vapor, a razão de expansão e a variação de entalpia na turbina são elevadas, o que implica o uso de turbinas de múltiplos estágios. No CRO a queda entálpica é consideravelmente menor, possibilitando a implantação de turbinas de simples ou dois estágios, o que reduz o custo da instalação. A baixa rotação e a baixa velocidade periférica das turbinas CRO também se devem à pequena variação da entalpia na expansão. Este efeito é particularmente interessante, visto que permite que o gerador elétrico seja acoplado diretamente à turbina (sem o uso de engrenagens), tornando a construção menos complexa (Cogen, P [6]);

- A diferença de entropia entre o líquido saturado e o vapor saturado é muito menor para fluidos orgânicos, conseqüentemente, a entalpia de vaporização também é menor. Portanto, para uma mesma carga térmica no evaporador, a vazão mássica do fluido orgânico deve ser maior que a da água, o que conduz a um maior consumo de potência pela bomba
- No ciclo a vapor, a pressão na caldeira pode chegar a 60-70 bar, enquanto nos ciclos Rankine Orgânico geralmente não excede 30 bar (Quoilin et al. [16]). Pressões muito elevadas, como as encontradas nos ciclos Rankine tradicionais, tem um impacto negativo sobre a fiabilidade do sistema, visto que aumentam os riscos de operação. Além disso, devido às elevadas tensões térmicas, estruturas e equipamentos mais resistentes são requeridos, aumentando os custos de investimento e de manutenção da instalação.
- A eficiência dos ciclos Rankine Orgânico sob alta ou baixa temperatura não excede 24%. Já os ciclos Rankine tradicionais, apresentam uma eficiência térmica maior que 30%, mas com configuração mais complexa em termos de número de componentes e tamanho (Quoilin et al. [16]).
- Em geral, o CRO se mostra mais adequado para aplicações de baixa e média potência, tipicamente menores do que 3 MW.

Assim, considerando a relevância do balanço exergético de plantas geradoras de energia presentes em plataformas offshore e a situação atual das mesmas, o estudo proposto por este trabalho visa formular uma análise da exergia de uma FPSO a fim de se poder caracterizar sua performance energética e então analisar os efeitos da incorporação de um ORC em seu rendimento. O desenvolvimento deste trabalho compõem os seguintes temas: produção de um modelo de planta com a utilização de um ORC; cálculo dos efeitos sobre a planta quando na escolha dos fluidos de trabalho e estudo do melhor arranjo esquemático a fim de se obter o melhor rendimento para a planta em questão e, dentre as soluções que apresentarem o melhor desempenho, a escolha da configuração mais economicamente viável para a implementação em uma plataforma desse tipo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção é apresentada uma revisão bibliográfica geral sobre o ciclo Rankine orgânico, tendo em vista acompanhar o rumo do desenvolvimento do tema em questão, de forma a identificar o estado da arte, as lacunas e a fronteira do conhecimento.

O trabalho de Mitsuo et al. [13], compara a utilização de ciclos Rankine orgânicos com ciclos convencionais quando na recuperação de calores residuais em uma refinaria de petróleo que utiliza diesel como combustível. Neste trabalho foi-se testado diversos fluidos de trabalho e chegou-se à conclusão que o R134a foi o fluido orgânico que gerou a maior potência ao ciclo enquanto que a água foi o fluido que gerou a maior relação de potência por área. Em Graco, C. et al. [5], estudou-se ORC'S a partir do uso de gases de exaustão de FPSO como fonte de calor e águas obtidas de meios profundos como fonte de resfriamento. Buscou-se trabalhar nas condições supercrítica e subcrítica utilizando ORC's recuperativos e não recuperativos. Após análises feitas, em duas configurações, chegou-se na conclusão que o etanol seguido pelo tolueno foram considerados os melhores fluidos de trabalho para os ciclos sem recuperação, assim como o ciclo hexano e o etanol para os ciclos com recuperação.

O trabalho de Lee et al. [12] analisa o projeto do ciclo orgânico para recuperação do calor do exausto de uma micro-turbina a gás. No ciclo Rankine de recuperação de calor, compara-se o desempenho utilizando como fluido de trabalho o refrigerante R-123 ou vapor d'água, mostrando parâmetros de operação bastante diferentes: No caso do R-123 a temperatura na entrada do expensor é limitada a 150°C por questões de estabilidade térmica, enquanto que com vapor d'água pode chegar a 274°C. Assim, observa-se uma maior retirada de calor da corrente de exausto da micro-turbina a gás e uma menor eficiência do ciclo com o R123 em comparação ao vapor d'água. A conclusão do trabalho é que com o ORC a maior quantidade de calor recuperado sobreponha a menor eficiência do ciclo, resultando numa maior produção de potência elétrica (44 kW com R123 contra 33 kW com vapor d'água).

O Trabalho de Schuster et al. [17] descreve o potencial de aumento de eficiência na utilização de um ciclo Orgânico supercrítico. O ciclo supercrítico se aproxima de um ciclo triangular onde é possível efetuar uma recuperação de calor da fonte quente a uma diferença de temperatura constante, reduzindo-se a destruição de exergia comparativamente ao ciclo subcrítico.

O Trabalho de Wang et al. [24] explora a possibilidade de utilizar misturas azeotrópicas de fluidos onde a evaporação ocorre com temperatura crescente, sendo mostrado um ganho de eficiência utilizando superaquecimento e regeneração. Para este

último processo e utilizado com um trocador de calor interno onde o exaustor da turbina aquece o líquido pressurizado antes da entrada no evaporador.

No trabalho de Desai et al. [8] são enfatizadas as seguintes virtudes do ciclo Rankine orgânico para fontes de calor até 370°C: longa campanha operacional, baixo custo de manutenção, operação automática e bom desempenho. São abordados ganhos de eficiência no ciclo através da introdução de regeneração e extração na turbina.

No trabalho de Quoilin et al. [16] são abordadas as questões relativas à otimização do ciclo, à modelagem transiente e às estratégias de controle para sistemas operando com o ciclo Rankine orgânico. É enfatizado que os modelos dinâmicos devem ser desenvolvidos para implementação de estratégias de controle adequadas e que as estratégias baseadas na variação do “set-point” permitem aumento da potência gerada em mais de 4%.

Papadopoulos et al. [2]; Hung et al. [18]; Maizza et al. [22]; Badr et al. [14] recomendam que os fluidos de trabalho tenham alta pressão e temperatura crítica para favorecer o desempenho termodinâmico do fluido, baixo calor específico para diminuir a carga térmica do condensador, alto calor latente de vaporização para favorecer a recuperação da fonte de calor e alta condutividade para favorecer a transferência de calor nos trocadores de calor.

Contudo, outros trabalhos mostram opiniões divergentes. Por exemplo, Yamamoto et al. [19] afirma que fluidos orgânicos com baixo calor latente de vaporização devem ser utilizados com o intuito de aumentar a vazão mássica na entrada da turbina para favorecer a potência do ciclo termodinâmico. Por outro lado, Liu et al. [3] afirma que a eficiência térmica do sistema termodinâmico tem uma fraca dependência da temperatura crítica do fluido de trabalho, já que o valor máximo da eficiência de recuperação de calor ocorre a uma apropriada temperatura de vaporização característica de cada fluido.

Já em Mago et al. [15] analisaram o desempenho do ciclo ORC, básico e com recuperador interno de calor, utilizando 4 fluidos secos diferentes (R113, R123, R245ca e Isobutano). Entre os fluidos analisados, o R113, para diferentes condições de operação, apresentou-se como o fluido com melhor desempenho, sendo que os ciclos ORC com recuperador de calor possuem melhores eficiências termodinâmicas quando comparados com o ciclo básico de Rankine, isto avaliado para uma potência elétrica definida. É mostrado que o superaquecimento do vapor antes da entrada na turbina não representa um ganho expressivo na eficiência e traz um aumento nas irreversibilidades do sistema térmico.

Os resultados da pesquisa mostraram que os fluidos secos utilizados em ciclos básicos ORC têm uma menor geração de potência elétrica quando comparados com

os fluidos isentrópicos ou quase isentrópicos. Fluidos secos geralmente encontram-se como vapor superaquecido ao final da expansão na turbina diminuindo a área trabalho líquido no diagrama T-s. Além disso, a eficiência térmica destes fluidos é menor pela alta carga térmica que é rejeitada no arrefecimento do condensador. Por outro lado Dai et al. [25] e Li et al. [23] apontaram que se o uso de recuperador interno de calor aumenta a eficiência do ciclo termodinâmico, este também leva a uma redução na potência líquida gerada, consequência da redução no fluxo de energia absorvido da fonte de calor.

Outros trabalhos como os apresentados por Drescher e Brüggemann [21]; Hung et al. [18]; Heberle et al. [9]; Lakew et al. [1] e Li et al. [26] desenvolveram suas análises descartando o superaquecimento do vapor, uma vez que pesquisas anteriores demonstraram que este parâmetro leva ao aumento da irreversibilidade do sistema térmico.

Utilizando uma análise exérgica, Heberle et al. [9] analisaram 4 fluidos de trabalho (Isopentano, Isobutano, R245fa e R227ea) para duas configurações de um sistema de cogeração (CHP) utilizando como fonte de calor energia geotérmica com temperaturas inferiores a 177 oC. Em tal pesquisa identificou-se que, para as mesmas condições de operação a seleção mais apropriada do fluido de trabalho é fortemente dependente da configuração do sistema térmico, tanto como dos requerimentos de energia elétrica e térmica.

Por fim, em Manoel, A. [11] foi realizado um estudo sob um viés energético e econômico de plantas de potência. Nesse trabalho, estudou-se quatro configurações de plantas de geração de energia elétrica em uma plataforma, dentre elas uma com um ORC implementado. No final do estudo, mede-se o impacto do valor dos componentes nessas plantas e o tempo de retorno do investimento aplicado para cada planta.

3 MODELAGEM

3.1 Modelo Físico

A representação do ciclo Rankine orgânico sem recuperador a ser utilizado na modelagem e simulação está indicado na figura a seguir.

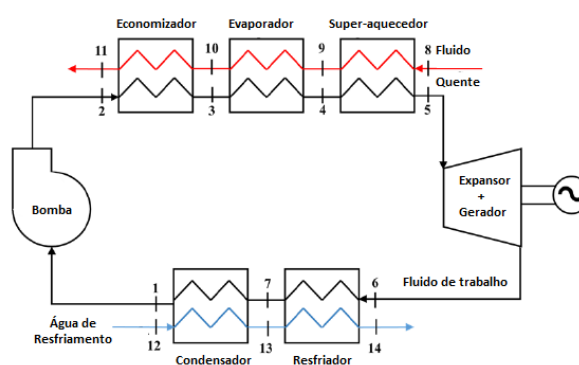


Figura 1 – Modelo de NORC

Na figura a seguir temos a representação do ciclo num diagrama T-s. Os fluidos mais comumente estudados para aplicação em ORCs são aqueles com curva de vapor saturado praticamente vertical ou com inclinação positiva. A Figura 2 apresenta a curva de saturação de um fluido seco.

