

Projecto de um ciclo de Rankine orgânico para produção de 200 kWe

Rui Luís Lopes Carlão

Relatório do Projecto Final do MIEM

Orientador: Professor Doutor Carlos Manuel Coutinho Tavares Pinho



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Março de 2010

Página intencionalmente deixada em branco.

Resumo

O actual ambiente socioeconómico levou à necessidade urgente de procurar formas de obter energia que permitam diminuir a dependência das fontes de combustíveis fósseis e ao mesmo tempo travar as mudanças climáticas que surgem da consequência do uso desses recursos energéticos. As fontes renováveis de energia de baixa e média temperatura perfilam-se como recursos energéticos de elevado potencial que terão uma influência importante no modo de vida das pessoas ao permitir a produção de energia descentralizada.

O presente trabalho focou-se na análise termodinâmica de um ciclo de Rankine orgânico para produção de 200 kWe adaptado do ciclo de Rankine convencional, sendo um dos objectivos principais demonstrar que é possível ter um rendimento aceitável no aproveitamento de fontes de calor de baixa temperatura. O ciclo de Rankine orgânico foi analisado baseado na primeira e na segunda lei da termodinâmica, e no pressuposto de que as quedas de pressão e as perdas de calor de qualquer um dos componentes do circuito são desprezáveis. Foi também desenvolvido um modelo matemático para dimensionamento dos permutadores de calor. Todos os cálculos realizados foram feitos com base nas características dadas pelo fabricante da turbina seleccionada para o circuito.

Numa primeira fase foi estudada qual a pressão máxima do circuito, para uma temperatura de 110 °C na entrada da turbina, que permitisse obter um maior rendimento termodinâmico do sistema, assim como a determinação do caudal mássico a circular no ciclo para obter uma potência máxima de 50 kWe limitada pela turbina, sendo que são necessárias quatro turbinas para obter os desejados 200 kWe. A análise exérgica baseada na segunda lei da termodinâmica permitiu saber quais os componentes do circuito que apresentam maiores irreversibilidades.

No dimensionamento dos permutadores de calor foram estudados dois casos, o primeiro onde se considerou o dimensionamento de um evaporador e um condensador para cada turbina, e o segundo caso onde se dimensionou um evaporador e um condensador para um grupo de quatro turbinas a funcionar em paralelo. Foi feita a análise da transferência de calor do fluido de trabalho para a água de arrefecimento no condensador, e da água quente proveniente da fonte de calor para o fluido de trabalho no evaporador. Através de um método iterativo de cálculo usando a diferença de temperaturas média logarítmica calculou-se a área de transferência de calor, obtendo-se posteriormente as dimensões nominais dos permutadores de calor permitindo dessa forma calcular as perdas de carga nos mesmos.

Abstract

The current socio-economic conditions lead to the urgent need of finding ways to obtain high quality energy, allowing at the same time the decrease of the dependence on fossil fuels and stopping the climate changes that arise as a consequence of using such fossil fuel resources.

Low and medium enthalpy energy sources appear as high potential resources, and may soon have an important role on peoples lives by allowing decentralized production of energy.

This work is based on the thermodynamic analysis of an organic Rankine cycle for an electricity production of 200 kW. The main objective is to demonstrate that it is possible to obtain an acceptable conversion efficiency in the use of low temperature heat sources.

The organic Rankine cycle was analysed according to the first and the second laws of Thermodynamics, under the assumption that pressure drops and heat losses from the circuit components were negligible. Components were defined either according to manufacturers data, such was the case of the turbine, or according to calculation procedures, in the case of the heat exchangers.

In the first part of the study it was found the maximum operating pressure at the turbine inlet for a maximum temperature of 110 °C, in order to maximize the system efficiency. It was also determined the mass flow rate of the working fluid to be used in order to handle a 50 kWe turbine, the maximum size commercially available for this order of magnitude of energy requirements. Thus, to reach the required output of 200kWe four parallel operating turbines were necessary.

The exergetic analysis allowed to rank the circuit components according to the corresponding irreversibilities.

In the design of the heat exchangers two situations were considered. In the first situation one condenser and one evaporator were designed for each one of the 50 kWe turbine, whereas in the second situation one condenser and one evaporator were designed to handle the four parallel operating turbines. It was analysed the heat transfer from the working fluid to the cooling water in the condensers and the heat transfer from the hot water flow towards the operating fluid in the evaporators. Through an iterative calculation method, the above mentioned heat exchangers were designed and the corresponding pressure drops were finally calculated.

Agradecimentos

Os meus sinceros agradecimentos ao Professor Carlos Pinho pela paciência e disponibilidade ao longo de todo o semestre, sem dúvida que os seus conselhos e conhecimentos foram essenciais para a elaboração deste trabalho.

Agradeço também aos meus pais e aos meus avós, assim como à minha namorada, por todo o apoio que me deram.

Uma palavra de apreço aos meus colegas de curso, meus amigos, que de uma forma ou de outra também contribuíram para o meu sucesso escolar.

Índice

Nomenclatura.....	1
1. Enquadramento.....	5
1.1. Equilíbrio entre necessidades energéticas e sustentabilidade.....	5
1.2. Produção de energia eléctrica.....	6
1.3. Recursos energéticos de baixa e média temperatura.....	7
1.3.1. Energia geotérmica.....	7
1.3.1.1. Ocorrência.....	7
1.3.1.2. Potencial energético.....	8
1.3.1.3. Aplicações.....	9
1.3.1.4. Competitividade.....	12
1.3.2. Solar térmico.....	13
1.3.2.1. Princípios.....	13
1.3.2.2. Sistemas de baixa temperatura.....	13
1.3.2.2.1. Lagos solares.....	14
1.3.2.2.2. Colector de placa plana.....	14
1.3.3.1. Disponibilidade do recurso.....	15
1.3.3.2. Tecnologia.....	16
1.3.4. Biomassa.....	17
1.3.4.1. Potencial.....	17
1.3.4.2. Cogeração.....	18
2. Estado-da-arte.....	19
2.1. Ciclo de Rankine orgânico.....	19
2.1.1. Fabricantes.....	20
2.2. Comparação entre o ciclo de Rankine convencional e o CRO.....	20
2.3. Escolha do fluido de trabalho.....	21
2.4. Máquina de expansão.....	23
2.4.1. Escolha da máquina de expansão.....	24
3. Modelo matemático.....	27
3.1. Ciclo de Rankine orgânico.....	27
3.2. Dimensionamento dos permutadores de calor.....	29
3.2.1. Condensador.....	30

3.2.1.1. Transferência de calor no condensador	34
3.2.1.1.1. Fora dos tubos	34
3.2.1.1.2. Dentro dos tubos.....	34
4.2.2. Evaporador.....	35
3.2.2.1. Transferência de calor.....	35
3.2.2.1.1. Fora dos tubos	35
3.2.2.1.2. Dentro dos tubos.....	37
3.2.3. Perdas de carga	37
3.2.3.1. Queda de pressão na carcaça.....	37
Capítulo IV.....	39
4. Resultados	39
4.1. Análise termodinâmica do CRO.....	39
4.1.1. Análise exérgica.....	42
4.2. Dimensionamento dos permutadores de calor	43
4.2.1. Condensador.....	43
4.2.2. Evaporador.....	47
Capítulo V.....	53
5. Conclusão e sugestão para trabalhos futuros.....	53
5.1. Conclusão.....	53
5.2. Sugestão para trabalhos futuros	54
Anexo A – Folha com especificações disponibilizada pelo fabricante da turbina.....	59
Anexo B – Norma DIN 2448	60
Anexo C: Norma ANSI/ASME B36.10M e API5L.....	61
Anexo D: Cálculos intermédios no dimensionamento dos permutadores de calor.	62
Anexo E: Tabelas com as propriedades físicas do R245fa.....	66
Anexo F: Diagrama pressão – entalpia para o R245fa	68

Índice de figuras

Figura 1 – Energia consumida <i>per capita</i> em cada região (Goswami e Kreith, 2007).....	6
Figura 2 – Aumento da geração de electricidade através das fontes de energia renováveis (http://www.hart-isee.com/index.php).....	7
Figura 3 – Capacidade instalada de uso directo e produção de energia eléctrica em cada continente no ano de 2004 (Fridleifsson et al., 2008).....	9
Figura 4 – Capacidade instalada de produção de electricidade a partir de recursos geotérmicos em 2007 em vários países (Fridleifsson et al., 2008)	10
Figura 5 – Central ciclo binário (www.geothermal-energy.org).....	11
Figura 6 - Comparação das emissões de CO ₂ entre diferentes fontes de energia para produção de electricidade nos E.U.A. (Fridleifsson et al, 2008).....	13
Figura 7 - Compromisso entre o rendimento do colector e do CRO (Quoilin e Lemort, 2009) ...	14
Figura 8 - Gradientes térmicos dos oceanos (http://www.nrel.gov/otec/what.html).....	15
Figura 9 - Diagrama de fluxo de um ciclo fechado OTEC (Vega, 1999)	16
Figura 10 - Ciclo CRO simples (Hung, 2000)	19
Figura 11 - Comparação entre o rendimento do CRO e outras máquinas térmicas para diferentes gamas de potência (Spliethoff e Shuster, 2006)	21
Figura 12 – Exemplo de uma máquina de expansão de duplo parafuso para aplicação no ciclo de Rankine orgânico (www.bepenergy.com).....	24
Figura 13 – Esquema do ciclo de Rankine orgânico	27
Figura 14 – Esquema do arranjo dos permutadores de calor do tipo carcaça e tubos usados (www.wikipedia.org).....	30
Figura 15 – DTML para fluxos contra-corrente (Fernandes e Castro, 2007)	33
Figura 16 – Rendimento térmico do CRO em função da pressão na entrada da turbina (P ₂)....	40
Figura 17 – Diagrama temperatura-entropia. Legenda: traço azul ciclo real, traço vermelho ciclo ideal.....	41
Figura 18 – Peso de cada componente na exergia perdida, irreversibilidade, no CRO	43
Figura 19 – Comparação das resistências térmicas de T.C. no condensador dimensionado para quatro turbinas.....	45
Figura 20 – Comparação das resistências térmicas de T.C. no condensador dimensionado para uma turbina.....	46
Figura 21 – Comparação das resistências térmicas de T.C. no evaporador dimensionado para uma turbina.....	50
Figura 22 – Resistências das resistências térmicas de T.C. no evaporador dimensionado para quatro turbinas.....	51

Índice de tabelas

Tabela 1 – Potencial geotérmico médio anual (Ungemash, 2002; Chandrasekharam e Bundschuh, 2008).....	9
Tabela 2 - Recursos de biomassa actuais e futuros (EUREC Agency, 2002)	17
Tabela 3 - Fabricantes de CRO (Quoilin e Lemort, 2009)	20
Tabela 4 – Propriedades dos fluidos orgânicos.....	23
Tabela 5 – Nomes das empresas contactadas	25
Tabela 6 – Especificações dadas pelo fabricante da máquina de expansão	25
Tabela 7 – Coeficientes de transferência de calor típicos para permutadores de calor do tipo carcaça e tubos	31
Tabela 8 – Variáveis de entrada e saída para optimização do CRO	39
Tabela 9a – Propriedades termodinâmicas do ciclo de Rankine orgânico.....	41
Tabela 9b – Outras propriedades físicas do ciclo de Rankine orgânico	41
Tabela 10 – Valores da análise exérgica do CRO.....	42
Tabela 11 – Valores da potência calorífica, temperatura de saída da água e DTML para os condensadores	44
Tabela 12 – Valores dos coeficientes de transferência de calor usados no cálculo preliminar da área de transferência de calor dos condensadores.....	44
Tabela 13 – Valores da área de transferência de calor e do coeficiente global “U” das sucessivas iterações para os condensadores.....	45
Tabela 14 – Valores dos coeficientes de transferência de calor finais para os condensadores.....	45
Tabela 15 – Dimensões dos condensadores	47
Tabela 16 – Diâmetros normalizados da tubagem da carcaça dos condensadores	47
Tabela 17 – Número de deflectores na carcaça e perdas de carga	47
Tabela 18 - Valores da potência calorífica, temperatura de saída da água e DTML para os evaporadores.....	48
Tabela 19 - Valores dos coeficientes de transferência de calor usados no cálculo preliminar da área de transferência de calor dos evaporadores	49
Tabela 20 - Valores da área de transferência de calor e do coeficiente global “U” das sucessivas iterações para os evaporadores.....	49
Tabela 21 – Valores dos coeficientes de transferência de calor finais para os evaporadores ...	50
Tabela 22 – Dimensões dos evaporadores.....	51
Tabela 23 – Diâmetros normalizados da tubagem da carcaça dos evaporadores.....	51
Tabela 24 – Valores das perdas de carga e número de deflectores na carcaça dos evaporadores.....	52