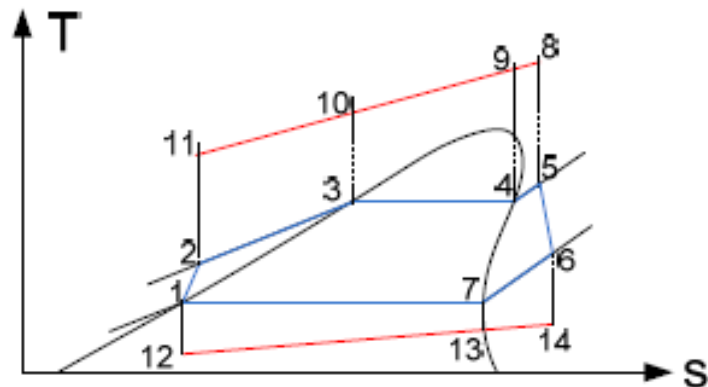


Figura 2 – Representação do ORC em um diagrama T-S

No segundo ciclo a ser modelado neste trabalho, temos a presença de um recuperador instalado. Tal equipamento permitirá que o fluxo que deixa o expansor pré-aqueça o fluido que sai da bomba, reaproveitando parte do calor que seria perdido pelo fluido de trabalho para a água do mar. Contudo, para a utilização deste modelo, estabeleceu-se uma condição de operação, isto é, que a temperatura no ponto 6 seja necessariamente maior que em 2.

A seguir, temos uma representação do modelo RORC:

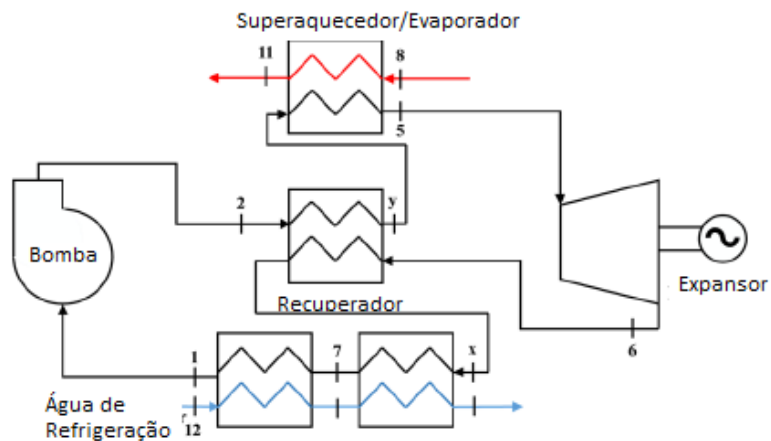


Figura 3 – Modelo de RORC

Da mesma forma que foi exposto para o modelo NORC, temos na sequência o diagrama T-S para o modelo RORC em ambas situações de operação com os fluidos de trabalho: no estado subcrítico e supercrítico.

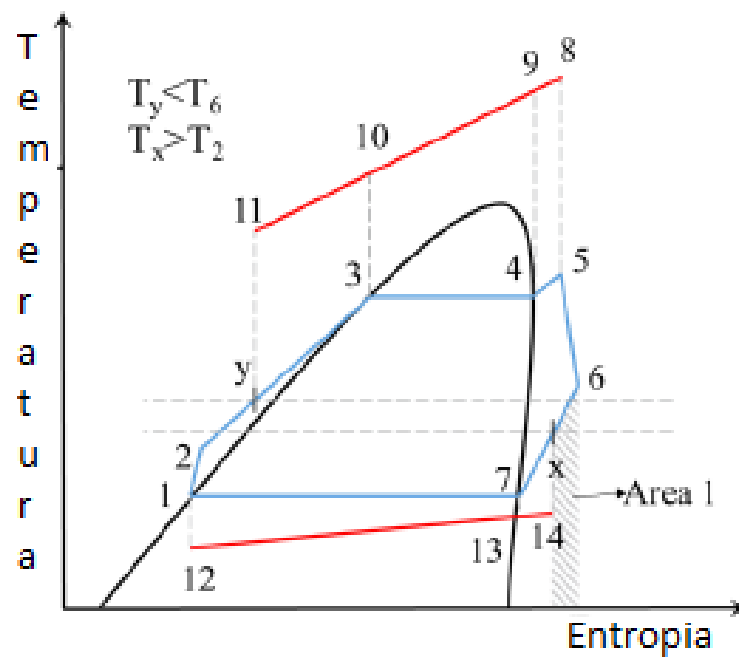


Figura 4 – Representação do RORC em um diagrama T-S

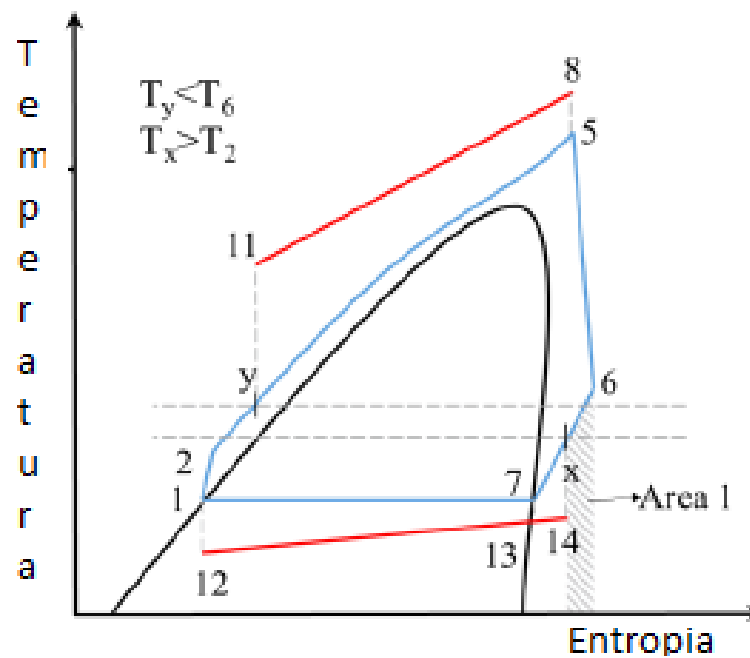


Figura 5 – Representação do RORC em um diagrama T-S no estado Supercrítico

4 HIPÓTESES

As Hipóteses adotadas para a simplificação da modelagem, simulação e análise do NROC estão indicadas a seguir.

- Em geral, ORC se mostra mais adequado para aplicações de baixa e média potência, tipicamente menores do que 3 MW.
- O ciclo analisado se encontra em regime permanente, o que nos permite descartar variações de caráter transiente;
- Variações de energia potencial e cinética são desprezíveis;
- Serão desconsideradas trocas de calor entre os fluidos e o meio ambiente;
- Perdas de carga nas tubulações e nos trocadores de calor serão consideradas desprezíveis.

5 DADOS

5.1 Fluxo Quente

Tabela 1 – valores adotados para o gás de exaustão

Gases de exaustao	$\dot{m}(kg/s)$	T_8	T_{11}	$C_p(\frac{kJ}{kg.K})$
	$64\frac{kg}{s}$	$303^{\circ}C$	$102^{\circ}C$	1,2

5.2 Condições do Ambiente

Serão consideradas condições normais de temperatura e pressão para esta simulação prévia. Temos também que a temperatura de água de resfriamento é igual a temperatura ambiente.

Tabela 2 – Condições ambientais

$P_{amb}(kPa)$	$T_{amb}(^{\circ}C)$
100	25

5.3 Eficiências

Através do esquema da figura 1, temos para os equipamentos descritos na tabela os seguintes valores de eficiência:

Tabela 3 – Eficiências de equipamentos

Turbina Radial	$\eta_{T, iso}$	85%
Bomba	η_{ger}	96%
Gerador Elétrico	$\eta_{B, iso}$	75%
Recuperador	$\eta_{r, iso}$	85%

5.4 Trocadores de Calor

Para esta etapa inicial, iremos estabelecer apenas uma diferença mínima de temperatura no condensador e evaporador (pinch point), dados na tabela 4.

Tabela 4 – Pinch Point

Condensador	Δ_{cond}	10°C
Evaporador	Δ_{eva}	10°C

6 Equacionamento

- Bomba.

Trabalho:

$$\dot{M} = \dot{m}_{\text{orc}} \cdot (h_1 - h_2) \quad (6.1)$$

Eficiência:

$$\eta_{\text{B,iso}} = \frac{(h_1 - h_{2,\text{iso}})}{(h_1 - h_2)} \quad (6.2)$$

- Economizador

Balço de energia:

$$\dot{m}_{\text{orc}} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{\text{h}} \cdot C_{\text{p,gás}} \cdot (T_{10} - T_{11}) \quad (6.3)$$

- Evaporador

Balço de energia:

$$\dot{m}_{\text{orc}} \cdot (h_5 - h_4) = \dot{m}_{\text{h}} \cdot C_{\text{p,gás}} \cdot (T_8 - T_9) \quad (6.4)$$

- Expansor Gerador

Balço de energia

$$\dot{W}_{\text{T}} = \dot{m}_{\text{orc}} \cdot (h_5 - h_6) \quad (6.5)$$

Eficiência:

$$\eta_{\text{T,iso}} = \frac{(h_5 - h_6)}{(h_5 - h_{6,\text{iso}})} \quad (6.6)$$

Eficiência - Gerador:

$$\dot{W}_{\text{ger}} = \eta_{\text{ger}} \cdot \dot{W}_{\text{ger}} \quad (6.7)$$

- Resfriador

$$\dot{m}_{\text{orc}} \cdot (h_7 - h_6) = \dot{m}_{\text{c}} \cdot (T_{13} - T_{14}) \quad (6.8)$$

- Condensador

$$\dot{m}_{orc} \cdot (h_1 - h_7) = \dot{m}_c \cdot (T_{12} - T_{13}) \quad (6.9)$$

Tabela 5 – Fluido de Trabalho

	<i>Fluido</i>	<i>Tipo</i>	$T_{crit}(^{\circ}C)$	$P_{crit}(kPa)$
1	<i>Benzeno</i>	<i>Seco</i>	288,9	4894
2	<i>Isobutano</i>	<i>Seco</i>	134,7	3640
3	<i>n – butano</i>	<i>Seco</i>	152,0	3796
4	<i>n – decano</i>	<i>Seco</i>	344,6	2103
5	<i>n – dodecano</i>	<i>Seco</i>	385,0	1817
6	<i>n – heptano</i>	<i>Seco</i>	267,0	2727
7	<i>n – hexano</i>	<i>Seco</i>	3058,0	234,7
8	<i>n – nonano</i>	<i>Seco</i>	321,4	2281
9	<i>n – octano</i>	<i>Seco</i>	296,2	2497
10	<i>n – pentano</i>	<i>Seco</i>	196,5	3364
11	<i>Isopentano</i>	<i>Seco</i>	187,2	3370
12	<i>CicloHexano</i>	Isoentrópico	280,5	4081
13	<i>Tolueno</i>	Isoentrópico	318,6	4126
14	<i>R123</i>	Isoentrópico	183,7	3668
15	<i>R134a</i>	Isoentrópico	101,0	4059
16	<i>R141b</i>	Isoentrópico	204,0	4249
17	<i>R142b</i>	Isoentrópico	137,1	4055
18	<i>R245fa</i>	Isoentrópico	154,0	3651
19	<i>R502</i>	Úmido	82,2	4074
20	<i>R717</i>	Úmido	132,3	11330
21	<i>Ethanol</i>	Úmido	241,6	6268
22	<i>Propane</i>	Úmido	96,6	4247
23	<i>Water</i>	Úmido	374,0	22060

7 Fluido de Trabalho

Para as simulações a serem estudadas adiante serão utilizados diversos fluidos e, para esta segunda etapa, foram utilizados os vinte e três tipos de fluido listados na tabela a seguir. A escolha do fluido dependerá não somente do seu desempenho, mas também da sua natureza quando na aplicação, uma vez que alguns deles podem ser nocivos tanto para o homem, como para o meio ambiente.