Nomenclatura

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área de transferência de calor nos permutadores de calor	$[m^2]$
A_c	Área da carcaça dos permutadores de calor	$[m^2]$
A_i	Área interna dos tubos	$[m^2]$
A_o	Área externa dos tubos	$[m^2]$
B	Espaçamento entre os deflectores	$[m]$
C	Distância entre tubos	$[m]$
c_p	Calor específico a pressão constante	$[J/(kmol.K)]$
CL	Constante para ângulo entre tubos	$[-]$
CTP	Constante para incompleto preenchimento da carcaça	$[-]$
d_i	Diâmetro interno dos tubos	$[m]$
d_o	Diâmetro externo dos tubos	$[m]$
D_c	Diâmetro externo da carcaça	$[m]$
D_{ic}	Diâmetro interno da carcaça	$[m]$
\dot{E}_i	Potência coentalpica	$[W, kW]$
f	Factor de atrito Darcy	$[-]$
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
G_c	Velocidade mássica na carcaça	$[kg/(s.m^2)]$
h_i	Entalpia específica do fluido de trabalho e da água quente	$[J/kg]$
h_o	Entalpia específica do ar ambiente	$[J/kg]$
h_{lv}	Calor latente de vaporização do fluido de trabalho	$[J/kg]$
\dot{I}_i	Balanço exergético (irreversibilidade)	$[W, kW]$
k_t	Condutividade térmica da parede dos tubos	$[W/(m^2.K)]$
k_l	Condutividade térmica do fluido de trabalho	$[W/(m^2.K)]$
L	Comprimento dos tubos	$[m]$
\dot{m}	Caudal mássico	$[kg/s]$
N	Número médio de tubos alinhados na vertical	$[-]$
N_b	Número de deflectores	$[-]$
N_t	Número de tubos	$[-]$
Nu	Número de Nusselt	$[-]$

P_0	Pressão do ar ambiente	[Pa, kPa]
PR	Razão de passo do tubo	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
\dot{Q}	Potência térmica	[W, kW]
\dot{Q}_c	Potência térmica do condensador	[W, kW]
\dot{Q}_e	Potência térmica do evaporador	[W, kW]
R_{si}	Coefficiente de sujidade da água	[m ² .K/W]
r_i	Raio interno dos tubos	[m]
r_o	Raio externo dos tubos	[m]
Re	Número de Reynolds	[-]
Re_c	Número de Reynolds na carcaça	[-]
s_i	Entropia específica do fluido de trabalho e da água quente	[J/(kg.K)]
s_0	Entropia específica do ar ambiente	[J/(kg.K)]
T_0	Temperatura do ar ambiente	[K]
T_{qe}	Temperatura do fluido quente na entrada do P.C.	[°C, K]
T_{qs}	Temperatura do fluido quente na saída do P.C.	[°C, K]
T_{fe}	Temperatura do fluido frio na entrada do P.C.	[°C, K]
T_{fs}	Temperatura do fluido frio na saída do P.C.	[°C, K]
T_{sat}	Temperatura de saturação do fluido de trabalho	[°C, K]
T_p	Temperatura média da parede do tubo	[°C, K]
U	Coefficiente de transferência de calor global	[W/(m ² .K)]
U_{fl}	Coefficiente de transferência de calor para a fase líquida	[W/(m ² .K)]
U_{mf}	Coefficiente de transferência de calor para a mudança de fase	[W/(m ² .K)]
v	Velocidade média do fluido de trabalho	[m/s]
\dot{W}_t	Potência da turbina	[W, kW]
\dot{W}_b	Potência da bomba	[W, kW]

Símbolos do alfabeto grego

Simbolo	Descrição	Unidades
α_i	Coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos	$[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$
α_o	Coeficiente de transferência de calor fora dos tubos	$[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$
η_t	Eficiência térmica	[-]
η_T	Rendimento térmico da turbina	[-]
η_b	Rendimento térmico da bomba	[-]
η_{exe}	Rendimento exergetico	[-]
θ_{ln}	Temperatura média logarítmica	$[^{\circ}\text{C}, \text{K}]$
ΔP_c	Perda de carga na carcaça	[Pa]
ΔP_{total}	Perda de carga total nos tubos	[Pa]
ΔP_t	Perda de carga em linha nos tubos	[Pa]
ΔP_r	Perda de carga na entrada e saída dos tubos	[Pa]

Capítulo I

1. Enquadramento

1.1. Equilíbrio entre necessidades energéticas e sustentabilidade

O mundo tem vindo a preocupar-se com as consequências que podem advir das mudanças climáticas. O debate em torno das causas que provocam o aquecimento do planeta alertou as pessoas para esse problema. É tempo de se focarem nas acções colectivas que devem ser tomadas para abrandar ou mesmo reverter o contínuo aumento das temperaturas a fim de estabilizar a situação o quanto antes.

Os chamados “gases de efeito de estufa”, como o dióxido de carbono, têm sido identificados como os maiores contribuidores para o aquecimento global. Desde o surgimento da Revolução Industrial que o Homem tem vindo a extrair o carvão e o petróleo, hidrocarbonetos mantidos durante milhões de anos no subsolo, convertendo-os em dióxido de carbono lançado na atmosfera. A combustão de combustíveis fósseis é largamente responsável pela qualidade de vida que muitos tinham como garantida e que agora parece ameaçada.

Tendo em conta a diversidade de economias e culturas espalhadas pelo mundo, pode parecer fútil esperar por uma política energética global coerente, compreensiva e efectiva. Tal política deve compreender o papel crucial da energia, particularmente a electricidade, em aumentar os padrões de vida de todas as pessoas. Devem pois ser encontradas formas de minimizar o impacto ambiental em converter recursos energéticos para servir em inúmeras aplicações. À medida que os combustíveis fósseis, em especial o petróleo, se vão tornando escassos, é provável o mundo vir a depender cada vez mais da electricidade para as mais diversas necessidades do dia-a-dia, incluindo transportes (DiPippo, 2007), e tal obrigará à procura de novas fontes de energia primária que sejam facilmente convertíveis em electricidade.

O consumo global de energia na última metade do século vinte cresceu rapidamente e espera-se que continue a crescer nos próximos cinquenta anos. Contudo, espera-se observar diferenças significativas entre os últimos e os próximos cinquenta anos. O rápido crescimento do passado foi estimulado pelo preço relativamente barato dos combustíveis fósseis e pelo aumento das taxas de industrialização da América do Norte, Europa e Japão. No entanto enquanto o consumo de energia nesses países continua a aumentar, factores adicionais entraram na equação tornando o cenário dos próximos cinquenta anos mais complexo. Estes factores adicionais incluem o rápido aumento do consumo de energia por parte da China e da Índia, países que representam cerca de um terço da população mundial. Pelo lado positivo, as fontes renováveis de energia através das tecnologias eólica, biomassa, solar térmica, geotérmica, fotovoltaica, estão finalmente a tornar-se maduras e economicamente competitivas.

A conservação da energia pode e deve ter um papel importante num correcto uso da energia no futuro e o consequente impacto no ambiente. A energia consumida *per capita* nos E.U.A. é três vezes superior à de alguns países europeus com sensivelmente o mesmo nível de índice de desenvolvimento humano. Como é possível constatar (Figura 1), mesmo tendo apenas em conta os países Europeus pertencentes à Organização para a Cooperação e Desenvolvimento

Económico (OCDE) combinados, a energia consumida nos E.U.A. é superior ao dobro da energia consumida naqueles países. É justo assumir que a energia *per capita* nos E.U.A. podia ser reduzida para o nível dos países europeus pertencentes à OCDE através de uma combinação de melhoria da eficiência energética e mudanças na infra-estrutura dos transportes. Isto é significativo porque os E.U.A. usam cerca de 25% da energia consumida em todo o mundo (Goswami e Kreith, 2007).

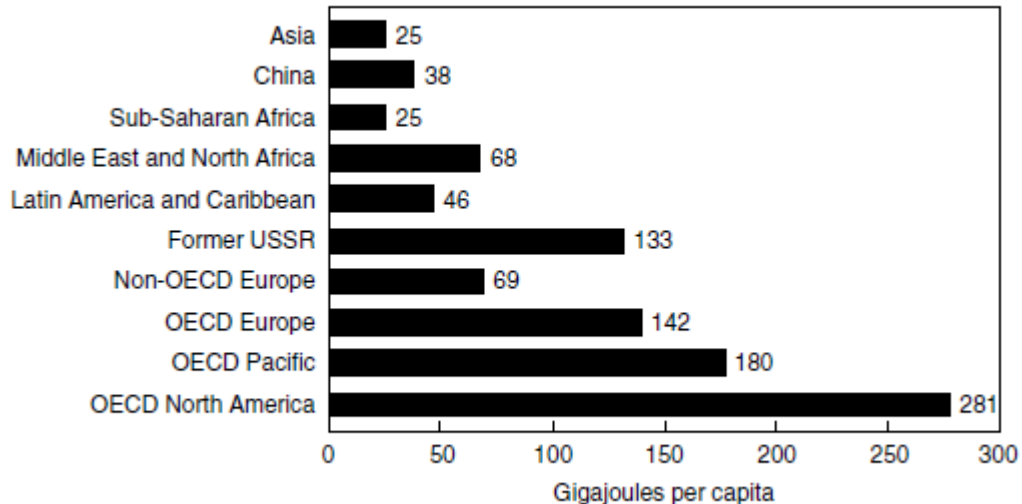


Figura 1 – Energia consumida *per capita* em cada região (Goswami e Kreith, 2007).

1.2. Produção de energia eléctrica

A energia eléctrica é uma forma de energia secundária não existindo na natureza sob a forma em que geralmente é utilizada. Nos últimos anos tem-se assistido a um forte aumento da sua produção. É esperado que a nível mundial até 2030 sejam produzidos 30364 TWh. A necessidade de produzir electricidade irá aumentar nos países em vias de desenvolvimento, uma vez que estes países têm um grande potencial económico futuro e um índice de crescimento populacional elevado que é acompanhado pelo aumento dos padrões de vida e necessidades de consumo maiores. Como consequência, as necessidades de consumo de energia eléctrica irão aumentar no sector residencial e comercial (Chandrasekharam e Bundschuh, 2008). Segundo dados da Agência Internacional de Energia prevê-se que até 2030 o crescimento da procura de energia eléctrica seja de 119% no sector residencial, 97% nos serviços e 86% na indústria. O consumo mundial total de energia eléctrica será em 2010 de 1436 Mtep (17% de toda a energia consumida) e em 2030 de 2263 Mtep (20% de toda a energia consumida).

A pressão económico-social tem levado a um incremento da chamada produção de energia eléctrica descentralizada. Esta produção assenta em pequenas unidades, de reduzida potência instalada, distribuídas em função dos recursos existentes. Na grande maioria das situações a produção descentralizada faz uso das tecnologias de aproveitamento das fontes

renováveis de energia (mini-hídrica, solar, eólica, geotérmica, biomassa, etc.), sendo da responsabilidade de operadores independentes ou mesmo de consumidores finais. No que se refere à utilização mundial de recursos renováveis para a produção de energia eléctrica, estes são actualmente liderados pelos recursos hídricos (90% da energia eléctrica obtida a partir de recursos renováveis é de origem hídrica), sendo que a Agência Internacional de Energia prevê que este valor baixe para 70% em 2030 graças a um aumento da contribuição das outras fontes renováveis de energia, em especial da biomassa. Na figura que se segue é possível observar essa tendência.

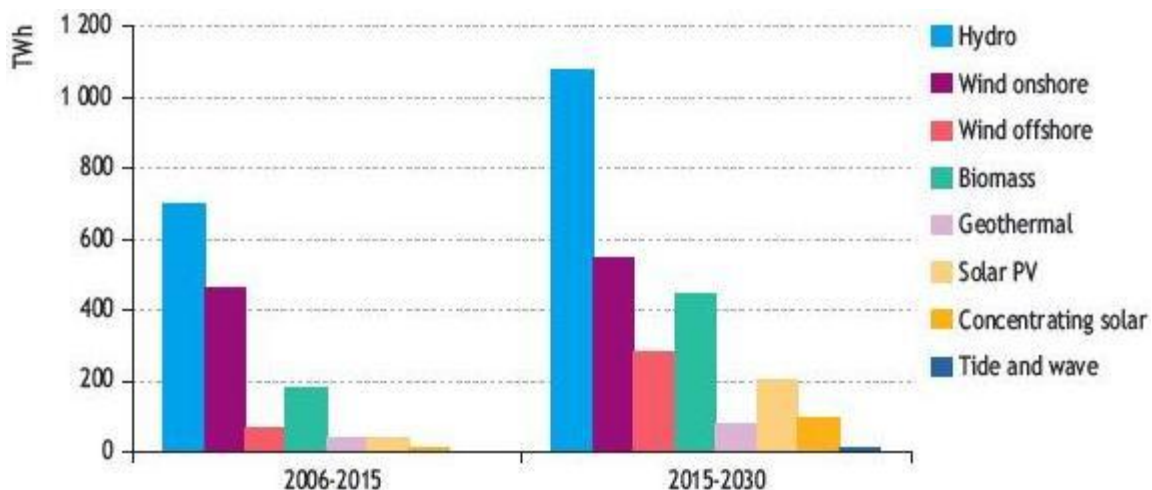


Figura 2 – Aumento da geração de electricidade através das fontes de energia renováveis (<http://www.hartisee.com/index.php>).