7.1 Critérios de Seleção

O objetivo da simulação é encontrar dentre todos os fluidos indicados na tabela acima aquele que consiga fornecer a maior potência e maior eficiência exergética, utilizando o calor residual a ser rejeitado pelo sistema. A busca pela máxima potência se deve ao fato do calor que abastece o ORC ser residual e de baixa temperatura, sendo que eficiências energéticas mais elevadas podem estar associadas ao bom aproveitamento apenas de parte do calor descartado pelo sistema principal. Já a busca pela maior eficiência exergética, vem acompanhada da tentativa de se consumir uma menor quantidade de combustível. Nesse sentido, ao obtermos maior potência, temos ao mesmo tempo um aumento da eficiência global.

A simulação foi feita usando o programa EES, sendo que foi fixada a temperatura de condensação em 45°C, enquanto a temperatura de evaporação foi variada dentro da faixa entre 45°C e a máxima temperatura da fonte quente.

Além disso, deve-se ressaltar que foram definidos 2 parâmetros livres: a pressão e temperatura do fluido de trabalho na entrada da turbina (estado 5 da figura 1).

Potência líquida do Ciclo:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{ger} - \dot{W}_b \quad (7.1)$$

Calor fornecido pela fonte quente:

$$\dot{Q}_{heat} = \dot{W}_h \cdot C_{p,gas} \cdot (T_8 - t_{11}) \quad (7.2)$$

Rendimento do Ciclo:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{heat}} \quad (7.3)$$

Eficiência exergética do Ciclo:

$$\eta_B = \frac{\dot{W}_{\text{liq}}}{\dot{C}_{p,\text{gas}} \cdot \dot{m}_h [(T_8 - t_{11}) - T_{\text{amb}} \cdot \ln \frac{T_8}{T_{11}}]} \quad (7.4)$$

8 Area dos Trocadores de Calor

Tabela 6 – Especificações dos trocadores de calor para o ciclo ORC

Todos	d_o	mm	19
	d_i	mm	12
	P_T	mm	24
	k_a	W/mk	60
Economizador	D_i	mm	686
	B	mm	343
	N_T	-	637
Evaporador	D_i	mm	635
	B	mm	318
	N_T	-	532
Superaquecedor	D_i	mm	991
	B	mm	495
	N_T	-	532
Resfriador	D_i	mm	991
	B	mm	495
	N_T	-	1377
Condensador	D_i	mm	991
	B	mm	495
	N_T	-	1377

8.1 Correlações - Coeficientes de Convecção

- Lado do Casco - Método de Bell - Delaware

Coeficiente médio de troca de calor na lateral do casco:

$$h_0 = J_t \cdot h_{id} \quad (8.1)$$

Coeficiente convectivo ideal na lateral do casco:

$$h_0 = J_i \cdot C_{ps} \cdot \left(\frac{\dot{m}_s}{A_s}\right) \cdot \left(\frac{k_s}{C_{ps} \cdot \mu_s}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (8.2)$$

A fim de que possamos avaliar o fator j de Colburn, faremos o uso das seguintes correlações:

Coeficiente de COLBURN:

$$J_1 = A_1 \cdot \left(\frac{1.33}{\frac{P_t}{d_o}}\right)^a \cdot (Re_s)^{a2} \quad (8.3)$$

Sendo o expoente a:

$$a = \frac{a_s}{a + 0.14 \cdot (Re_s)^{a4}} \quad (8.4)$$

Os coeficientes a1, a2, a3 e a4 correspondem a valores tabelados e que podem ser encontrados em Sadic, k. 2002, sendo estes valores dependentes do número de Reynolds.

Número de Reynolds no casco:

$$Re_s = \frac{d_o \cdot \dot{m}_s}{\mu \cdot A_s} \quad (8.5)$$

Onde A_s será dado por:

$$A_s = D_s \cdot \left(1 - \frac{d_o}{P_t}\right) \cdot B \quad (8.6)$$

Lados dos tubos do Economizador:

Correlação de Webb:

$$Nu_t = \frac{\frac{f}{2} \cdot Re_T \cdot Pr_T}{1.07 + 9 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr_T^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (8.7)$$

coeficiente de atrito é dado por:

$$f = 1.58 \cdot (\ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (8.8)$$

Número de Nusselt, sendo definido pela equação:

$$Nu_t = \frac{h_{int} d_i}{k_i} \quad (8.9)$$

- A validade da correlação de Webb aqui utilizada corresponde $0.5 \leq Pr \leq 2000$ e $104 \leq Re \leq 106$.

Lado dos Tubos – Superaquecedor e Resfriador:

Correlação de Sleicher e Rose:

$$Nu_t = 5 + 0,015.Re_t^m.Pr_T^n \quad (8.10)$$

Onde os expoentes são dados por:

$$m = 0.88 - \frac{0.24}{4 + Pr_t} \quad (8.11)$$

$$n = \frac{1}{3} + 0.5.exp(-0.6Pr_t) \quad (8.12)$$

Lado dos Tubos – Evaporador

Para o cálculo do coeficiente de película do fluido durante a evaporação, fez-se o uso do simulador disponível no software EES. O mesmo utiliza correlações tais quais permitem avaliar o coeficiente médio durante o processo de evaporação, considerando as contribuições tanto da evaporação convectiva quanto da convecção por nucleação. As informações necessárias para tal são: o fluido, diâmetro dos tubos, vazão mássica do fluido por unidade de área da seção dos tubos, temperatura e saturação, título de entrada e saída do fluido, fluxo de calor transferido e orientação do trocador (horizontal ou vertical).

Lado dos Tubos – Condensador

Já para o condensador, aplicou-se o mesmo procedimento realizado para o caso do evaporador, utilizando-se também o ambiente do software EES para obter o coeficiente de película durante a condensação do fluido para tubos horizontais.

8.2 Resistência - Incrustações

As resistências à transferência de calor devido às incrustações formadas durante a operação do trocador foram obtidas por meio do EES e estão indicadas na tabela a seguir.

Tabela 7 – Resistência às incrustações

<i>Fluido</i>	<i>Resistencia(m2K/W)</i>
<i>Refrigerantes – Líquidos</i>	0,000176
<i>Refrigerantes – Gases</i>	0,000352

8.3 Equações

1. Coeficiente Global de Troca de Calor (U)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{saída}}} + \frac{1}{d_{\text{ext}}} + R_{\text{ent}} + R_{\text{ent}} + \frac{d_{\text{ext}} \cdot \ln\left(\frac{d_{\text{ext}}}{d_{\text{int}}}\right)}{2kt_{\text{tubos}}}} \quad (8.13)$$

2. Diferença Média Logarítmica de Temperaturas (DMLT)

- Para o cálculo da DMLT, levou-se em consideração o seguinte trocador de referência:

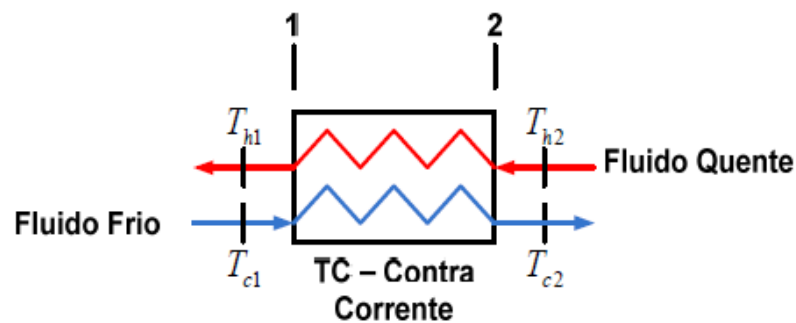


Figura 6 – Esquema do trocador para cálculo da DMLT

$$DMLT = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}}\right)} \quad (8.14)$$

3. Calor Trocador (Q)

$$Q = \dot{m}_h \cdot C_{p,med} \cdot (T_8 - T_{11}) \quad (8.15)$$

4. Área do Trocador (A)

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot DMLT} \quad (8.16)$$

8.4 Temperaturas de fornecimento de Calor

Para calcular a temperatura de fornecimento de calor, aplicaram-se as equações 30,31 e 32. A primeira é utilizada para obter a temperatura em que calor é transferido a partir do fluido que está sendo resfriado em um determinado trocador de calor. A segunda equação é utilizada para ponderar as temperaturas logarítmicas encontradas para cada um dos trocadores (economizador, evaporador e superaquecedor) com relação à quantidade de calor transferida em cada um. Já a última equação é utilizada para adimensionalizar a temperatura.

1. Temperatura média Logarítmica de Fornecimento de Calor

$$T_{ML} = \frac{T_{sai} - T_{ent}}{\ln \frac{T_{sai}}{T_{ent}}} \quad (8.17)$$

2. Temperatura de Fornecimento de Calor

$$T_{ML} = \frac{T_{sai} - T_{ent}}{Q_{eco} + Q_{eva} + Q_{sup}} \quad (8.18)$$

3. Temperatura Adimensional

$$T_{AD} = \frac{T_{form}}{T_{crit}} \quad (8.19)$$

9 Resultados para os Trocadores

1. Análise dos modelos:

Neste estudo foi simulado o comportamento dos vinte e três fluidos aqui previamente listados em duas configurações: com e sem a presença do recuperador de calor. Além disso, para a validação dos dados, foram consultados estudos anteriores, tais como em (Deep water cooled ORC for floating oil platform applications 2016) [5], onde foram colocados a prova os mesmos 23 fluidos de trabalho.

Para o caso onde se empregou o uso do ciclo rankine orgânico com a presença do regenerador, temos as seguintes tomadas de dados juntamente com os respectivos gráficos de potência útil pelo rendimento para cada fluido em estudo.

Tabela 8 – Modelo RORC

	<i>Fluido</i>	<i>Eficiencia ciclo</i>	<i>Potencia Util kW</i>	<i>Pressao</i>)	<i>Temperatura</i>
1	<i>Benzeno</i>	24,5%	4241	4469	288
2	<i>Isobutano</i>	12,7%	2196	3636	169
3	<i>n – butano</i>	14,5%	2493	3778	190
4	<i>n – decano</i>	20,4%	3353	2000	325
5	<i>n – dodecano</i>	20,6%	3550	1564	325
6	<i>n – heptano</i>	18,8%	3242	1795	251
7	<i>n – hexano</i>	18,7%	3235	3039	237,2
8	<i>n – nonano</i>	20,1%	3468	2105	319,9
9	<i>n – octano</i>	20%	3456	2401	292,9
10	<i>n – pentano</i>	16,6%	2873	2800	200
11	<i>Isopentano</i>	16,2%	2803	3295	193,5
12	<i>CicloHexano</i>	18,5%	3191	1200	250
13	<i>Tolueno</i>	24,3%	4200	2691	317,1
14	<i>R123</i>	17,7%	3066	3668	229,4
15	<i>R134a</i>	10%	1721	4059	173,5
16	<i>R141b</i>	19%	3284	4000	296,5
17	<i>R142b</i>	14,1%	2430	4000	209,4
18	<i>R245fa</i>	14,6%	2519	3637	221,8
19	<i>R502</i>	5,9%	1022	3952	239,7
20	<i>R717</i>	18,8%	3248	11330	325
21	<i>Ethanol</i>	25,7%	4445	6136	312
22	<i>Propane</i>	9,3%	1561	4200	190
23	<i>Water</i>	30,6%	5290	7617	325

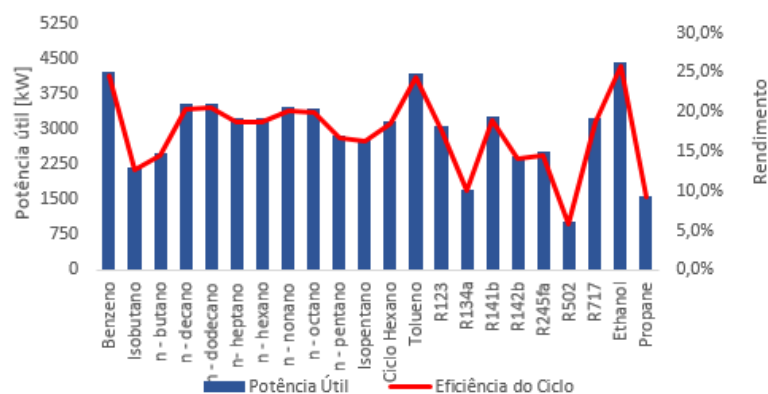


Figura 7 – Distribuição da Potência útil e rendimento do ciclo para o RORC

Na sequência, temos os dados captados para o modelo sem o recuperador, assim como o gráfico representando a distribuição de potências útil para o ciclo e rendimento para determinado tipo de fluido orgânico.

Tabela 9 – Modelo NORC

	<i>Fluido</i>	<i>Eficiencia do ciclo</i>	<i>Potencia Util kW</i>	<i>Pressao)</i>	<i>Temperatura</i>
1	<i>Benzeno</i>	22,4%	3835	2000	249,3
2	<i>Isobutano</i>	10,7%	1894	3200	289,6
3	<i>n – butano</i>	13,4%	2327	3121	219
4	<i>n – decano</i>	19%	3283	1850	250
5	<i>n – dodecano</i>	19,2%	3451	982	278,5
6	<i>n – heptano</i>	16,2%	2807	800	250
7	<i>n – hexano</i>	15,9%	2739	2641	199,8
8	<i>n – nonano</i>	19,5%	3372	1000	265,2
9	<i>n – octano</i>	19,4%	3346	1478	265,6
10	<i>n – pentano</i>	15,3%	2638	2306	255,1
11	<i>Isopentano</i>	16,0%	2756	2967	180,1
12	<i>Ciclo Hexano</i>	16,8%	2923	1000	300
13	<i>Tolueno</i>	21,4%	4327	3800	323
14	<i>R123</i>	16,4%	3009	2642	197,8
15	<i>R134a</i>	9%	1946	4059	173,8
16	<i>R141b</i>	17%	3280	2854	297,2
17	<i>R142b</i>	11,5%	2131	3979	241,7
18	<i>R245fa</i>	13,9%	2409	3620	300
19	<i>R502</i>	5,7%	1318	3850	235
20	<i>R717</i>	16,4%	2964	8260	311,7
21	<i>Ethanol</i>	23,0%	4117	3000	300
22	<i>Propane</i>	8,7%	1544	4100	160
23	<i>Water</i>	23,9%	4152	1125	325

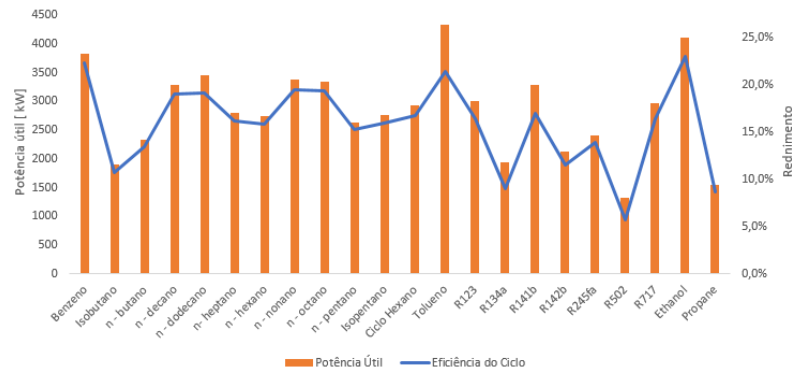


Figura 8 – Distribuição da Potência útil e rendimento do ciclo para o NORC

A partir da análise das figuras 6 e 7, pode-se observar um melhor desempenho do ciclo rankine orgânico com a presença do regenerador, o que já era esperado, uma vez que parte do calor que seria perdido pelo fluido de trabalho para a água do mar é recuperado, sendo utilizado como pré-aquecimento do fluido ao sair da bomba.

Além disso, da análise para os dois arranjos estudados tivemos que para o caso do RORC, os fluidos com melhor desempenho foram: a água, com rendimento de 30,6% e potência útil de 5290 kW e o etanol, com rendimento de 25,7% e potência útil empregada no ciclo de 4445 kW, sendo este último um bom candidato para utilização em um ORC pois, apesar de ser um fluido inflamável, temos que o mesmo não é tóxico, ecológico e barato. No caso do Benzeno e do Tolueno e n - dodecano, ambos fluidos tiveram desempenho semelhantes para o primeiro caso, mas por serem ou tóxicos e inflamáveis, esses fluidos ficaram de fora de nossa análise. Vale apenas acrescentar também o fluido R-123, o qual é um fluido de baixa toxicidade e não inflamável e que obteve um rendimento de 17,7% e potência útil gerada de 3066 kW.

Já para o ciclo NORC, o fluido o qual apresentou maior potência útil foi o Tolueno (seguido do R 717 e n - dodecano), com uma potência de 4327 kW. Ao mesmo tempo, os fluidos de maior rendimento foram, novamente, a água e o etanol, com 23,9% e 23% de rendimento, respectivamente.

Assim, tendo em vista a presença de fluidos com um alto rendimento e potência gerada mas que, ao mesmo tempo, não configuram nas possibilidades mais seguras de implementação, foi adicionada uma análise do ponto de vista de exergia. Nesse sentido, abaixo temos o ranqueamento dos fluidos de acordo com seu rendimento exergético.

Tabela 10 – Modelo RORC

	Fluido	Eficiência do ciclo	Potência Útil (kW)	Pressão (kPa)	Temperatura
1	Benzeno	23,9%	3608	1402	272,2
2	Isobutano	13,1%	1976	2813	128,2
3	n - butano	9,9%	1501	1267	100,0
4	n - decano	22,7%	3416	1000	300,0
5	n - dodecano	23,0%	3470	1000	283,7
6	n- heptano	20,4%	3080	1008	205,4
7	n - hexano	9,6%	1447	230	232,2
8	n - nonano	22,3%	3318	1008	260,3
9	n - octano	22,8%	2980	2377	290,0
10	n - pentano	14,4%	2173	3000	165,0
11	Isopentano	18,5%	2643	2815	180,0
12	Ciclo Hexano	22,4%	3327	1402	239,4
13	Tolueno	25,0%	3772	1000	224,9
14	R123	18,49%	2350	2500	165,0
15	R134a	7,0%	1059	2374	90,7
16	R141b	20,6%	3109	3317	200,0
17	R142b	14,1%	2118	4000	137,0
18	R245fa	15,9%	2391	3600	194,0
19	R502	6,1%	1019	3900	220,0
20	R717	20,2%	3166	11200	127,2
21	Ethanol	26,6%	4023	4895	240,0
22	Propane	8,4%	1269	3806	91,7

Na sequência, temos o gráfico que expõe em ordem crescente de rendimento o comportamento dos fluidos em análise:

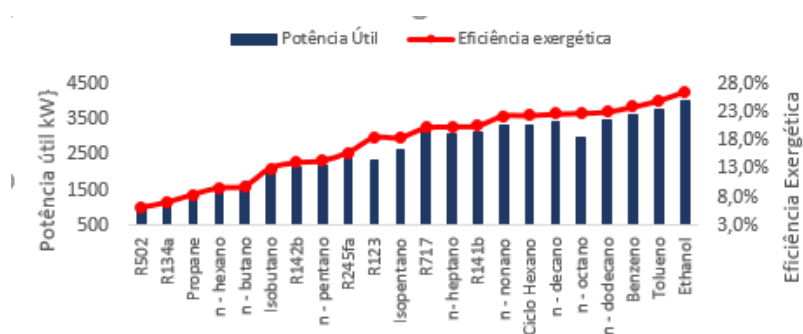


Figura 9 – Distribuição da Potência útil e rendimento exergético para o RORC

Pelo Gráfico, pode-se observar que, excluindo os fluidos de comportamento bastante tóxico e/ou muito inflamável, o R123 vem logo em sequência ao Etanol, sendo estes dois os fluidos escolhidos para a análise em sequência, segundo o tamanho dos trocadores de calor.

9.1 Análise das áreas dos trocadores de calor

Nesta seção foram analisadas as áreas dos trocadores para o ORC com recuperador para os fluidos: Etanol e R-123, dois dos fluidos orgânicos, com exceção da água, que tiveram a maior potência útil gerada e rendimento exergético segundo os critérios já previamente expostos. Pode-se observar que, para o caso do Etanol, obtivemos uma área de trocadores 3,5% menor e, de acordo com Papadopoulos et al. [2], os trocadores de calor chegam a custar aproximadamente 90% do custo de um ORC. Portanto, menores áreas (caso do etanol) representam menor necessidade de investimento na instalação do ciclo.