1.3. Recursos energéticos de baixa e média temperatura

Novas tecnologias de conversão de energia são necessárias para aproveitar recursos energéticos apropriados para a produção de electricidade sem causar danos ambientais. As fontes de calor de baixa temperatura são consideradas os recursos energéticos do futuro. Solar térmico, energia geotérmica e desperdícios de calor da indústria são exemplos típicos de fontes de calor de baixa entalpia com temperaturas a variar entre 60 e 200°C. O uso de tais recursos energéticos como energias alternativas para gerar electricidade tem vindo a ser investigado há já algum tempo a esta parte, sendo hoje em dia a tecnologia ligada aos recursos geotérmicos considerada estado-da-arte (Yamamoto et al., 2000).

1.3.1. Energia geotérmica

1.3.1.1. Ocorrência

Energia geotérmica - calor proveniente da terra - pode ser encontrada em qualquer lugar do planeta. Contudo, as fontes de alta temperatura que são precisas para fazer funcionar as estações de produção de energia encontram-se em poucos locais (DiPippo, 2007).

No subsolo terrestre a temperatura aumenta na ordem dos 25 °C/km em média e nas áreas mais antigas dos continentes a intensidade calorífica é geralmente 40-60 mW/m². O calor é transportado das camadas mais profundas da Terra através da condução do calor através das rochas, pela ascensão à superfície das rochas quentes, e pela circulação da água nas profundezas da crosta terrestre. A maioria dos recursos geotérmicos de temperatura elevada estão associados a concentrações de calor causadas pelo movimento de magma (rocha derretida) junto da superfície onde o calor é armazenado (Goswami e Kreith, 2007). A temperatura no núcleo da Terra - devido à decadência dos isótopos radioactivos - é da ordem dos 4000 °C, a lava dos vulcões é de cerca de 1200°C, e a temperatura das águas termais pode chegar aos 350 °C. Se a temperatura do subsolo exceder 150 °C podem ser construídas centrais eléctricas de vapor, se se situar entre os 100 e 150 °C, podem ser então operadas centrais de ciclo binário (Lipták, 2008).

1.3.1.2. Potencial energético

A energia térmica armazenada dentro do planeta, com temperaturas acima da média anual das temperaturas climáticas na superfície é da ordem de 10¹⁸ MWano. O calor contido na crosta continental até uma profundidade de 10 km, que pode ser acedida com equipamentos de perfuração convencionais, está estimada em 10¹³ MWano (Cross, 1991). Para se ter ideia do imenso potencial do reservatório térmico que é o calor armazenado nas rochas refira-se, a título de exemplo, que um quilómetro cúbico de granito com temperatura de 250 °C armazena energia correspondente a 40 milhões de barris de petróleo, se a extracção for efectuada através um fluido à temperatura de 150 °C (www.dct.uc.pt). Os valores presentes na Tabela 1 revelam que as fontes de alta entalpia têm potencial para fornecer toda a electricidade que o mundo consome, e os recursos geotérmicos de baixa entalpia disponíveis excedem quatro vezes a energia usada por toda a humanidade (Ungemash, 2002).

Tabela 1 – Potencial geotérmico médio anual (Ungemash, 2002; Chandrasekharam e Bundschuh, 2008).

	Recursos de alta-temperatura aplicáveis para geração de electricidade		Recursos de baixa-temperatura adequados para uso directo do calor
	Tecnologia convencional TWh	Tecnologia convencional e binária TWh	EJ
América do Norte	1330	2700	> 120
América Latina	2800	5600	> 240
Oceânia	1050	2100	> 110
Europa	1830	3700	> 370
Ásia	2970	5900	> 320
África	1220	2400	> 240
Mundo	11200	22400	> 1400

1.3.1.3. Aplicações

Aplicações directas do calor

A abundância de fluidos hidrotermais de média e baixa temperatura (abaixo dos 180°C) permite que estes possam ser usados como fontes directas de calor para fins de aquecimento do ambiente e de água em processos industriais e na agricultura. A grande parte das aplicações tem sido no aquecimento e fornecimento de água quente aos hospitais, assim como a escolas e igrejas; em sistemas de aquecimento de grupos de edifícios (uso predominante); em aquecimento de estufas; em aquecimento de viveiros de peixes em aquacultura; em lavagem e secagem na indústria de alimentos, química e têxtil (IEA, 1987). Em 1991 estimava-se uma capacidade térmica instalada em todo o mundo de 15000 MW (Cross, 1991), sendo actualmente, da ordem dos 28000 MW. A Figura 3 mostra a capacidade instalada de uso directo e produção de electricidade em cada continente no ano de 2004 (Fridleifsson et al., 2008).

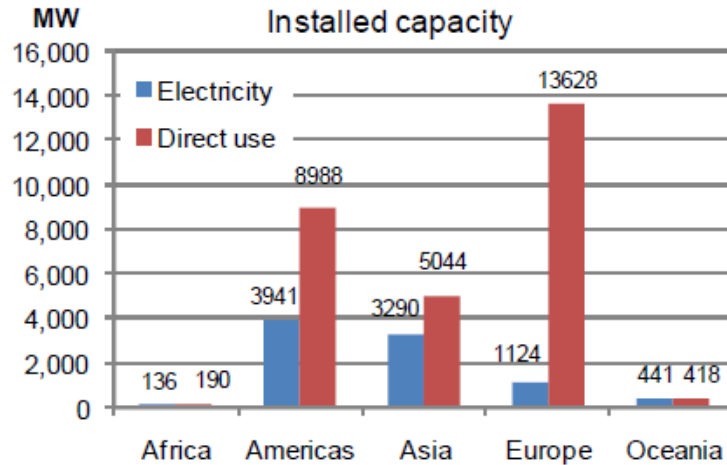


Figura 3 – Capacidade instalada de uso directo e produção de energia eléctrica em cada continente no ano de 2004 (Fridleifsson et al., 2008).

Geração de electricidade

Se as temperaturas forem suficientemente altas, é dada preferência ao uso da energia geotérmica para gerar electricidade que pode ser exportada para a rede de serviço público ou ser utilizada para alimentar processos industriais no local. Uma vez que os recursos geotérmicos são relativamente constantes, isto é, não sofrem flutuações sazonais ou diárias, pode ser usada como base para produção de energia. A Figura 4 mostra a capacidade de produção de electricidade instalada nos diferentes países no ano de 2007 (Fridleifsson et al., 2008).

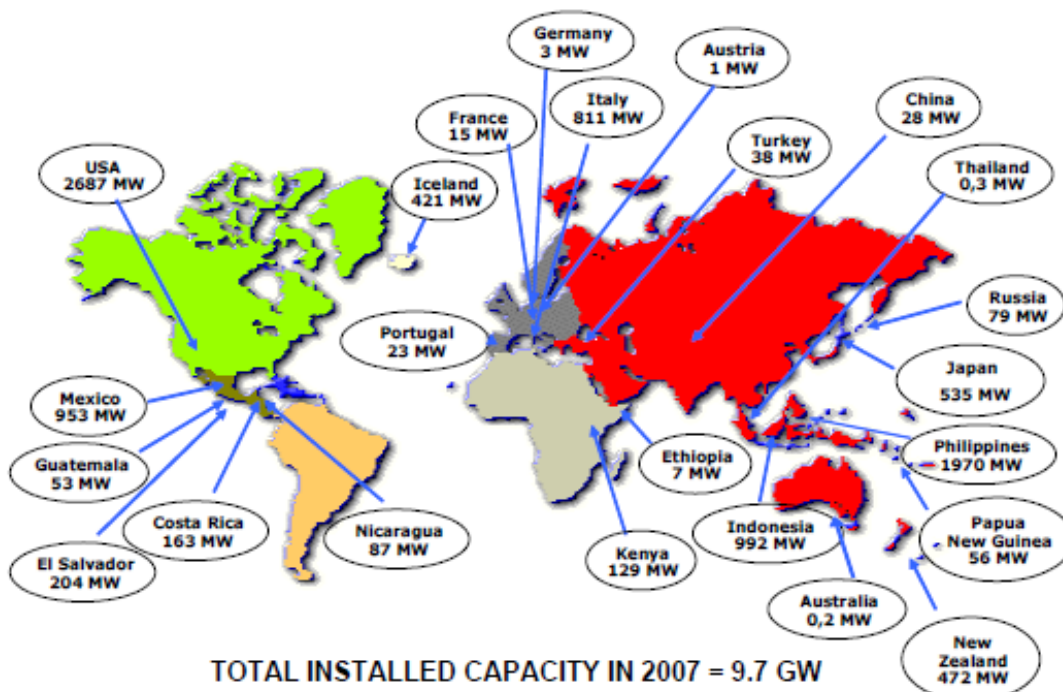


Figura 4 – Capacidade instalada de produção de electricidade a partir de recursos geotérmicos em 2007 em vários países (Fridleifsson et al., 2008).

Existem vários processos de conversão de energia para gerar electricidade a partir de recursos hidrotermais: os chamados sistemas tradicionais “vapor seco” e “vapor flash”, e mais recentemente centrais de ciclo combinado que têm algumas vantagens significativas (IEA, 1987).

Centrais de “vapor seco” são usadas para produzir energia a partir de reservatórios de vapor. O vapor é extraído dos poços, limpo para remover possíveis resíduos sólidos, e injectado directamente na turbina de vapor. Esta é uma tecnologia bem desenvolvida e disponível a nível comercial (IEA, 1987).

As centrais “vapor flash” são usadas para produzir energia a partir de reservas de água suficientemente quente (tipicamente acima dos 200°C) para transformar uma grande quantidade de líquido em vapor. Estes sistemas funcionam trazendo água quente à superfície vindo dos poços, que através da correspondente redução de pressão se convertem em vapor, que por sua vez faz accionar as turbinas. Esta tecnologia é considerada económica, e tem sido desenvolvida para capacidades 10-55 MW_e (IEA, 1987).

Os ciclos binários são apropriados para funcionar com reservas de líquidos que não são suficientemente quentes para funcionar em centrais “vapor flash”. Neste processo de conversão, a água quente, proveniente de fontes geotérmicas, atravessa um permutador de calor onde ocorre a vaporização de um fluido de trabalho secundário (tipicamente n-pentano). O fluido de trabalho é expandido através de uma turbina, sendo em seguida arrefecido e condensado, dando início a um novo ciclo (IEA, 1987). Seleccionando o fluido secundário apropriado, os sistemas binários podem ser desenhados para utilizar fluidos geotérmicos na faixa de temperaturas 85-175 °C. O limite superior depende da estabilidade térmica do fluido orgânico, e o limite inferior depende de factores técnico-económicos: abaixo desta temperatura o tamanho requerido para os permutadores de calor não tornaria o projecto económico. Centrais de ciclos binários (Figura 5) são usualmente construídas em módulos de pequena dimensão com capacidades desde poucas centenas de kW_e até poucas dezenas de MW_e (www.geothermal-energy.org).

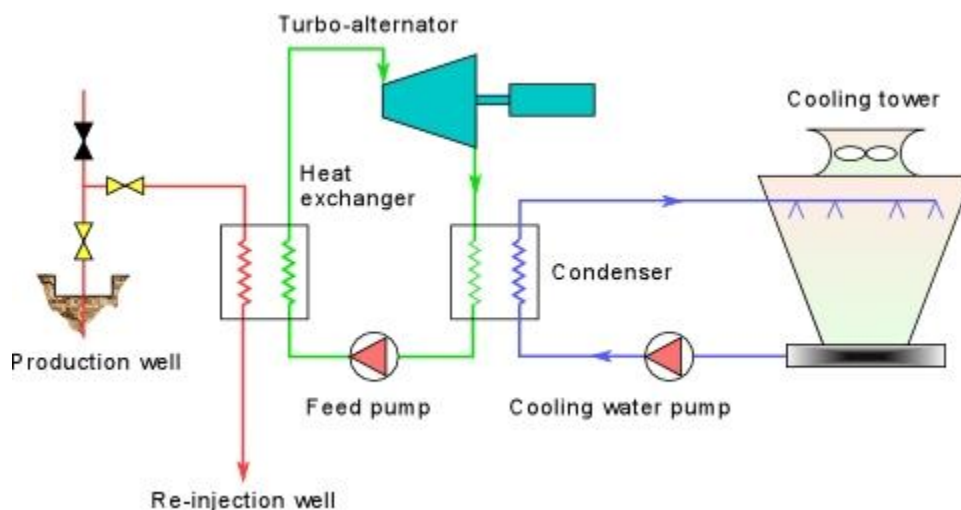


Figura 5 – Central de ciclo binário (www.geothermal-energy.org).

1.3.1.4. Competitividade

A produção comercial de recursos energéticos de baixa e alta entalpia, tais como depósitos de água quente e vapor, remonta a várias décadas. Vale a pena relembrar a este respeito que há características distintas que tornam a energia geotérmica ser competitiva face aos recursos energéticos convencionais e outras fontes renováveis (Ungemash, 2002)

- É uma fonte de energia local, pode ser explorada no próprio sítio, evitando importações de combustível;
- Pode ser explorada quaisquer que sejam as condições atmosféricas ao contrário de outras fontes renováveis (eólica, solar);
- Não necessita de armazenamento nem tão pouco de transporte de combustível.