Vale observar que, no caso do R-123, apesar de obtermos um rendimento térmico ligeiramente menor do que o do etanol, o fluido não é inflamável e, considerando que o etanol é bastante corrosivo em condições de altas temperaturas, pode-se considerar o R-123 como um substituto a sua altura. Nesse sentido, segue abaixo os valores encontrados em m² para o economizador, evaporador, superaquecedor, resfriador e condensador do RORC segundo o critério de maior potência gerada para o ciclo.

Tabela 11 – Áreas de Troca para o Etanol - Maior Rendimento térmico

<i>Etanol</i>	<i>Area(m²)</i>	<i>CoefficienteGlobaldeTrocaCalor</i>
<i>Economizador</i>	1277	260
<i>Evaporador</i>	101,5	62
<i>Superaquecedor</i>	864,9	242
<i>Resfriador</i>	63	45
<i>Condensador</i>	132	58
<i>Total</i>	2439	

Tabela 12 – Áreas de Troca para o R-123 - Maior Rendimento térmico

<i>R – 123</i>	<i>Area(m²)</i>	<i>CoefficienteGlobaldeTrocaCalor</i>
<i>Economizador</i>	523,1	370
<i>Evaporador</i>	1542	80
<i>Superaquecedor</i>	223,8	240
<i>Resfriador</i>	83	42
<i>Condensador</i>	156	60
<i>Total</i>	2527,9	

Da mesma forma, foram calculadas as áreas para os trocadores para o caso de maior rendimento exergético para ambos os fluidos, o R-123 com eficiência exergética de 18,49% e potência útil gerada de 2350kW e o etanol, com eficiência exergética de 26,6% e potência útil de 4023kW, ou seja, valores bem maiores do que os apresentados pelo R-123.

Tabela 13 – Areas de Troca para o Etanol - Maior Rendimento exergético

<i>Etanol</i>	<i>Area(m²)</i>	<i>CoefficienteGlobaldeTroca de Calor</i>
<i>Economizador</i>	820	220
<i>Evaporador</i>	76,16	71
<i>Superaquecedor</i>	51,32	170
<i>Resfriador</i>	42	91
<i>Condensador</i>	81	42
<i>Total</i>	1070,5	

Tabela 14 – Areas de Troca para o R-123 - Maior Rendimento exergético

<i>R – 123</i>	<i>Area(m²)</i>	<i>CoefficienteGlobaldeTroca de Calor</i>
<i>Economizador</i>	340,3	280
<i>Evaporador</i>	237,6	64
<i>Superaquecedor</i>	68,9	130
<i>Resfriador</i>	61	58
<i>Condensador</i>	102	61
<i>Total</i>	809,9	

De maneira geral, houveram reduções significativas nas áreas de ambos trocadores, sendo neste caso o R-123 um trocador mais compacto e barato. Contudo, vale ressaltar que, mesmo não sendo o objetivo primeiro dessa análise, o rendimento térmico do ciclo para o etanol, tal como a potência gerada, são bem maiores, 23% contra 16,14% do R-123. Assim, para o caso da maior eficiência exergética, escolheu-se o etanol mesmo com uma área de trocador total 32% maior quando comparado ao fluido R-123.

10 Análise Econômica a aplicação do ORC em uma FPSO

Quanto à disponibilidade comercial do ORC, é importante notar a existência de diversos fabricantes, como: Ormat, GMK, Infinity Turbines, Calnetix. A maior empresa dedicada ao projeto e venda de sistemas ORC é a italiana Turboden, com mais de 30 anos de experiência e que em 2009 foi adquirida pelo grupo Pratt & Whitney, sendo em 2013 incorporada à divisão de indústria pesada da Mitsubishi. A planta ORC é tipicamente comercializada em formato modular e opera de forma completamente “fechada”, dispensando grandes preocupações com manutenção. A Figura 10 apresenta um módulo ORC completo sendo transportado.



Figura 10 – ORC fabricado pela Turboden

Os módulos ORC's fabricados possuem preço variado assim como as FPSO's, as quais detêm tamanhos e margem de produção de gás e barris de petróleo/dia bastante variada também. A seguir, temos alguns exemplos de FPSO's brasileiras e estrangeiras, seguidas dos seus custos.

Tabela 15 – Listas de FPSO's

<i>FPSO</i>	<i>Pais</i>	<i>Peso(ton)</i>	<i>Preço(MM)</i>
<i>Girassol</i>	<i>Angola</i>	<i>25mil</i>	<i>U520</i>
<i>Daila</i>	<i>Angola</i>	<i>22mil</i>	<i>U640</i>
<i>Goliat</i>	<i>Noruega</i>	<i>52mil</i>	<i>U1,100</i>
<i>P – 68</i>	<i>Brasil</i>	<i>52mil</i>	<i>U674</i>

A seguir, temos uma lista das especificações de algumas FPSO's retirada do site da empresa Cylde Bergeman.

Cliente	Tipo de Unidade de recuperação de calor	Calor recuperado	Turbinas/compressores/motores	Local
Turbinas Solar	2x2 unidades TPH	7.1MW	2x Tauru 60	Australia
	1x 195 unidades TPH	6.8MW	1x Taurus 60	Brasil
BW - Empresa Marítima	3x 210 TPH	13.56MW	3x Titan 130	Brasil
Modec	3x 280 TPH	17.7MW	3x LM2500 G4	Brasil
Modec	3x 195 TPH	17MW	3x LM2500 G4	Brasil
OSX1 B.V	1x 155 TPH	15MW	1x Solar Marte 100	Brasil
SBM marítima	3x TPH	20MW	3x LM2500 G4	Australia
DSME	3x 195 TPH	5.38MW	3x Solar Marte 100	Brasil
SBM marítima	4x 195 TPH	16.5MW	4x LM2500	Brasil
Modec	4x 251 TPH	11.8MW	4x LM2500	Brasil
SBM marítima	4x 830 TPH	24.8MW	3x LM2500 G4	Brasil

Figura 11 – Especificações de FPSO'S

Vale lembrar que o custo dessas plataformas, seja por aluguel como no caso da P - 68, seja pela compra, muitas vezes vão muito além desses valores. Haja visto, o projeto brasileiro em Libra, onde consta a encomenda de 13 novas FPSO's, as quais foram valoradas na época em \$2,5 bilhões de dólares cada. Acredita-se, portanto, que tal valor aparenta acrescentar o custo do sistema subsea (risers, árvore de natal e poços).

Nesse sentido, nesse trabalho será levado em conta futuramente apenas as economias de CAPEX referentes à recuperação dos calores residuais rejeitados pelo ciclo brayton implementado na plataforma através também da marcação de toneladas ao ano de CO2 não despejadas na atmosfera e pelo resfriamento a partir de águas profundas. Para isto, adotaremos por base que o modelo de ORC aqui elaborado seria aplicado em uma plataforma modelo, no caso, a FPSO Cidade de Paraty, a qual segundo próprio site da Modec (fabricante) possui capacidade instalada de 70MW.

Além disso, tal plataforma possui uma capacidade de produção de 120 mil barris de petróleo por dia e 176 milhões de metros cúbicos de gás natural. Na sequência, temos um modelo completo de uma FPSO.

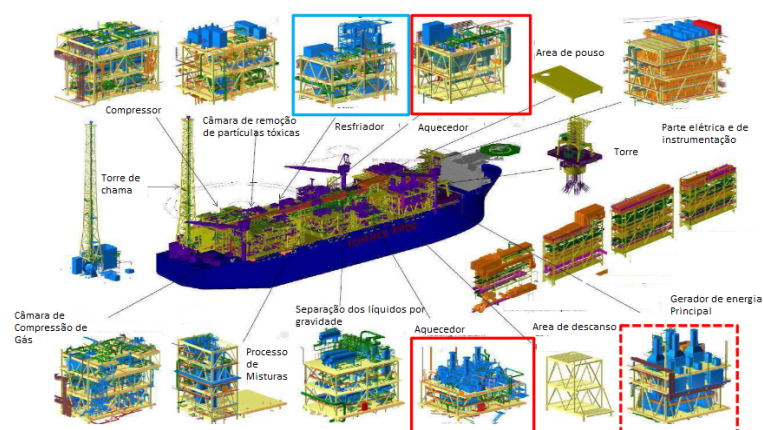


Figura 12 – FPSO

10.1 Avaliação dos custos dos componentes do ORC

Buscou-se encontrar trocadores com parâmetros de projeto próximos aos encontrados durante nossas simulações. Além disso, quando no cálculo dos valores aproximados para os nossos trocadores, adotou-se valores semelhantes para trocadores, turbinas e bombas de dimensões próximas aos encontrados em Cruz, Andrada Matheus [7]. Ademais, para os nossos cálculos, levou-se em conta também informações extraídas das principais empresas, as quais fornecem, montam e fazem parte dos principais projeto de construção de FPSO's no mundo, como a Citech, Alfa Laval, Modec, entre outras. Como exemplo, segundo a empresa Citech, pode-se estimar sem grandes erros um valor de £35,000 por tonelada de massa do trocador.

A seguir, temos os dados das áreas dos trocadores com melhor custo benefício para cada fluido em ambas análises, quando na recuperação de calor visando o melhor aproveitamento exergético ou melhor rendimento térmico do ciclo.

Tabela 16 – Custo médio dos ORCS e FPSO Modelo

FPSO	Area dos Trocadores(m2)	Potencia Gerada	Valor (US\$ MM)
Cidade de Paraty	12581	70MW	108.59
FPSO(etanol - Exergético)	1070,5	4MW	9,23
FPSO(R-123 - Exergético)	809,9	2,35MW	6,98
FPSO(Etanol - Térmico)	2439	4,45MW	21
FPSO(R-123 - Térmico)	2527,9	3MW	22

10.2 Cálculo do Tempo de retorno após implementação do ORC na FPSO

Na tabela e gráfico a seguir, temos a curva de produção da FPSO Cidade de Paraty (dado extraído do EIA da atividade de produção e escoamento de petróleo e gás natural do Pré-Sal Etapa 1). Observa-se que a potência elétrica empregada é abaixo dos 70MW mas isso se deve à operação em carga parcial da FPSO. Nessa etapa de cálculo, levou-se em conta que, para cada configuração de ORC, a potência útil seria utilizada de tal forma que se pudesse economizar o combustível consumido pela plataforma para a geração de energia.