Resumindo, a energia geotérmica prova ser tecnicamente exequível, economicamente viável e amiga do ambiente.

As seguintes características ilustram a competitividade dos recursos geotérmicos.

- Factor de utilização da instalação
 - Eléctrica >75%;
 - Térmica >30% (Ragnarsson, 2009).

Estes valores são superiores aos típicos 20-35% de factor de capacidade para geração de electricidade com tecnologias solar e eólica.

- Económicos

Custos de instalação e produção de uma unidade geotérmica (€)		
	Produção electricidade	Uso directo
Instalação	1000 – 3000 / kW _e	200 – 700 kW _t
Produção	25 – 60 / MWh _e	3 – 15 / MWh _t

- Impacto ambiental

As emissões de uma instalação geotérmica moderna são em média de 135 g/kWh_e de dióxido de carbono e assim, inferiores aos valores das emissões das instalações a gás natural e carvão, respectivamente de 450 e 1050 g/kWh_e (Ungemash, 2002). Na Figura 6 é patente a diferença entre as emissões de CO₂ para diferentes tecnologias nos E.U.A.

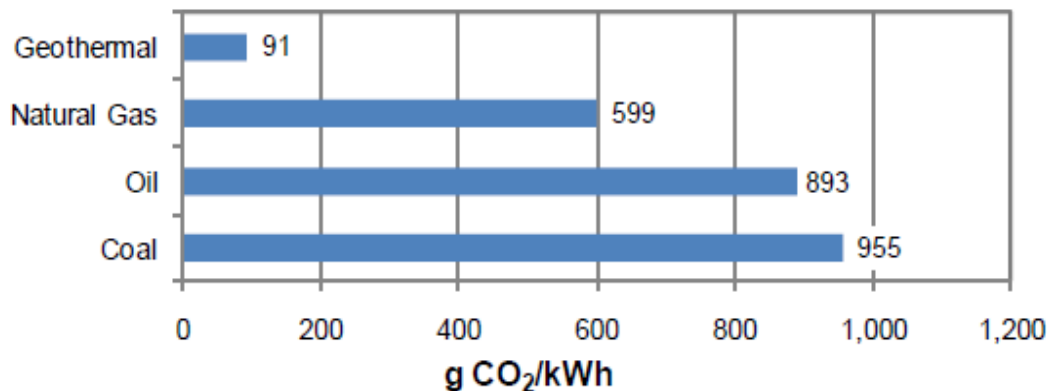


Figura 6 - Comparação das emissões de CO₂ entre diferentes fontes de energia para produção de electricidade nos E.U.A. (Fridleifsson, 2008).

1.3.2. Solar térmico

1.3.2.1. Princípios

O sol providencia, fora do ar atmosférico, um fluxo solar directo, de energia térmica sob a forma de radiação, constante solar, de cerca de 1350 W/m^2 , e 630 W/m^2 em média na superfície terrestre. Se for usado um colector solar plano o sistema solar térmico de produção de energia é considerado como uma máquina térmica de baixa temperatura. No caso de se usar um colector concentrador da radiação solar, a *máquina térmica solar* pode ser operada a maiores temperaturas (Wu, 2007).

Basicamente, o processo de geração de energia eléctrica através da energia solar térmica é realizado através das seguintes etapas:

- Concentrando a radiação solar por meio de um colector solar térmico;
- Absorção da radiação solar (isto é, conversão da energia contida na radiação em energia térmica dentro do receptor/colector);
- Transporte da energia térmica para uma unidade de conversão de energia;
- Conversão da energia térmica em energia mecânica usando um motor térmico (por exemplo: turbina de vapor);
- Conversão da energia mecânica em energia eléctrica usando um gerador.

1.3.2.2. Sistemas de baixa temperatura

Os ciclos termodinâmicos usados juntamente com sistemas solares térmicos podem ser classificados como ciclos de baixa, média e alta temperatura. Os ciclos de baixa temperatura trabalham com temperaturas máximas a rondar os $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Nestes sistemas usam-se colectores do tipo placa plana e lagos solares para captar energia proveniente da radiação solar. Nos dois casos

o processo de captação da energia solar é semelhante, uma vez que o lago solar contém água salgada cuja função é a de absorver a radiação directa e difusa tal como num colector solar típico (Sukhatme, 1997; Kaltschmitt et al, 2007).

1.3.2.2.1. Lagos solares

Foram descobertas diferenças de temperatura em lagos naturais com alto gradiente de concentração de sal dissolvido, onde a radiação solar é absorvida pelas camadas de água inferiores no fundo do lago. A água perto do fundo está a uma temperatura mais elevada (70-80°C) do que aquela na superfície (30°C), sendo a água quente situada a níveis inferiores mais densa do que a presente a níveis superiores que é mais fria e diluída (isto porque a concentração de sal nas camadas inferiores é mais elevada). Um típico ciclo fechado de Rankine associado ao lago solar utilizando fluidos de trabalho tais como amónia ou outros frigorigénios é o mais indicado (Wu, 2007).

1.3.2.2.2. Colector de placa plana

Se for usado um colector de placa plana, o sistema solar térmico é também considerado uma máquina térmica de baixa temperatura. O rendimento de um ciclo termodinâmico depende da temperatura atingida pelo colector, isto é, quanto maior a temperatura do colector maior o rendimento da máquina térmica. Por outro lado, o rendimento do colector também depende da temperatura atingida por este, ou seja, quanto maior a temperatura do colector menor é o rendimento do mesmo (Wu, 2007). É de notar que a escolha da temperatura do colector resulta de um compromisso entre o rendimento do colector e o rendimento do ciclo de Rankine orgânico (CRO) (Figura 7).

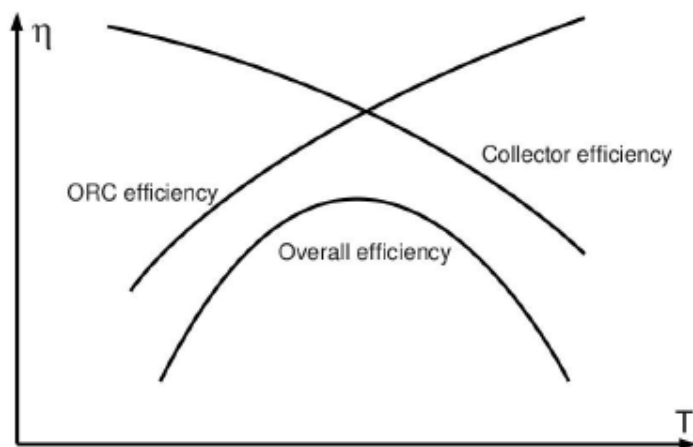


Figura 7 - Compromisso entre o rendimento do colector e do CRO (Quoilin e Lemort, 2009).

1.3.3. OTEC (“Ocean Thermal Energy Conversion”) Conversão da Energia Térmica Oceânica (CETO)

1.3.3.1. Disponibilidade do recurso

Em regiões tropicais e subtropicais, a diferença de temperatura entre a água quente da superfície do oceano e a água a 1000 metros de profundidade, excede geralmente os 20°C, que é a diferença mínima necessária para produzir energia a partir dos gradientes de temperatura dos oceanos. Teoricamente, mais de 20 milhões de milhas quadradas de área marítima estão disponíveis com um potencial para produzir dezenas de milhar de megawatts de electricidade. Em geral, a instalação da tecnologia de energia térmica oceânica (CETO) precisa de estar situada em latitudes entre os 25° em relação ao equador. Muitas das regiões favoráveis coincidem geograficamente com a localização de nações em desenvolvimento, para as quais os recursos térmicos oceânicos podem fornecer quantidades substanciais de energia produzida localmente (IEA, 1987).

Existe no entanto uma alternativa ao convencional “offshore”, que é aquecer a água do mar “on shore” recorrendo à energia solar e usar o mar como fonte fria no ciclo termodinâmico. Este processo é conhecido como OTEC “shoreline” e poderia ser concebível aplicá-lo na zona costeira do sul da Europa, onde a água do mar é relativamente fria para servir de fonte fria. A Figura 8 mostra os gradientes térmicos dos oceanos (EUREC Agency, 2002).

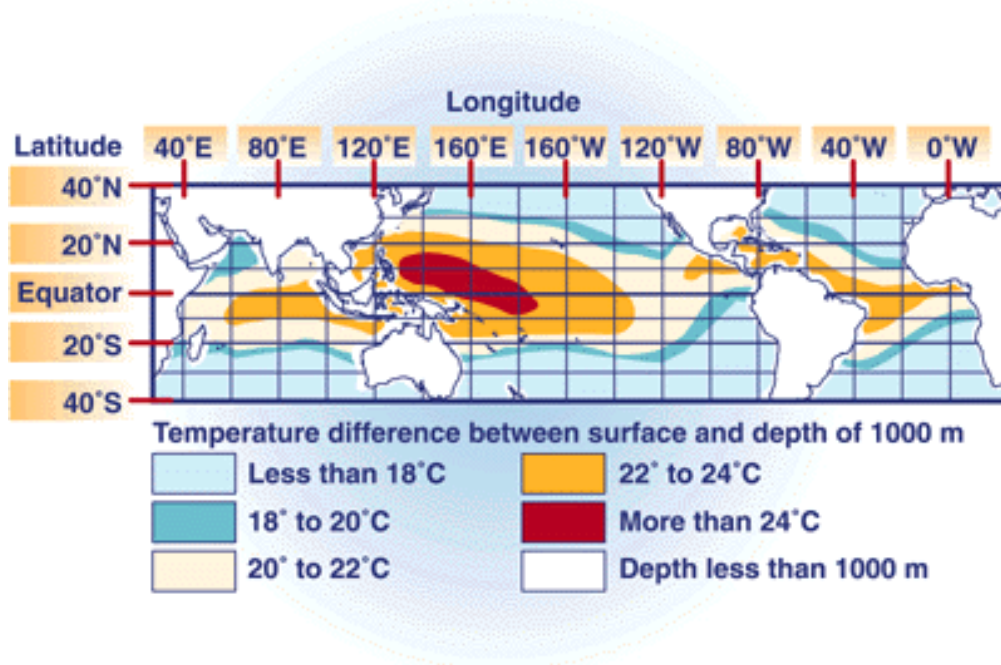


Figura 8 - Gradientes térmicos dos oceanos (<http://www.nrel.gov/otec/what.html>).

1.3.3.2. Tecnologia

Devido à pequena diferença de temperatura entre fonte quente e fonte fria (da ordem dos 20 K), estas instalações OTEC atingem valores de rendimento muito baixos entre 1% e 3%. Contudo, este recurso é provavelmente a maior fonte de energia renovável disponível, poderá ser uma importante contribuição para as necessidades energéticas previsíveis do futuro. Em teoria este tipo de energia térmica pode ser usado para produção de electricidade através de dois ciclos, um aberto, outro fechado, baseado no ciclo de Rankine (Kaltschmitt et al, 2007).

No sistema de ciclo aberto a própria água do mar é o fluido de trabalho, onde após ser evaporada numa câmara de vácuo, o vapor é expandido numa turbina. Água fria proveniente do fundo do oceano é usada para condensar o vapor e assim concluir o ciclo. Outra potencialidade deste ciclo é gerar água potável destilada aquando da condensação do vapor, sendo um subproduto útil (IEA, 1987; EUREC Agency, 2002).

O funcionamento de um sistema de ciclo fechado (exemplificado no diagrama de fluxo da Figura 9) consiste num fluido de trabalho (tipicamente amónia) a circular através de dois permutadores de calor, uma turbina, e uma bomba. A água quente do mar é bombeada através de um evaporador vaporizando o fluido de trabalho que por sua vez expande na turbina. O vapor do fluido de trabalho sai da turbina para um condensador, onde é de novo convertido em líquido pela acção da água fria do mar, sendo novamente levada ao evaporador através da bomba de alimentação.

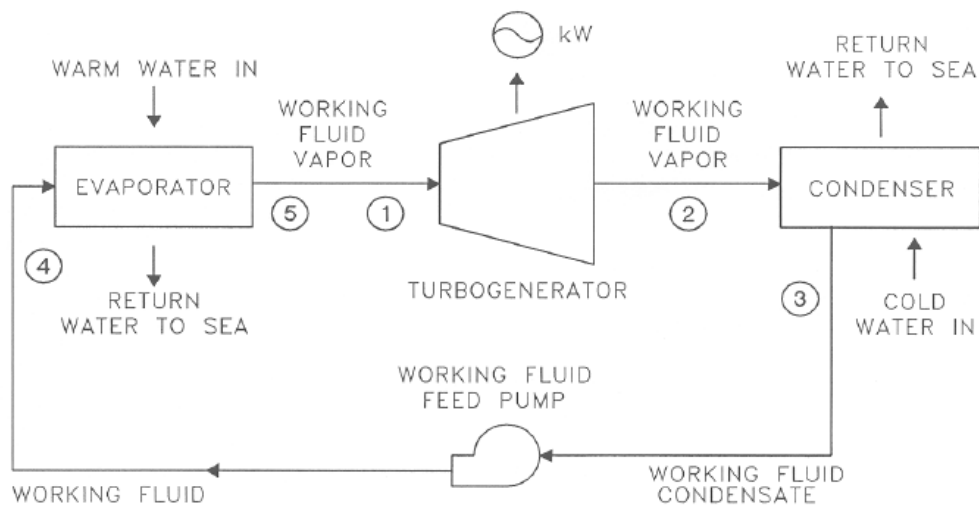


Figura 9 - Diagrama de fluxo de um ciclo fechado OTEC (Vega, 1999).

Os sistemas de ciclo fechado produzem uma maior pressão de vapor, permitindo usar turbinas significativamente mais pequenas do que as turbinas de baixa pressão dos ciclos abertos. Além disso, turbinas de alta pressão funcionando com amónia para aplicações OTEC têm sido desenvolvidas na indústria da refrigeração e são essencialmente o estado-da-arte. Porém, o custo,

problemas de corrosão, eficiência, e problemas com os permutadores de calor têm colocado desafios à investigação (IEA, 1987; EUREC Agency, 2002).

1.3.4. Biomassa

1.3.4.1. Potencial

A biomassa é um recurso renovável, cuja utilização tem recebido grande atenção devido às considerações ambientais e o aumento das necessidades energéticas a nível mundial. As emissões de dióxido de carbono libertadas do processo de combustão da biomassa são praticamente nulas, uma vez que são quantitativamente recicladas pelo processo de fotossíntese das plantas. O potencial da biomassa como fonte renovável de energia é enorme, quer nos países ricos quer nos países em desenvolvimento. Vários estudos apontam para um potencial energético deste recurso desde poucas centenas até mais de 1000 EJ (Balat, 2009).

Os recursos de biomassa disponíveis actualmente e no futuro são dados na Tabela 2:

Tabela 2 - Recursos de biomassa actuais e futuros (EUREC Agency, 2002).

Matéria-prima	Recursos actuais Mt (seco)/ano	Recursos futuros Mt (seco)/ano
Resíduos de madeira	50	70
Resíduos da agricultura	100	100
Resíduos sólidos municipais	60	75
Resíduos industriais	90	100
Floresta de rotação curta	5	75 – 150
Culturas energéticas	-	250 – 750
Total biomassa	200	1000
(Total bioenergia, Mtep)	(80)	(400)
(% energia primária EU)	(5-6%)	(25 – 30%)

É possível constatar na Tabela 2 que, a longo prazo, as culturas energéticas poderão ser uma importante fonte de combustível de biomassa no futuro. Contudo, co-produtos de outras actividades de produção, tais como resíduos agrícolas e industriais, são a maior fonte de recursos de biomassa e são as matérias-primas prioritárias para a produção de energia (EUREC Agency, 2002).

1.3.4.2. Cogeração

A biomassa é um recurso de energia renovável perfeitamente adaptado à produção combinada de energia sob a forma de calor e electricidade (cogeração) em pequena escala, entre os 300 kWe e 2 MWe, onde a razão entre a produção de calor e electricidade é de 5:1. (BIOMASS Energy Centre, 2004; David e Michel, 2008). Esta é uma importante forma de gerar energia de forma descentralizada, que por razões inerentes à baixa densidade do recurso, impossibilita o transporte a grandes distâncias. Geração local leva à construção de instalações de capacidade inferior a 1 MWe, fazendo com que um pequeno rendimento na transformação da energia térmica em energia eléctrica não seja tão relevante. Em tais instalações o ciclo de Rankine convencional deixa de ser economicamente exequível, o que faz do ciclo de Rankine orgânico a solução ideal para estes sistemas.

Capítulo II

2. Estado-da-arte

2.1. Ciclo de Rankine orgânico

O ciclo de Rankine orgânico (CRO) (“Organic Rankine cycle” – ORC) é um processo promissor de conversão de energia térmica de baixa e média temperatura em electricidade. O processo de funcionamento do CRO é semelhante ao ciclo fechado de Clausius-Rankine a vapor (Figura 10), envolvendo os mesmos componentes (evaporador, máquina de expansão, condensador e bomba), mas utiliza fluido orgânico ao invés de usar água como fluido de trabalho. Parte do desafio está na escolha do fluido de trabalho orgânico mais apropriado e da configuração do próprio ciclo (Saleh et al, 2005).

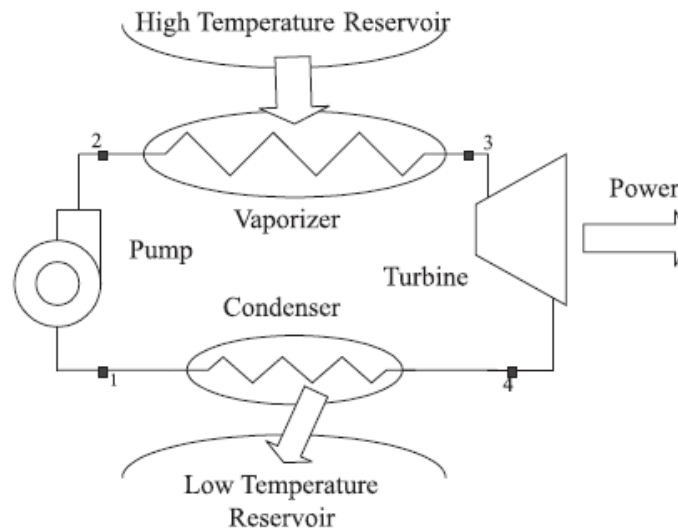


Figura 10 - Ciclo CRO simples (Hung, 2000).

Uma questão a considerar nos processos do CRO é a de se avaliar quando é que uma substância orgânica é realmente melhor que a água a funcionar como fluido de trabalho. Esta questão levanta-se, em particular, para fontes térmicas de temperatura média. Uma maior massa volúmica do fluido de trabalho à saída das turbinas permite que estas tenham um menor atravancamento (Quoilin e Lemort, 2009), e assim permitir uma redução do tamanho do CRO e reduzir significativamente as despesas de manutenção de forma a ter um menor custo de produção, permitindo ao processo ser economicamente exequível e viável (Larjola, 1994).

O sucesso desta tecnologia pode ser em parte explicado pelo tipo de construção modular. Um mesmo sistema CRO pode ser usado, com poucas modificações, em conjunto com diversas fontes de calor. Este sucesso é também reforçado pela maturidade tecnológica da maioria dos seus componentes, devido ao seu uso extensivo em aplicações ligadas à indústria da refrigeração.

Além do mais, e ao contrário dos ciclos convencionais, esta tecnologia possibilita a produção de electricidade ao nível local.

Actualmente, os ciclos de Rankine orgânicos estão comercialmente disponíveis para capacidades da ordem dos MW. Contudo, poucas são as soluções actualmente aplicáveis à escala de kW, estando em fase de investigação e desenvolvimento (Quoilin e Lemort, 2009).

2.1.1. Fabricantes

Os fabricantes de ciclos de Rankine orgânicos estão presentes no mercado desde o início dos anos 80. Eles fornecem soluções para sistemas CRO para uma ampla gama de potências e níveis de temperatura, como se mostra na Tabela 3.

Tabela 3 – Alguns fabricantes de CRO (Quoilin e Lemort, 2009).

Fabricante	Potência	Temperatura da fonte térmica
ORMAT, U.S.A.	200 kWe – 72 MWe	150 – 300°C
Turboden, Itália	200 kWe – 2 MWe	100 – 300°C
Adoratec, Alemanha	315 – 1600 kWe	300°C
Freepower, Reino Unido	6 – 120 kWe	180 – 225°C
Tri-o-gen, Holanda	160 kWe	>350°C
Electratherm, U.S.A.	50 kWe	>93°C
Infinity Turbine	250 kWe	>80°C

2.2. Comparação entre o ciclo de Rankine convencional e o CRO

Quando a fonte térmica é de temperatura moderada, obtém-se um maior rendimento e produção de energia eléctrica usando um fluido orgânico, em vez de água, como fluido de trabalho num ciclo de Rankine. Isto deve-se principalmente ao calor latente de vaporização dos fluidos orgânicos ser de valor muito inferior ao da água, permitindo a circulação de um maior caudal de fluido no circuito que potencia um melhor aproveitamento da fonte térmica, além de que o risco de interrupção do funcionamento da instalação é menor. Também, a menor queda da entalpia específica nas turbinas, que resulta do uso dos fluidos orgânicos, diminui o atravancamento da instalação, sobretudo se a capacidade é inferior a 1-2 MW, ao proporcionar o uso de um só andar de expansão na maioria dos casos, ao invés dos vários andares de expansão requeridos pelas instalações a vapor de água (Larjola, 1994).

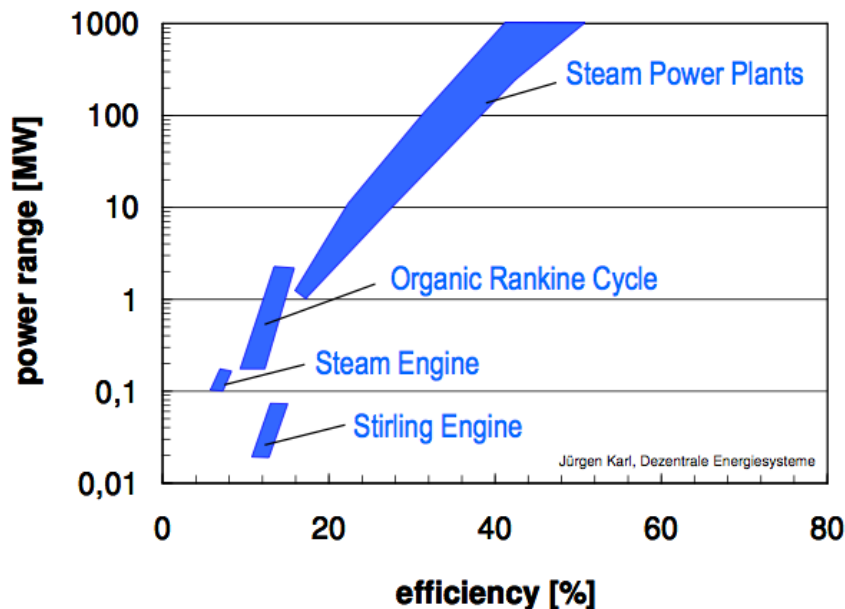


Figura 11 - Comparação entre o rendimento do CRO e outras máquinas térmicas para diferentes gamas de potência (Spliethoff e Shuster, 2006).

A adoção de um fluido orgânico em detrimento da água num ciclo termodinâmico permite atingir um ou mais objectivos listados em baixo (Angelino et al, 1984):

- Configurações do ciclo termodinâmico que são inacessíveis no diagrama de estado da água podem ser obtidas com fluidos com diferentes parâmetros críticos (por exemplo, ciclos supercríticos podem ser concebidos, mesmo a baixa temperatura);
- Mesmo com grandes diferenças de temperatura entre fonte quente e fonte fria, podem ser obtidos ciclos termodinâmicos com desenhos simples e um só andar de expansão, devido a não haver a necessidade de utilizar um regenerador e de sobreaquecer os fluidos orgânicos;
- São evitadas baixas velocidades periféricas geralmente requeridas para a turbina, assim como a condensação do fluido durante a expansão;
- A selecção de fluidos dando origem a fluxos de volume adequados permite tamanhos de turbina ideais para qualquer nível de potência;
- Podem, em certa medida, ser seleccionados os níveis de pressão do fluido dentro dos vários componentes independentemente das temperaturas da fonte quente e da fonte fria (por exemplo, baixas temperaturas podem estar associadas a altas pressões e altas temperaturas associadas a baixas pressões).

2.3. Escolha do fluido de trabalho

A escolha do fluido de trabalho está relacionada com as suas propriedades termodinâmicas, que por sua vez afectam o rendimento do ciclo, e com o impacto no meio

ambiente. Basicamente, o fluido de trabalho é classificado em três categorias. Fluidos secos, isentrópicos, e húmidos, dependendo se a derivada da curva do diagrama T-S (dT/dS) é positiva, infinita, e negativa, respectivamente. Os fluidos de trabalho do tipo seco e isentrópico são mais apropriados para sistemas CRO, devendo-se ao facto de estes fluidos serem sobreaquecidos depois de expandidos, eliminando dessa forma possíveis problemas com as pás das turbinas aliados à presença de gotículas de líquidos. Além disso, não é necessário equipamento auxiliar para realizar o sobreaquecimento. Os fluidos húmidos têm baixa massa molecular, havendo a necessidade de um sobreaquecedor para sobreaquecer o vapor; exemplos são a água e a amónia (Hung et al, 1996; Liu et al, 2002).