Tabela 17 – Curva de Produção, Potencial elétrico, consumo de gás

Ano	Potência Elét.MW	ConS. de Comb MM Sm3/ano
2013	57,652	131,313
2014	59,462	134,553
2015	60,162	135,889
2016	60,218	135,998
2017	60,199	135,961
2018	59,898	135,379
2019	59,518	134,658
2020	59,174	134,017
2021	58,903	133,519
2022	58,654	133,068
2023	58,388	132,594
2023	58,388	132,594
2025	57,946	131,818
2026	57,797	131,562
2027	57,666	131,337
2028	57,567	131,169
2029	57,482	131,025
2030	57,404	130,893
2031	57,347	130,797
2032	57,295	130,71
2033	57,232	130,605
2034	57,176	130,513
2035	57,137	130,448

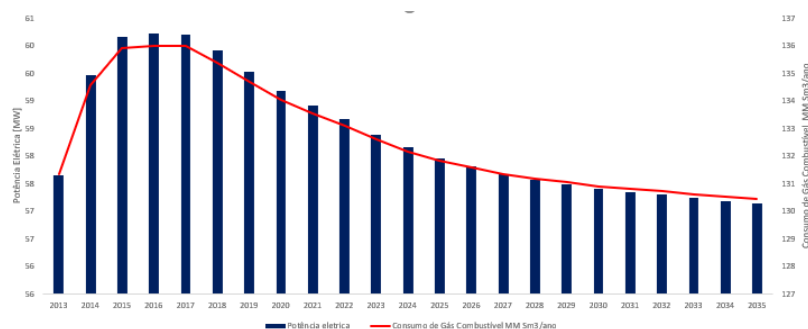


Figura 13 – Consumo e Geração de Energia em uma FPSO ao longo de 22 anos

A seguir temos o consumo de combustível anualizado da plataforma para cada uma das configurações:

Tabela 18 – Consumo de gás Combustível Alternativa

Ano	Cons E.E	Cons R123.T	Cons E.T	Cons R123.E
2013	122,2	124,5	121,2	126,0
2014	125,5	127,8	124,5	129,2
2015	126,9	129,1	125,8	130,6
2016	127,0	129,2	125,9	130,7
2017	126,9	129,2	125,9	130,7
2018	126,3	128,6	125,3	130,1
2019	125,6	127,9	124,6	129,3
2020	125,0	127,2	123,9	128,7
2021	124,5	126,7	123,4	128,2
2022	124,0	126,3	123,0	127,7
2023	123,5	125,8	122,5	127,3
2023	123,5	125,8	122,5	127,3
2025	122,7	125,0	121,7	126,5
2026	122,5	124,7	121,4	126,2
2027	122,2	124,5	121,2	126,0
2028	122,1	124,3	121,0	125,8
2029	121,9	124,2	120,9	125,7
2030	121,8	124,1	120,7	125,5
2031	121,7	124,0	120,6	125,4
2032	121,6	123,9	120,6	125,3
2033	121,5	123,8	120,4	125,2
2034	121,4	123,7	120,4	125,1
2035	121,3	123,6	120,3	125,1

Por fim, temos o gráfico que mostra o tempo de retorno ao investimento caso esses ORCs fossem implementados em uma FPSO, tal como exemplificada neste trabalho, e que os mesmos tivessem por finalidade, a partir do aproveitamento dos gases de exaustão, gerar energia a fim de se poupar combustível na plataforma diariamente. Para os cálculos anualizados de consumo de gás da FPSO, utilizou-se, uma aproximação inicial do valor médio de m³ de gás consumido pela plataforma de R\$ 1,42. Tal valor baseou-se segundo preços praticados no mercado para consumo industrial.

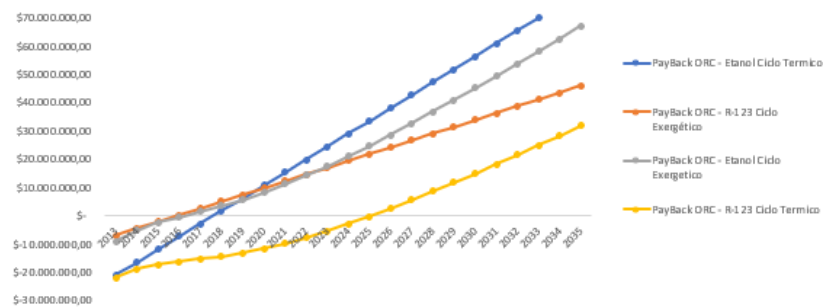


Figura 14 – Curva de retorno ao investimento para cada ORC

11 Conclusão

Como podemos ver no gráfico acima, para o caso do ORC onde o fluido de trabalho é o etanol, a melhor configuração se deu a partir do produto com maior rendimento térmico, tendo seu retorno de investimento já a partir do sexto ano. No caso do fluido de trabalho R-123, ORC com melhor performance foi o com configuração otimizada para se obter o melhor rendimento exergético, tendo seu retorno ao investimento em apenas 4 anos. Dentre um dos motivos para isso, deve-se na diferença de valores médios para a construção dos trocadores para esse fluido em ambas configurações (U\$ 6,98 MM e U\$22 MM), e na potência útil geradas próximas (3MW e 2.35MW).

Vale ressaltar que, apesar de se ter um investimento bastante inferior de partida no caso do ORC com R-123, ao longo dos 22 anos de operação dessa plataforma, para o caso onde se emprega o Etanol, teremos uma economia de U\$666 MM de dólares apenas poupando-se a queima demaziada de combustível e, no caso do R-123, teremos uma economia de U\$446 MM de dólares.

Nesse sentido, com exceção ao fato de ser corrosivo à altas temperaturas e ao maior tempo para se obter retorno financeiro, o etanol é o fluido que se sai melhor em todos os outros aspectos quando comparado com o R-123, seja no rendimento térmico do ciclo, rendimento exergético ou no retorno financeiro gerado no longo prazo em uma FPSO.

12 Recomendações para trabalhos futuros

Definir uma metodologia de Pay-Back (retorno ao investimento) da instalação do ORC segundo outros critérios, tais como aproveitamento da geração de energia a partir dos gases de escape para: otimização da extração de óleo ou utilização desta energia residual para auxiliar as etapas de separação de óleo e gás. Por fim, realizar uma comparação quando na melhor configuração de ORC e do aproveitamento da sua energia gerada de for a minimizar gastos e maximizar o retorno a longo prazo.

13 Referências Bibliográficas

- [1] A. A. Lakew, O. Bolland, “Working fluids for low-temperature heat source”, *Applied Thermal Engineering*, v.30, p.1262-1268, 2010.
- [2] A. I. Papadopoulos, M. Stijepovic, P. Linke, “On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles”, *Applied Thermal Engineering*, v.30, p.760-769, 2010.
- [3] B. T. Liu, K. H. Chien, C. C. Wang, “Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery”, *Energy*, v.29, p.1207-1217, 2004.
- [4] BUNDELA, S., CHAWLA, V., “Sustainable Development through Waste Heat Recovery”, *American Journal of Environmental Sciences*, 2010.
- [5] Caio Gracco Fonseca do Vale, Julio Augusto Mendes da Silva, Silvio de Oliveira Junior – Deep water cooled ORC for floating oil platform applications 2016.
- [6] COGEN PORTUGAL, 2011, Ciclos Orgânicos de Rankine, Disponível em: <http://www.cogenportugal.com/ficheirosupload/Brochura%20COR.PDF>, Acesso em: 20 jul. de 2014.
- [7] Cruz, Andrada Matheus, “Efeitos da Captação profunda de água do mar na eficiência energética, emissões de CO₂, capex e opex de uma FPSO, 2016.
- [8] DESAI, N. B.; BANDYOPADHYAY, S. Process Integration of Organic Rankine Cycle. *Energy* 34 (2009) 1674–1686.
- [9] F. Heberle, D. Brüggemann, “Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation”, *Applied Thermal Engineering*, v.30, p.1326-1332, 2010.
- [10] KINNEY, B. Field development options / selection strategy. In: *Expanding Facilities Knowledge Workshop*. Houston, TX: SPE, 2012.
- [11] KOCAMAN, A. Oshore Concept Selection. In: *Expanding Facilities Knowledge Workshop*. Houston, TX: SPE, 2008.
- [12] LEE, J. H.; KIM, T. S. Analysis of Design and Part Load Performance of Micro Gas Turbine / Organic Rankine Cycle Combined Systems. *J. of Mechanical Science and Technology*, Vol. 20, no. 9, pp 1502-1513, 2006.
- [13] Mitsuo M.B., Silva J.A.M, Oliveira JR. S – Are ORCs a good option for waste heat recovery in petroleum refinery? 2014.
- [14] O. Badr, P. W. O’callaghan, S. D. Probert, “Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources”, *Applied Energy*, v.36, p.263-292, 1990.
- [15] P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasan, C. Somayaji, “An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids”, *Applied Thermal Engineering*,

v.28, p.998-1007, 2008.

[16] QUOILIN, S.; LEMORT, V. Dynamic Modeling and Control Strategies for Organic Rankine Cycle Systems. International Symposium on Advanced Waste Heat Valorization Technologies, Kortrijk, September 13th 2012.

[17] SCHUSTER, A.; ET AL. Efficiency Optimization Potential in Supercritical Organic Rankine Cycles. *Energy* 35 (2010), 1033-1039.

[18] S.A. Klein. Engineering Equation Solver (EES), Academic Professional V9.901, 2015

[19] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S . Pei, K. F. Tsai, “A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources”, *Energy*, v.35, p.1403-1411, 2010.

[20] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, K. Mori, “Design and testing of the organic Rankine cycle”, *Energy*, v.26, p.239-51, 2001.

[21] TCHANCHE, B. F., PAPADAKIS G., LAMBRINOS, G., FRANGOUDAKIS, “A. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle”. *Applied Thermal Engineering* v.29, 2011, p.2468–2476.

[22] U. Drescher, D. Brüggemann, “Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants”, *Applied Thermal Engineering*, v.27, p.223-228, 2007.

[23] V. Maizza, A. Maizza, “Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems”, *Applied Thermal Engineering*, v.16, p.579-590, 1996.

[24] W. Li, X. Feng, L. J. Yu, J. Xub, “Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle”, *Applied Thermal Engineering*, v.31, p.4014-4023, 2011.

[25] WANG, X. D.; ZHAO, L. Analysis of Zeotropic Mixtures Used in Low Temperature Solar Rankine Cycles for Power Generation. *Solar Energy* 83 (2009) 605–613.

[26] Y. Dai, J. Wang, L. Gao, “Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery”, *Energy Conversion and Management*, v.50, p.576-582, 2009.

[27] Y. Li, S. Liao. G. Liu, “Thermo-economic multi-objective optimization for a solar-dish Brayton system using NSGA-II and decision making”, *Electrical Power and Energy Systems*, v. 64. p. 167-175, 2015.