Algumas das características relevantes para a escolha do fluido são (Quoilin e Lemort, 2009):

1. Desempenho termodinâmico: o rendimento e/ou potência de saída deve ser a maior possível para as temperaturas dadas da fonte quente e fonte fria. Isto geralmente envolve baixo consumo da bomba e um elevado ponto crítico;
2. Alta densidade de vapor: este parâmetro é de fundamental importância, especialmente para os fluidos com uma pressão de condensação muito baixa (por exemplo, óleos de silicone). Baixa densidade conduz à necessidade de equipamentos de grandes dimensões ao nível da máquina de expansão e do condensador;
3. Pressões aceitáveis: tal como acontece com a água, altas pressões levam normalmente a aumentos dos custos de investimento e complexidade crescente (Quoilin e Lemort, 2009). A pressão do vapor à temperatura de condensação deve ser acima da pressão atmosférica para prevenir a entrada de ar no sistema (<http://www.powerfromthesun.net>);
4. Estabilidade a altas temperaturas: ao contrário da água, os fluidos orgânicos geralmente sofrem de degradação química e decomposição a altas temperaturas. A temperatura máxima da fonte de calor a usar é portanto limitada pela estabilidade química do fluido de trabalho;
5. O ponto de congelação deve ser inferior à temperatura ambiente. (<http://www.powerfromthesun.net>);
6. Baixo impacto ambiental e alto nível de segurança: os principais parâmetros a ter em conta é o potencial de destruição da camada de ozono, o potencial de efeito de estufa, a toxicidade e a inflamabilidade;
7. Disponibilidade e baixo custo;
8. O fluido deve ser líquido nas condições de pressão e temperatura ambientes para ser fácil de manusear e armazenar (<http://www.powerfromthesun.net>).

Na Tabela 4 são mostradas as principais características para três fluidos de trabalho habitualmente usados em ciclos de Rankine orgânicos.

Tabela 4 – Propriedades dos fluidos orgânicos.

Fluido	Massa molecular (kg/kmol)	Temperatura crítica (°C)	Pressão crítica (MPa)	Potencial para a destruição da camada de ozono (ODP)
R123	152,93	183,79	3,66	0,02
R245fa (1,1,1,3,3 pentafluoropropano)	134,05	157,6	3,64	0
R601 (n-pentano)	72,15	196,36	3,36	0

O R123 é um refrigerante que pode substituir o R11. Contudo, o R123 é um refrigerante transitório por ser um hidroclorofluorcarboneto (HCFC). As propriedades físicas e termodinâmicas desviam-se minimamente dos valores do R11. Devido ao seu valor de ODP (“Ozone depletion potencial”), o R123 deve ser rotulado como perigoso para a camada de ozono. O R123 tem um tempo de vida curto mas tem alta eficiência teórica e prática. O R245fa é um fluido de trabalho não-inflamável e não-tóxico. Tem ainda a vantagem de ser um fluido que não representa perigo para a camada de ozono (zero ODP). Pode ser um substituto para o HCFC-123 e o CFC-11 em bombas de calor de alta temperatura e em ciclos de recuperação de calor como o ciclo de Rankine orgânico. O n-pentano (R601) é um refrigerante que não contém átomos de cloro e é considerado seguro para a camada de ozono, mas é altamente inflamável (Kosmadakis et al, 2008). Ainda segundo estes autores, os três fluidos conseguem um aceitável rendimento térmico a funcionarem num ciclo de Rankine orgânico, onde o n-pentano se destaca por conseguir produzir um maior trabalho mecânico na turbina quando comparado com os outros fluidos.

2.4. Máquina de expansão

O desempenho do sistema ORC está correlacionado com o desempenho da máquina de expansão. A escolha da máquina depende fortemente das dimensões e das condições de operação do sistema. Dois tipos fundamentais de máquinas de expansão podem ser distinguidos: tipo turbo e os tipos de deslocamento positivo. À semelhança de aplicações de refrigeração, máquinas do tipo de deslocamento são mais adequadas para as unidades CRO de pequena escala, porque estas são caracterizadas por apresentarem menores fluxos mássicos, índices mais elevados de pressão e velocidades de rotação muito mais baixas que as turbo-máquinas. Estas últimas são principalmente usadas em aplicações de maior escala e mostram ter um maior grau de maturidade técnica (Quoilin e Lemort, 2009).

As máquinas de expansão do tipo parafuso (Figura 12) são máquinas de rotação de deslocamento positivo cujo desenvolvimento foi feito a partir da modificação dos típicos compressores de ar de forma a actuarem como máquinas de expansão em sistemas ORC no lugar das turbinas, geralmente para produção até 500 kWe. Tais máquinas têm eficiências adiabáticas próximas das turbinas convencionais para potências similares, mas com vantagens acrescidas, tais

como a capacidade de aumentar o rendimento do ciclo ao admitir vapor húmido, acoplamento directo a um gerador trifásico típico, e a eliminação dos tradicionais sistemas de lubrificação (Smith et al, 2007).



Figura 12 – Exemplo de uma máquina de expansão de duplo parafuso para aplicação no ciclo de Rankine orgânico (www.bepenergy.com).

2.4.1. Escolha da máquina de expansão

A fim de se proceder à análise termodinâmica e projectar o ciclo de Rankine orgânico é necessário em primeiro lugar, escolher a máquina de expansão, pois é o componente principal que vai condicionar o resto do ciclo. Para o caso em estudo o ideal seria conseguir encontrar no mercado uma máquina de expansão com a qual se conseguisse produzir uma potência de 200 kW. O que se constatou foi que após uma pesquisa exaustiva na internet não se conseguiram dados suficientes para esse efeito. O passo seguinte foi escrever uma carta tipo para contactar cerca de uma dezena de empresas (Tabela 5) via e-mail, onde se pedia informação sobre soluções para turbinas para potências da ordem dos 50-200 kW.

Tabela 5 – Nomes das empresas contactadas.

Nome
Ormat
ElectraTerm
Turboden
Adoratec
GMK
Koehler-Ziegler
Cryostar
Freepower
Triogen
Infinity Turbine

Das empresas contactadas apenas uma forneceu as informações necessárias para as condições de funcionamento da máquina de expansão para aplicação num ciclo de Rankine orgânico. A empresa que forneceu essa informação foi a ElectraTherm. No entanto a máquina de expansão que essa empresa fabrica é para produção de 50 kW de potência eléctrica, quando o pretendido era 200 kWe, o que implica ter quatro ciclos iguais com um evaporador e um condensador para cada máquina de expansão, ou em alternativa o dimensionamento de um evaporador e um condensador para quatro máquinas de expansão. Um resumo das especificações dadas pelo construtor da máquina de expansão é mostrado na tabela seguinte, sendo que uma descrição mais detalhada é dada no Anexo A através da folha com todas as especificações dadas pelo fabricante.

Tabela 6 – Especificações dadas pelo fabricante da máquina de expansão.

Turbina	Máquina de expansão de parafuso duplo
Pressão (kPa)	1034 - 2068
Potência eléctrica no gerador (kWe)	50
Fluido de trabalho	R245fa
Fonte térmica de calor (°C)	82 - 121
Água de arrefecimento (°C)	4 - 43

Por indicação do fabricante o fluido de trabalho a usar no ciclo de Rankine orgânico é o R245fa. Apesar da indicação da fonte de calor máxima ser de 121 °C resolveu-se considerar 140 °C levando o fluido de trabalho a uma temperatura de 110°C na entrada da máquina de expansão, e dessa forma não comprometer o tamanho dos permutadores de calor, neste caso o evaporador, e também permitindo uma maior eficiência térmica do ciclo ao elevar a pressão do fluido de trabalho na entrada da máquina de expansão. Resolveu-se também considerar uma temperatura constante de 20 °C da água de arrefecimento na entrada do condensador.

Capítulo III

3. Modelo matemático

3.1. Ciclo de Rankine orgânico

Para a simulação do desempenho do circuito é assumido que o sistema funciona em regime permanente, a queda de pressão nos tubos e perdas de calor para o ambiente no evaporador, condensador, turbina e bomba são negligenciáveis. Devido às irreversibilidades termodinâmicas que ocorrem em cada um dos principais componentes, tais como expansão não-isentrópica, compressão não-isentrópica e transferência de calor com diferenças de temperaturas finitas, é aplicado o método de análise exérgica para avaliar o desempenho do ciclo.

Considerou-se uma determinada pressão ambiente, P_0 , e temperatura ambiente, T_0 , no cálculo da exergia para o fluido de trabalho em cada ponto estado do ciclo e para água quente na entrada e saída do evaporador. A potência coentalpica será então,

$$\dot{E}_i = \dot{m}[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (3.1)$$

em que \dot{m} é o caudal mássico do fluido de trabalho a circular no ciclo ou da água quente que passa no evaporador.

O balanço exérgico para um volume de controlo, em cada componente, pode ser expresso como,

$$\sum \dot{E}_{\text{entra}} - \sum \dot{E}_{\text{sai}} = \dot{I} \quad (3.2)$$

Cada processo no CRO (Figura 13) pode ser descrito da seguinte forma:

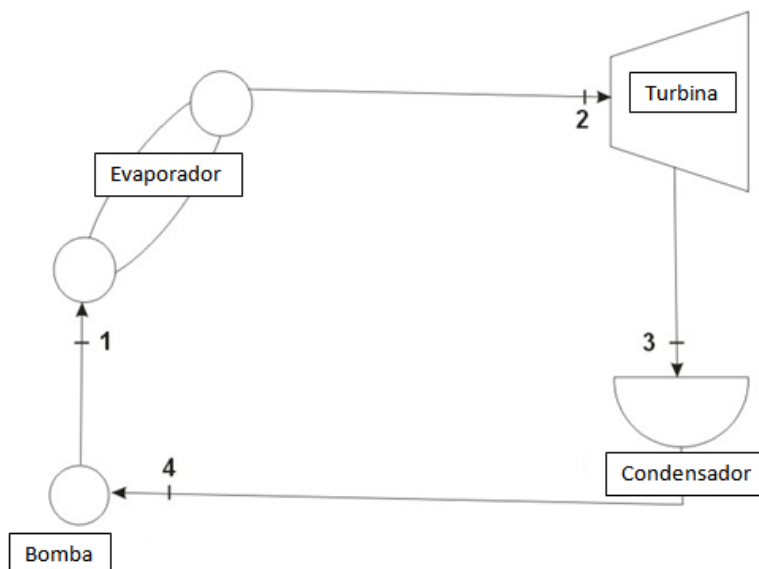


Figura 13 – Esquema do ciclo de Rankine orgânico.

Processo 1 para 2: Este é o processo a pressão constante de absorção de calor no evaporador. O calor transferido da fonte quente para o fluido de trabalho é,

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.3)$$

A exergia perdida no evaporador pode ser dada por,

$$\dot{I}_e = \dot{E}_{ent} + \dot{E}_1 - \dot{E}_{sai} - \dot{E}_2 \quad (3.4)$$

onde \dot{E}_{ent} e \dot{E}_{sai} representam a potência coentalpica da água quente na entrada e na saída do evaporador, respectivamente, e \dot{E}_1 e \dot{E}_2 a potência coentalpica do fluido de trabalho no ponto 1 e 2 do ciclo, respectivamente.

Processo 2 para 3: Este é um processo de expansão não-isentrópica na turbina. Idealmente, este é um processo isentrópico 2-3s. Contudo, a eficiência da transformação da energia na turbina nunca é ideal, e a condição real do fluido de trabalho na saída da turbina é indicado pelo ponto estado 3. O rendimento isentrópico da turbina pode ser expressa como,

$$\eta_T = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}} \quad (3.5)$$

A potência gerada pela turbina é,

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.6)$$

A exergia perdida na turbina é dada por,

$$\dot{I}_t = \dot{E}_2 - \dot{W}_T - \dot{E}_3 \quad (3.7)$$

onde \dot{E}_2 e \dot{E}_3 são as potências coentalpicas do fluido de trabalho nos pontos 2 e 3 do ciclo, respectivamente na entrada e saída da turbina.

Processo 3 para 4: Processo de rejeição de calor no condensador a pressão constante. Vem então que o calor rejeitado é,

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (3.8)$$

A exergia perdida no condensador pode ser dada como,

$$\dot{I}_c = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (3.9)$$

sendo \dot{E}_3 e \dot{E}_4 as potências coentalpicas do fluido de trabalho na entrada e saída do condensador respectivamente.

Processo 4 para 1: Este é um processo de compressão não-isentrópico na bomba de líquido, onde o ponto estado 1 indica a condição real do fluido de trabalho na saída da bomba, e o ponto 1s representa a condição ideal (isentrópica). O rendimento isentrópico da bomba é,

$$\eta_b = \frac{h_{1s} - h_4}{h_1 - h_4} \quad (3.10)$$

O trabalho introduzido pela bomba é,

$$\dot{W}_b = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.11)$$

A exergia perdida na bomba é dada por,

$$\dot{I}_b = \dot{W}_b + \dot{E}_4 - \dot{E}_1 \quad (3.12)$$

onde \dot{E}_4 e \dot{E}_1 são as potências coentalpicas do fluido de trabalho à entrada e à saída da bomba respectivamente.

O rendimento térmico do CRO é definido com base na primeira lei da termodinâmica como o rácio entre a potência útil e o calor fornecido ao ciclo.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_e} \quad (3.13)$$

O valor do rendimento térmico baseado na primeira lei da termodinâmica não reflecte a capacidade absoluta do CRO em converter a energia da fonte de calor em trabalho útil. Como tal, é necessário considerar o rendimento exergético baseado na segunda lei da termodinâmica, que pode avaliar o desempenho do ciclo em relação à máquina de Carnot, máquina essa que representa o rendimento máximo possível de atingir com uma máquina térmica.

O rendimento exergético do sistema para o CRO pode ser dado como,

$$\eta_{\text{exg}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sai}}} \quad (3.14)$$

Este é o chamado rendimento exergético racional que não tem em conta a exergia perdida pelo condensador, uma vez que a temperatura a que o fluido de trabalho se encontra neste componente é bastante próxima da temperatura ambiente e portanto tem um potencial exergético muito baixo.

3.2. Dimensionamento dos permutadores de calor

O que se pretende ao dimensionar um permutador de calor é conseguir o valor mais elevado possível para o coeficiente de transferência de calor sempre com a menor perda de carga possível. A escolha do permutador de calor a usar, quer como condensador, quer como evaporador, recaiu no permutador do tipo carcaça e tubos, conhecido pelo seu uso universal nas mais diversas aplicações.

No dimensionamento do condensador e do evaporador considera-se preferível o fluido de trabalho a passar na carcaça, porque dessa forma consegue-se um maior coeficiente de transferência de calor, e sendo um fluido orgânico tem a vantagem de ter um coeficiente de sujamento praticamente nulo quando comparado com o coeficiente de sujamento da água. Sendo ainda de salientar que a limpeza do lado carcaça é mais difícil de efectuar do que no lado dos tubos (Taborek, 1987). Considerou-se também um aumento de 10% do valor do caudal mássico

em relação ao valor estabelecido a circular no CRO, para efeitos de dimensionamento dos permutadores de calor.

Não havendo nenhuma restrição que o impeçam, optou-se pelas seguintes características construtivas (Taborek, 1987):

- A. Arranjo: Uma passagem na carcaça e uma passagem dos tubos (tipo 1-1), desse modo consegue-se uma passagem dos fluxos em contra-corrente;
- B. Diâmetro e comprimento do tubo: 19 mm de diâmetro, sendo esse o diâmetro nominal mínimo dos tubos que permite uma limpeza mecânica dos mesmos. Segundo a norma DIN 2448 a espessura dos tubos é de 2 milímetros, sendo o respectivo diâmetro interno de 15 milímetros. Os tubos têm 3 metros de comprimento por ser um submúltiplo do comprimento dos tubos habitualmente fornecidos comercialmente e que é de 6 m;
- C. Disposição do feixe de tubos: O ângulo entre os tubos é de 30° de modo a ter uma maior densidade possível de tubos dispostos na carcaça. A razão de passo do tubo é 1,25;
- D. Deflectores: Espaçamento entre deflectores é igual a 0,5 vezes o diâmetro da carcaça.

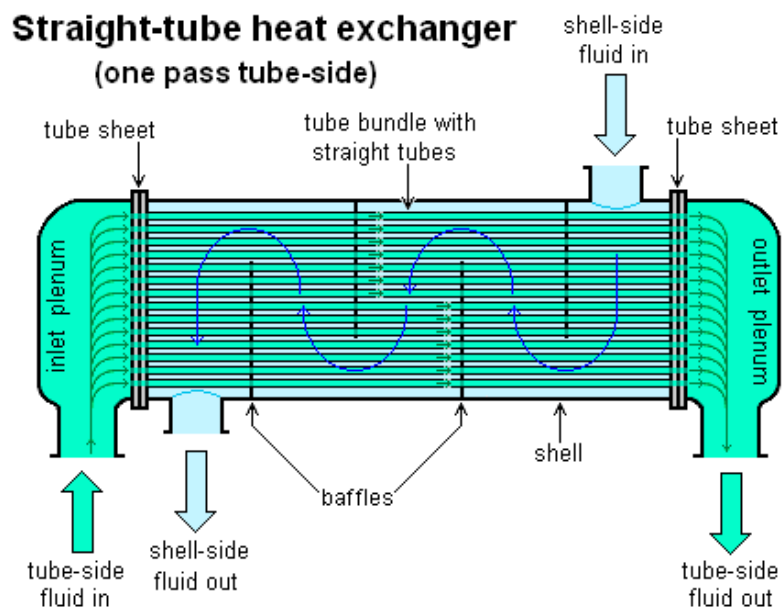
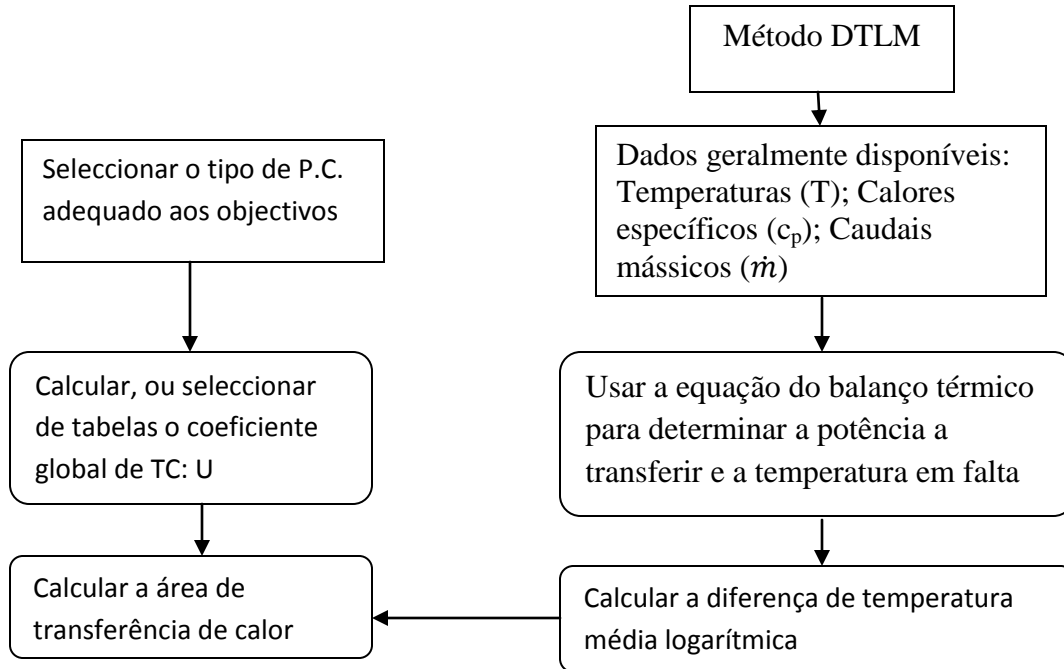


Figura 14 – Esquema do arranjo dos permutadores de calor do tipo carcaça e tubos usados (www.wikipedia.org).

3.2.1. Condensador

O método usado neste trabalho para o dimensionamento dos permutadores de calor é o método da diferença de temperaturas média logarítmica (DTML), que permite o cálculo da área de transferência de calor. O fluxograma que se segue exemplifica a estrutura de cálculo deste método.



Este é um processo iterativo, visto que o coeficiente de transferência de calor é calculado com base na área de transferência de calor e vice-versa. O processo de cálculo termina quando o valor do coeficiente global de transferência de calor convergir num valor final.

O primeiro passo para o dimensionamento é fazer a análise preliminar do tamanho da unidade. O tamanho do permutador de calor pode ser obtido através da seguinte equação:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\theta_{ln}} \quad (3.15)$$

onde A é a área de transferência de calor e \dot{Q} é a potência térmica do permutador de calor.

Primeiro estimam-se os coeficientes de transferência de calor individuais para o fluido que passa na carcaça e para o fluido que passa nos tubos com base nos valores da Tabela 7, que por sua vez permitem obter o coeficiente de transferência de calor global, dando desde logo uma ideia do valor da resistência à transferência de calor para iniciar o processo de cálculo.

Tabela 7 – Coeficientes de transferência de calor típicos para permutadores de calor do tipo carcaça e tubos (Taborek, 1987).

Condições do fluido		α (W/(m ² .K))	Sujamento (m ² .K/W)
Água	Calor sensível (estado líquido)	5000-7500	$1 \times 10^{-4} - 2,5 \times 10^{-4}$
R245fa	Condensação	1500-2000	-
R245fa	Evaporação	750 - 3000	-

Os valores dos coeficientes de transferência de calor usados para o R245fa são os valores referenciados para fluidos orgânicos “leves”, sendo que esses valores são admissíveis para uma primeira aproximação ao cálculo do coeficiente global de transferência de calor, no entanto optou-se por não usar os valores do coeficiente de sujidade, sabendo que tais valores quando comparados ao valor do coeficiente de sujidade da água são muito inferiores, podendo ser desprezados (Taborek, 1987; Kakaç e Liu, 2002).

O coeficiente de transferência de calor global pode ser calculado usando a seguinte equação:

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{\alpha_i} + \frac{R_{si} A_o}{A_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{\alpha_o}} \quad (3.16)$$

A potência térmica é calculada através do balanço térmico do fluido quente e do fluido frio no permutador de calor,

$$\dot{Q} = (\dot{m}c_p)_f (T_{fs} - T_{fe}) = (\dot{m}c_p)_q (T_{qe} - T_{qs}) \quad (3.17)$$

No caso de um dos fluidos mudar de fase,

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_e - h_s) \quad (3.18)$$

onde \dot{m} é o caudal mássico do fluido a mudar de fase por unidade de tempo, e h_e e h_s as entalpias específicas do fluido nas condições de entrada e saída do condensador, respectivamente. As equações (3.17) e (3.18) são independentes do tipo de permutador de calor e da forma de como se dispõem os fluxos (Incropera e DeWitt, 2002).

Sabendo a potência calorífica consegue-se calcular a temperatura desconhecida através do balanço térmico. Uma vez conhecendo as quatro temperaturas de entrada e saída dos fluxos que atravessam o permutador de calor, calcula-se a diferença de temperatura média logarítmica (DTML) para fluxos contra-corrente:

$$\theta_{ln} = \frac{(T_{qe} - T_{fs}) - (T_{qs} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{qe} - T_{fs}}{T_{qs} - T_{fe}}} \quad (3.19)$$

Sendo os fluxos em contra-corrente não existe a necessidade de aplicar o factor de correcção para a diferença de temperatura média logarítmica tal como acontece para permutadores de calor com fluxos cruzados (Incropera e DeWitt, 2002).

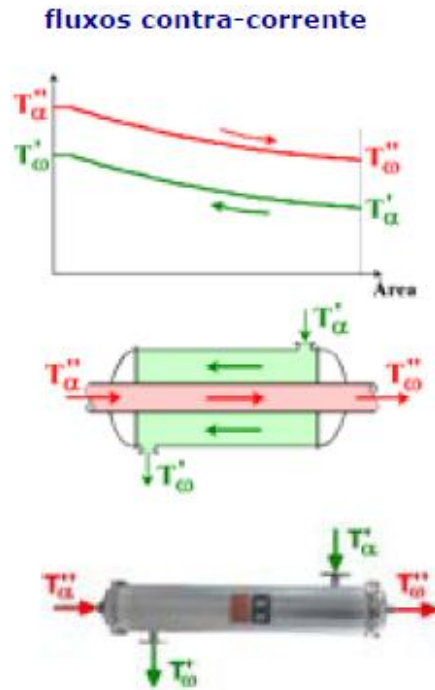


Figura 15 – DTML para fluxos contra-corrente (Fernandes e Castro, 2007).

O passo seguinte é converter a área de transferência de calor calculada e obter as dimensões dos vários componentes do permutador de calor. O objectivo é encontrar o número certo de tubos de diâmetro d_o e o diâmetro da carcaça, D_c , para acomodar o número de tubos, N_t , com um determinado comprimento, L . Estas mesmas dimensões estão directamente relacionadas com o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, fazendo portanto parte do processo iterativo de cálculo no dimensionamento.

$$A = \pi d_o N_t L \quad (3.20)$$

Desta equação obtém-se o número de tubos N_t .

A seguinte equação permite calcular o diâmetro da carcaça D_c para um diâmetro d_o e comprimento L dos tubos, e área de transferência de calor A .

$$D_c = 0,637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A(PR)^2 d_o}{L} \right]^{1/2}} \quad (3.21)$$

onde CTP é uma constante que tem em conta o incompleto preenchimento do diâmetro da carcaça com os tubos e que depende do número de passagens dos tubos na mesma, os seguintes valores são sugeridos na literatura (Kakaç e Liu, 2002):

uma passagem: $CTP = 0,93$

duas passagens: $CTP = 0,90$

três passagens: $CTP = 0,85$

CL é a constante de acordo com a disposição dos tubos na carcaça:

$$CL = 1,0 \text{ para } 90^\circ \text{ e } 45^\circ$$

$$CL = 0,87 \text{ para } 30^\circ \text{ e } 60^\circ$$

E PR é a razão de passo do tubo (P/d_o).