14 Anexos

ANEXO – CÓDIGO EES

```
Procedure estado62(Fluidotrabalho.P6.h6 :x6.x7) x6:= quality(Fluidotrabalho.P=P6.h=h6)
if(x6<0.8) Then Call error('x6 deve ser maior que 0.8'. x6) if(x6<1) and (x6<=0.8) Then
x7:=x6 if(x6<1) Then x7:=1 End
```

```
Fluidotrabalho[1] = 'Benzene' Fluidotrabalho[2] = 'Isobutane' Fluidotrabalho[3]
= 'n-butane' Fluidotrabalho[4] = 'n-decane' Fluidotrabalho[5] = 'n-dodecane' Flui-
dotrabalho[6] = 'n-heptane' Fluidotrabalho[7] = 'n-hexane' Fluidotrabalho[8] = 'n-
nonane' Fluidotrabalho[9] = 'n-octane' Fluidotrabalho[10] = 'n-pentane' Fluidotrab-
alho[11] = 'Isopentane' Fluidotrabalho[12] = 'Cyclohexane' Fluidotrabalho[13] = 'To-
luene' Fluidotrabalho[14] = 'R123' Fluidotrabalho[15] = 'R134a' Fluidotrabalho[16]
= 'R141b' Fluidotrabalho[17] = 'R142b' Fluidotrabalho[18] = 'R245fa' Fluidotrab-
alho[19] = 'R502' Fluidotrabalho[20] = 'R717' Fluidotrabalho[21] = 'Ethanol' Fluido-
trabalho[22] = 'Propane' Fluidotrabalho[23] = 'Water' Fluidotrabalho = Fluidotrab-
alho[13]
```

```
”Fluido quente - waste heat source”
```

```
mponth = 64 T[8] = 330 T[11]= 105 Cpg =1.2
```

```
”Ambiente de trabalho”
```

```
Tamb = 25 Pamb = 100 P[5] =2691 T[5] =317
```

```
”Delta trocadores de calor”
```

```
Deltacond = 10
```

```
”Condições de trabalho”
```

```
etab = 0.75 etat = 0.8 etag = 0.96 etar = 0.85
```

```
T[1] = 45 x[1] = 0 P[1]=psat(Fluidotrabalho.T=T[1]) h[1]=enthalpy(Fluidotrabalho.T=T[1].x=x[1])
s[1]=entropy(Fluidotrabalho.T=T[1].x=x[1])
```

```
P[2]=P[5] ss[2]=s[1] hs[2]=enthalpy(Fluidotrabalho.P=P[2].s=ss[2]) etab = (hs[2]-
h[1])/(h[2]-h[1]) T[2]=temperature(Fluidotrabalho.P=P[2].h=h[2]) s[2]=entropy(Fluidotrabalho.T=T[2].x=x[2])
x[2]=quality(Fluidotrabalho.T=T[2].h=h[2])
```

```
x[3]=0.7 P[3] = P[5]
```

```
h[3]=enthalpy(Fluidotrabalho.P=P[3].x=x[3]) s[3]=entropy(Fluidotrabalho.P=P[3].x=x[3])
```

```
x[4] = 1 P[4]=P[5] T[4]=tsat(Fluidotrabalho.P=P[4]) h[4]=enthalpy(Fluidotrabalho.P=P[4].x=x[4])
s[4]=entropy(Fluidotrabalho.P=P[4].x=x[4])
```

```
T[5]=temperature(Fluidotrabalho.P=P[5].h=h[5]) x[5]=quality(Fluidotrabalho.P=P[5].h=h[5])
s[5]=entropy(Fluidotrabalho.P=P[5].h=h[5])
```

```

P[6]=P[1] ss[6]=s[5] hs[6]=enthalpy(Fluidotrabalho.P=P[6].s=ss[6]) etat = (h[5]-
h[6])/(h[5]-hs[6]) T[6]=temperature(Fluidotrabalho.P=P[6].h=h[6]) s[6]=entropy(Fluidotrabalho.P=P[6].h=h[6])
Call estado62(Fluidotrabalho.P[6].h[6] :x[6].x[7])
etar = (Ty-T[2])/(T[6]-T[2]) Py = P[2] hy = enthalpy(Fluidotrabalho.P=P[2].T=Ty)
hy - h[2] = h[6]-hx //Px = P[6] //Tx = temperature(Fluidotrabalho.P=Px.h=hx)
T[7] = 18 P[7]=P[1] h[7]=enthalpy(Fluidotrabalho.P=P[7].x=x[7]) s[7]=entropy(Fluidotrabalho.P=P[7].x=x[7])
P[8] = Pamb P[9] = Pamb P[10] = Pamb P[11] = Pamb
P[12] = Pamb P[13] = Pamb P[14] = Pamb //T[12] = Tamb T[12]=5
mpontoorc*(h[5]-h[2]) = mpontoh*Cpg*(T[8]-T[11]) QHeat = mpontoorc*(h[5]-
h[2])
//ECONO mpontoorc*(h[3]-h[2]) = mpontoh*Cpg*(T[10]-T[11])
//SUPER mpontoorc*(h[5]-h[4]) = mpontoh*Cpg*(T[8]-T[9])
//COND Cpagua=cp(Water.T=Tamb.P=Pamb)
mpontoorc*(h[7]-h[1]) = mpontoc*Cpagua*(T[13]-T[12])
T[13] = T[7] + Deltacond //RESFRI mpontoorc*(hx-h[7]) = mpontoc*Cpagua*(T[14]-
T[13])
Qlow = mpontoorc*(hx-h[1]) //TURB Wt = mpontoorc*(h[5]-h[6])/etag //BOMB
Wp = mpontoorc*(h[1]-h[2])/etag //TRAB LIQ Wdotciclo = Wt + Wp //Wdotciclo =
4500 //REND TERMICO etaciclo = Wdotciclo/QHeat //BALANCO EXER etaexer =
Wdotciclo/(mpontoh*Cpg*((T[8]-T[11])-Tamb*ln(T[8]/T[11])))
TESTE1= T[6]-T[2]
// ÁREA DE TODOS OS TROCADORES DE AQUECIMENTO
"1 - DADOS e HIPÓTESES"
"Fluido de Trabalho (Fluido Frio)"
WF = Fluidotrabalho[13]
T[3]=temperature(Fluidotrabalho.P=P[3].h=h[3])
//Pressão nos Tubos Pf = psat(WF.T=T[2]) Tf[1] = (T[2] + T[3])/2 //Títulos de
Entrada e Saída do Fluido de Trabalho
//Entalpias
//Propriedades do WF para Tf[1] cpf[1] = cp(WF.T=Tf[1].P=Pf) kf[1] = conducti-
vity(WF.T=Tf[1].P=Pf) Prf[1] = prandtl(WF.T=Tf[1].P=Pf) rhof[1] = density(WF.T=Tf[1].P=Pf)
muf[1] = viscosity(WF.T=Tf[1].P=Pf)
"Fluxo Quente - Diesel Leve"Q = 'n-dodecane'
//Pressão na Carcaça Pq = 505 [kPa]
//Temperatura Média para Cálculo de Propriedades - Economizador Tq[1] = (T[11]
+ T[10])/2

```

```

//Propriedades do DL aproximadamente n-Dodecano - Economizador cpq[1] = Cpg
kq[1] = conductivity(Q.T=Tq[1].P=Pq) Prq[1] = prandtl(Q.T=Tq[1].P=Pq) rhoq[1] =
density(Q.T=Tq[1].P=Pq) muq[1] = viscosity(Q.T=Tq[1].P=Pq)
//ECONOMIZADOR
”Trocador de Calor de Casco e Tubos”
//Parâmetros Construtivos Seleccionados/Estimados
//Diâmetro da Carcaça - Tabela 8.3
Dspol[1] = 27 [in] Ds[1] = Dspol[1]*convert(in.m)
//Número de Tubos Nt[1] = 637
//Distância entre Chicanas B[1] = 0.5*Ds[1]
//Distância entre Centros de Tubos PTpol[1] = (15/16) [in] PT[1] = PTpol[1]*convert(in.m)
//Diâmetro Externo dos Tubos dopol[1] = (3/4) [in] do[1] = dopol[1]*convert(in.m)
//Diâmetro Interno dos Tubos dipol[1] = 0.482 [in] di[1] = dipol[1]*convert(in.m)
//Material dos Tubos kaço = k ('Carbonsteel'. T=Tq[1])
//OBS: O corte das chicanas é de 25
”2 - TROCA DE CALOR - LADO DA CARCAÇA”
//Área do Escoamento Cruzado As[1] = (Ds[1] - (Ds[1]/PT[1])*do[1])*B[1]
”Método de Bell-Delaware”
//Nº de Reynolds
Res[1] = (do[1]*mpontoh)/(muq[1]*As[1])
//Coeficientes para Correlações - 100.000 ; Re ; 10.000 e Arranjo Triangular (Ta-
bela 8.6) a1[1] = 0.321 a2[1] = -0.388 a3[1] = 1.45 a4[1] = 0.519 a[1] = a3[1]/(1+0.14*(Res[1])**a4[1])
//Colburn j-factor ji[1] = a1[1]*((1.33/(PT[1]/do[1]))**a[1])*(Res[1])**a2[1]
//Coeficiente de Transferência de Calor Ideal - Com Propriedades Constantes hid[1]
=ji[1]*cpq[1]*convert(kJ.J)*(mpontoh/As[1])*((kq[1]/(cpq[1]*convert(kJ.J)*muq[1]))**(2/3))
//Coeficiente de Transferência de Calor Corrigido - Casco Jtotal[1] = 0.55 hc[1] =
Jtotal[1]*hid[1]
”3 - TROCA DE CALOR - LADO DOS TUBOS”//Velocidade de Escoamento
Média - Dentro dos Tubos um[1] = 4*mpontoh/(Nt[1]*rhof[1]*pi*di[1]**2)
//Nº de Reynolds Interno Ref[1] = rhof[1]*um[1]*di[1]/muf[1]
//Coeficiente de Atrito f[1] = (1.58*ln(Ref[1])-3.28)**(-2)
//Correlação de Webb (Tabela 3.3) Nusseltb[1] = ((f[1]/2)*Ref[1]*Prf[1])/(1.07 +
9*((f[1]/2)**(1/2))*(Prf[1]-1)*(Prf[1])**(-1/4))
//Coeficiente de Transferência de Calor – Tubos ht[1] = Nusseltb[1]*kf[1]/di[1]
”4 - Coeficiente Global de Troca de Calor”
//Superfície Limpa 1/UI[1] = 1/hc[1] + (1/ht[1])*(do[1]/di[1])+(do[1]/2)*ln(do[1]/di[1])/kaço

```

```

//Superfície com Incrustações - Tabela 5.8 Rin[1] = 0.000176 [m2-K/W] "Dentro
dos Tubos" Rout[1] = 0.00042 [m2-K/W] "Fora dos Tubos" 1/Uinc[1] = 1/hc[1] +
(1/ht[1])*(do[1]/di[1])+(do[1]/2)*ln(do[1]/di[1])/kaço + Rout[1] + (do[1]/di[1])*Rin[1]
"5 - Área de Contato do Trocador"
mpontoorc*(h[3]-h[2]) = Q[1]
//DMLT DMLT[1] = ((T[11] - T[2])-(T[10]-T[3]))/ln((T[11] - T[2])/(T[10]-T[3]))
//Área - Caso Limpo AEconoLimpo = Q[1]*convert(kW.W)/(UI[1]*DMLT[1])
//Área - Caso Incrustado AEconoInc = Q[1]*convert(kW.W)/(Uinc[1]*DMLT[1])
//Razão entre Áreas RazaoAreacono = AEconoInc/AEconoLimpo
//Comprimento do Trocador CompEcono = AEconoInc/(Nt[1]*pi*do[1])
//EVAPORADOR //Parâmetros Construtivos Seleccionados/Estimados
//Temperatura Média para Cálculo de Propriedades - Evaporador Tq[2] = (T[10] +
T[9])/2
//Propriedades do DL aproximadamente n-Dodecano - Evaporador cpq[2] = Cpg
kq[2] = conductivity(Q.T=Tq[2].P=Pq) Prq[2] = prandtl(Q.T=Tq[2].P=Pq) rhoq[2] =
density(Q.T=Tq[2].P=Pq) muq[2] = viscosity(Q.T=Tq[2].P=Pq)
//Diâmetro da Carcaça - Tabela 8.3
Dspol[2] = 25 [in] Ds[2] = Dspol[2]*convert(in.m)
//Número de Tubos Nt[2] = 532
//Distância entre Chicanas B[2] = 0.5*Ds[2]
//Distância entre Centros de Tubos PTpol[2] = (15/16) [in] PT[2] = PTpol[2]*convert(in.m)
//Diâmetro Externo dos Tubos dopol[2] = (3/4) [in] do[2] = dopol[2]*convert(in.m)
//Diâmetro Interno dos Tubos dipol[2] = 0.482 [in] di[2] = dipol[2]*convert(in.m)
//OBS: O corte das chicanas é de 25
"2 - TROCA DE CALOR - LADO DA CARCAÇA"
//Área do Escoamento Cruzado
As[2] = (Ds[2] - (Ds[2]/PT[2])*do[2])*B[2]
" Método de Bell-Delaware" //Nº de Reynolds Res[2] = (do[2]*mpontoh)/(muq[2]*As[2])
//Coeficientes para Correlações - 100.000 ; Re ; 10.000 e Arranjo Triangular (Ta-
bela 8.6) a1[2] = 0.321 a2[2] = -0.388 a3[2] = 1.45 a4[2] = 0.519 a[2] = a3[2]/(1+0.14*(Res[2])**a4[2])
//Colburn j-factor ji[2] = a1[2]*((1.33/(PT[2]/do[2]))**a[2])*(Res[2])**a2[2]
//Coeficiente de Transferência de Calor Ideal - Com Propriedades Constantes hid[2]
=ji[2]*cpq[2]*convert(kJ.J)*(mpontoh/As[2])*((kq[2]/(cpq[2]*convert(kJ.J)*muq[2]))**(2/3))
//Coeficiente de Transferência de Calor Corrigido - Casco Jtotal[2] = 0.55 hc[2] =
Jtotal[2]*hid[2]
"3 - TROCA DE CALOR - LADO DOS TUBOS"
//Entalpias

```

```

//Propriedades do WF para Tf[2] cpf[2] = cp(WF.T=Tf[2].P=Pf) kf[2] = conducti-
vity(WF.T=Tf[2].P=Pf) Prf[2] = prandtl(WF.T=Tf[2].P=Pf) rhof[2] = density(WF.T=Tf[2].P=Pf)
muf[2] = viscosity(WF.T=Tf[2].P=Pf)
Tf[2] = (T[4] + T[3])/2
//Nº de Reynolds Interno Ref[2] = rhof[2]*um[1]*di[2]/muf[2]
//Coeficiente de Atrito f[2] = (1.58*ln(Ref[2])-3.28)**(-2)
//Correlação de Webb (Tabela 3.3) Nusseltb[2] = ((f[2]/2)*Ref[2]*Prf[2])/(1.07 +
9*((f[2]/2)**(1/2))*(Prf[2]-1)*(Prf[2])**(-1/4))
//Coeficiente de Transferência de Calor – Tubos ht[2] = Nusseltb[2]*kf[2]/di[2]
//Velocidade de Escoamento Média - Dentro dos Tubos um[2] = 4*mptoorc/(Nt[2]*rhof[2]*pi*d
”4 - Coeficiente Global de Troca de Calor”//Superfície Limpa 1/UI[2] = 1/hc[2] +
(1/ht[2])*(do[2]/di[2])+(do[2]/2)*ln(do[2]/di[2])/kaço
//Superfície com Incrustações - Tabela 5.5 / 5.8 Rin[2] = 0.000352 [m2-K/W]
”Dentro dos Tubos”Rout[2] = 0.00042 [m2-K/W] ”Fora dos Tubos”1/Uinc[2] = 1/hc[2]
+ (1/ht[2])*(do[2]/di[2])+(do[2]/2)*ln(do[2]/di[2])/kaço + Rout[2] +(do[2]/di[2])*Rin[2]
”5 - Área de Contato do Trocador”
//DMLT DMLT[2] = ((T[9] - T[4])-(T[10]-T[3]))/ln((T[9] - T[4])/(T[10]-T[3]))
//Calor Transferido por Unidade de Área qareaevap = Uinc[2]*DMLT[2]
//Área - Caso Limpo
mptoorc*(h[4]-h[3]) =Q[2]
AlimpaEvap = Q[2]*convert(kW.W)/(UI[2]*DMLT[2])
//Área - Caso Incrustado AincEvap = Q[2]*convert(kW.W)/(Uinc[2]*DMLT[2])
//Razão entre Áreas Razaoevap = AincEvap/AlimpaEvap
//Comprimento do Trocador CompEvap = AincEvap/(Nt[2]*pi*do[2])
//SUPERAQUECEDOR
Tq[3] = (T[9] + T[8])/2 cpq[3] = Cpg kq[3] = conductivity(Q.T=Tq[3].P=Pq) Prq[3]
= prandtl(Q.T=Tq[3].P=Pq) rhoq[3] = density(Q.T=Tq[3].P=Pq) muq[3] = viscosity(Q.T=Tq[3].P=Pq)
//Parâmetros Construtivos Selecionados/Estimados //Diâmetro da Carcaça - Tabela
8.3 Dspol[3] = 39 [in] Ds[3] = Dspol[3]*convert(in.m)
//Número de Tubos Nt[3] = 1377
//Distância entre Chicanas B[3] = 0.5*Ds[3]
//Distância entre Centros de Tubos PTpol[3] = (15/16) [in] PT[3] = PTpol[3]*convert(in.m)
//Diâmetro Externo dos Tubos dopol[3] = (3/4) [in] do[3] = dopol[3]*convert(in.m)
//Diâmetro Interno dos Tubos dipol[3] = 0.482 [in] di[3] = dipol[3]*convert(in.m)
//OBS: O corte das chicanas é de 25
”2 - TROCA DE CALOR - LADO DA CARCAÇA”
//Área do Escoamento Cruzado

```

```

As[3] = (Ds[3] - (Ds[3]/PT[3])*do[3])*B[3]
"Método de Bell-Delaware"//Nº de Reynolds Res[3] = (do[3]*mpontoh)/(muq[3]*As[3])
//Coeficientes para Correlações - 100.000 <math>Re</math> <math>10.000</math> e Arranjo Triangular (Ta-
bela 8.6) a1[3] = 0.321 a2[3] = -0.388 a3[3] = 1.45 a4[3] = 0.519 a[3] = a3[3]/(1+0.14*(Res[3])**a4[3])
//Colburn j-factor
ji[3] = a1[3]*((1.33/(PT[3]/do[3]))**a[3])*(Res[3])**a2[3]
//Coeficiente de Transferência de Calor Ideal - Com Propriedades Constantes hid[3]
=ji[3]*cpq[3]*convert(kJ.J)*(mpontoh/As[3])*((kq[3]/(cpq[3]*convert(kJ.J)*muq[3]))**(2/3))
//Coeficiente de Transferência de Calor Corrigido - Casco Jtotal[3] = 0.55 hc[3] =
Jtotal[3]*hid[3]
"3 - TROCA DE CALOR - LADO DOS TUBOS"
//Entalpias
//Propriedades do WF para Tf[3] cpf[3] = cp(WF.T=Tf[3].P=Pf) kf[3] = conducti-
vity(WF.T=Tf[3].P=Pf) Prf[3] = prandtl(WF.T=Tf[3].P=Pf) rhof[3] = density(WF.T=Tf[3].P=Pf)
muf[3] = viscosity(WF.T=Tf[3].P=Pf)
Tf[3] = (T[5] + T[4])/2
//Nº de Reynolds Interno Ref[3] = rhof[3]*um[1]*di[3]/muf[3]
//Coeficiente de Atrito f[3] = (1.58*ln(Ref[3])-3.28)**(-2)
//Correlação de Webb (Tabela 3.3) Nusseltb[3] = ((f[3]/2)*Ref[3]*Prf[3])/(1.07 +
9*((f[3]/2)**(1/2))*(Prf[3]-1)*(Prf[3])**(-1/4))
//Coeficiente de Transferência de Calor – Tubos ht[3] = Nusseltb[3]*kf[3]/di[3]
//Velocidade de Escoamento Média - Dentro dos Tubos um[3] = 4*mpontoorc/(Nt[3]*rhof[3]*pi*d
"4 - Coeficiente Global de Troca de Calor"//Superfície Limpa 1/UI[3] = 1/hc[3] +
(1/ht[3])*(do[3]/di[3])+(do[3]/2)*ln(do[3]/di[3])/kaço
//Superfície com Incrustações - Tabela 5.5 / 5.8 Rin[3] = 0.000352 [m2-K/W]
"Dentro dos Tubos"Rout[3] = 0.00042 [m2-K/W] "Fora dos Tubos"1/Uinc[3] = 1/hc[3]
+ (1/ht[3])*(do[3]/di[3])+(do[3]/2)*ln(do[3]/di[3])/kaço + Rout[3] +(do[3]/di[3])*Rin[3]
"5 - Área de Contato do Trocador"
//DMLT DMLT[3] = ((T[9] - T[4])-(T[8]-T[5]))/ln((T[9] - T[4])/(T[8]-T[5]))
//Calor Transferido por Unidade de Área
qareasuper = Uinc[3]*DMLT[3]
//Área - Caso Limpo
mpontoorc*(h[5]-h[4]) =Q[3]
Alimpasup = Q[3]*convert(kW.W)/(UI[3]*DMLT[3])
//Área - Caso Incrustado Aincsup = Q[3]*convert(kW.W)/(Uinc[3]*DMLT[3])
//Razão entre Áreas Razaosup = Aincsup/Alimpasup
//Comprimento do Trocador Compsup = Aincsup/(Nt[3]*pi*do[3])

```