3.2.1.1. Transferência de calor no condensador

3.2.1.1.1. Fora dos tubos

O coeficiente de transferência de calor fora dos tubos é calculado com base no método de Nusselt para condensação em filme em feixes de tubos horizontais, com a correcção introduzida por Kern para condensação com inundação (Kakaç e Liu, 2002). Fica,

$$\alpha_o = 0,728 \left[\frac{\rho_l^2 g h_{lv} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_p) d_o} \right]^{1/4} \frac{1}{N^{1/6}} \quad (3.22)$$

onde ρ_l representa a massa volúmica do fluido de trabalho no estado líquido, h_{lv} é o calor latente de vaporização, μ_l é a viscosidade dinâmica do fluido de trabalho, k_l é a condutividade térmica do fluido de trabalho, d_o é o diâmetro externo do tubo, N é o número de tubos alinhados na vertical, T_{sat} é a temperatura de saturação para a qual o fluido condensa e T_p é a temperatura da parede do tubo. As propriedades físicas são calculadas para a temperatura de saturação para a pressão a que se encontra o fluido de trabalho a circular no condensador. O número de tubos alinhados na vertical é estimado consoante a dimensão previsível do diâmetro da carcaça.

3.2.1.1.2. Dentro dos tubos

O coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos para escoamento turbulento é baseado nas seguintes fórmulas (Incropera e DeWitt, 2002):

$$\alpha_i = \frac{Nu k}{d_i} \quad (3.23)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (3.24)$$

$$Re = \frac{vd_i\rho}{\mu} \quad (3.25)$$

onde d_i é o diâmetro interno do tubo, k representa a condutividade térmica para a água de arrefecimento, Nu é o número de Nusselt, Pr é o número de Prantl, a potência de índice “ n ” é igual a 0,4 neste caso uma vez que o fluido vai aquecer, e Re é o número de Reynolds calculado para as propriedades físicas (ρ e μ) da água de arrefecimento dentro dos tubos. A temperatura para a qual são calculadas as propriedades físicas é a média aritmética entre a temperatura de entrada e saída da água de arrefecimento do condensador.

4.2.2. Evaporador

A análise preliminar para o dimensionamento do evaporador é em tudo semelhante ao método usado para o dimensionamento do condensador, onde o coeficiente de transferência de calor global é calculado tendo em conta a fase líquida e a presença de duas fases durante a mudança de fase do fluido de trabalho. Sendo,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U_{fl}} + \frac{1}{U_{mf}}} \quad (3.26)$$

onde U_{fl} é o coeficiente de transferência de calor para a fase líquida e U_{mf} o coeficiente de transferência de calor para a presença de duas fases (líquido e vapor), não se considerando o coeficiente de transferência de calor para a fase de vapor uma vez que o fluido de trabalho não chega a vaporizar completamente.

3.2.2.1. Transferência de calor

3.2.2.1.1. Fora dos tubos

O coeficiente de transferência de calor fora dos tubos (usualmente referido como do lado da carcaça) para a fase líquida do fluido de trabalho é calculado com base nas seguintes correlações sugeridas por McAdams e indicadas em Kakaç e Liu (2002):

$$Nu = 0,36 \left(\frac{D_e G_c}{\mu} \right)^{0,55} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (3.27)$$

$$\text{para } 2 \times 10^3 < Re_c = \frac{G_c D_e}{\mu} < 1 \times 10^6 \quad (3.28)$$

$$Nu = \frac{\alpha_o D_e}{\mu} \quad (3.29)$$

onde α_o é o coeficiente de transferência de calor do lado da carcaça, D_e é o diâmetro equivalente da carcaça, e G_c é o fluxo mássico do fluido de trabalho na carcaça. As propriedades físicas são avaliadas para uma temperatura média do fluido de trabalho no estado líquido a circular na carcaça.

O diâmetro equivalente da carcaça D_e , é calculado tendo em conta a disposição do feixe de tubos, que no caso em estudo é triangular:

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_t^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2} \quad (3.30)$$

As variáveis que afectam a velocidade mássica são o diâmetro da carcaça D_c , a distância C , entre tubos adjacentes, o passo do tubo P_t , e o espaçamento dos deflectores B .

$$A_c = \frac{D_c CB}{P_t} \quad (3.31)$$

$$G_c = \frac{\dot{m}}{A_c} \quad (3.32)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor fora dos tubos com o fluido de trabalho a mudar de fase optou-se por pesquisar valores na literatura, uma vez que as correlações para o cálculo desse mesmo coeficiente para o fluido R245fa ainda estão em fase de estudo. O valor a usar neste trabalho é baseado nos valores publicados por Ong e Thome (2009), dependendo do fluxo de calor (“q” em kW/m²), da fracção de vapor (título “x”) do fluido de trabalho e ainda do fluxo mássico G_c (kg/(s.m²)).

3.2.2.1.2. Dentro dos tubos

As fórmulas usadas no cálculo do coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos do evaporador são as mesmas usadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor dentro dos tubos do condensador referenciadas na secção 3.1.1.1.2, a diferença está na potência de índice “ n ” que é igual a 0,3 devido à água (fonte quente) que circula dentro dos tubos ser arrefecida durante o processo de transferência de calor.

3.2.3. Perdas de carga

3.2.3.1. Queda de pressão na carcaça

As perdas de carga são calculadas após a determinação do diâmetro nominal da carcaça, sendo que todos os cálculos são feitos com o valor do diâmetro interno nominal da tubagem da carcaça. A queda de pressão na carcaça está directamente relacionada com o número de tubos que o fluido atravessa no feixe de tubos entre os deflectores, assim como o comprimento de cada passagem. Se, por exemplo, a carcaça é dividida por quatro deflectores, o fluido atravessa o feixe de tubos cinco vezes. A queda de pressão na carcaça é calculada com o método Bell-Delaware usando as expressões seguintes (Kakaç e Liu, 2002),

$$\Delta p_c = \frac{f G_c^2 (N_b + 1) D_c}{2 \rho D_e \phi_c} \quad (3.33)$$

$$\phi_c = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (3.34)$$

$$N_b = L/B - 1 \quad (3.35)$$

onde o diâmetro equivalente usado para calcular a queda de pressão é o mesmo para o cálculo da transferência de calor, N_b é o número de deflectores, e $(N_b + 1)$ o número de vezes que o fluido de trabalho passa pelo feixe de tubos. O factor de atrito Darcy, f , para a carcaça é calculado através da expressão seguinte:

$$f = \exp(0,576 - 0,19 \ln Re_c) \quad (3.36)$$

Atendendo às condições que se seguem,

$$400 < Re_c = \frac{G_c D_e}{\mu} \leq 1 \times 10^6 \quad (3.37)$$

3.2.3.2. Queda de pressão nos tubos

A queda de pressão do lado dos tubos pode ser calculada conhecendo o número de passagens dos tubos, N_p , e o comprimento, L , dos tubos. A queda de pressão do fluido nos tubos é dada pela seguinte fórmula:

$$\Delta p_t = 4f \frac{LN_p}{d_i} \rho \frac{v^2}{2} \quad (3.38)$$

Onde o factor de atrito Darcy neste caso é calculado através da seguinte equação:

$$f = 0,046Re^{-0,2} \quad (3.39)$$

A entrada e saída do fluido de trabalho nos tubos introduz uma queda de pressão adicional, Δp_r , devido a súbitas expansões e contracções a que o fluido de trabalho é sujeito.

$$\Delta p_r = 4N_p \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.40)$$

A pressão total nos tubos é então,

$$\Delta p_{\text{total}} = \left(4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.41)$$

Capítulo IV

4. Resultados

4.1. Análise termodinâmica do CRO

Para a análise termodinâmica do ciclo de Rankine orgânico recorreu-se ao *software* informático EES (“Engineering Equation Solver”). O EES é um programa muito útil pois já tem, nos seus dados internos, as propriedades físicas do R245fa, permitindo por isso uma maior rapidez nos cálculos. A análise é feita para um ciclo com um evaporador e um condensador para uma só turbina, uma vez que no caso de se usar um condensador e um evaporador para quatro turbinas tal não vai alterar os resultados finais. As variáveis de entrada introduzidas estão de acordo com a procura do maior rendimento possível do ciclo, que está dependente das condições da fonte de calor disponível, que por sua vez depende das indicações do fabricante da turbina como foi dito anteriormente. Na Tabela 8 estão os valores das variáveis de entrada e de saída para optimização do CRO.

Tabela 8 – Variáveis de entrada e saída para optimização do CRO.

Variáveis de entrada	η_T e η_B (%)	75
	P_1 e P_2 (kPa)	1574
	P_3 e P_4 (kPa)	177,2
	T_2 (°C)	110
	T_4 (°C)	30
	\dot{m} (kg/s)	2
Variáveis de saída	η_i (%)	12,03
	\dot{Q}_c (kW)	420,7
	\dot{Q}_e (kW)	478,2
	\dot{W}_t (kW)	60,34
	\dot{W}_b (kW)	2,81
	\dot{W}_{liq} (kW)	57,53

Os valores das variáveis de entrada são tidos em conta considerando uma optimização do CRO para a produção de 50 kWe, uma vez que essa é a potência máxima possível de produzir com a turbina utilizada no circuito, essa mesma potência é ajustada através do caudal mássico, cujo valor calculado foi de 2 kg/s. O trabalho líquido do ciclo é igual à diferença entre o trabalho da turbina e o trabalho da bomba, apesar de o seu valor ser superior a 50 kW, este ainda será

“penalizado” por o gerador não ter um rendimento de 100% na conversão da energia mecânica em energia eléctrica.

A temperatura estabelecida na entrada da turbina foi de 110°C. Fixando a temperatura na entrada da turbina e o caudal mássico que circula no ciclo, há que definir a pressão máxima do circuito (pressão na entrada da turbina) que permita obter um maior rendimento térmico do ciclo. Na Figura 16 é possível ver a evolução do rendimento térmico do ciclo em função da pressão na entrada da turbina (P_2).

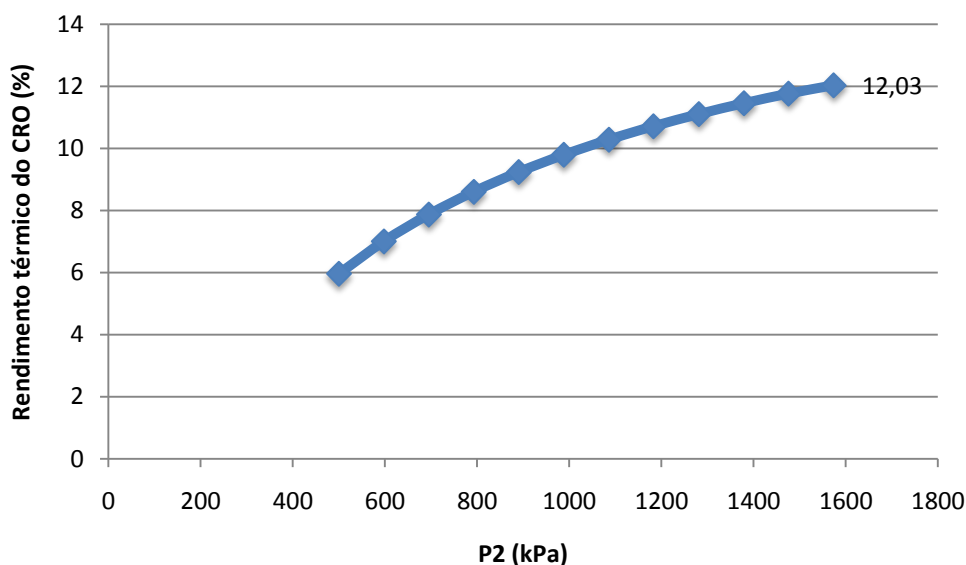


Figura 16 – Rendimento térmico do CRO em função da pressão na entrada da turbina (P_2)

O ciclo tem um maior rendimento térmico para as condições do fluido quando se encontra na fronteira do estado de vapor saturado, à entrada da turbina, tal como foi comprovado neste trabalho. O valor da pressão na entrada da turbina para o qual o rendimento térmico do ciclo é máximo é de 1574 kPa. Registou-se uma descontinuidade dos valores do rendimento térmico do ciclo quando o fluido de trabalho sobreaquece, esses valores não têm explicação física uma vez que existe continuidade dos valores da entalpia específica na zona de vapor sobreaquecido tal como é possível comprovar através do diagrama pressão-entalpia no Anexo F. O que poderá estar por detrás da descontinuidade do rendimento térmico do ciclo será o facto de os valores das propriedades físicas do R245fa, para o vapor sobreaquecido, para altas pressões, terem sido incorrectamente introduzidos no *software* EES.

Com as variáveis de entrada na Tabela 8, podem ser calculadas as propriedades termodinâmicas características de cada ponto estado do CRO com o R245fa como fluido de trabalho, que são mostradas nas Tabelas 9a e 9b.

Tabela 9a – Propriedades termodinâmicas do ciclo de Rankine orgânico.

Pontos	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	30,8	1574	240,5	1,137
1s	30,5	1574	240,2	1,135
2	110	1574	479,6	1,795
3	53,7	177,2	449,4	1,827
3s	43,4	177,2	439,4	1,795
4	30	177,2	239,1	1,135

Tabela 9b – Outras propriedades físicas do ciclo de Rankine orgânico.

Ponto	Massa volúmica (kg/m ³)	Viscosidade (Pa×s)	C _p (kJ/(kg.K))
1	1327	0,0003751	1,3300
1s	1328	0,0003765	1,3290
2	93,52	0,00001424	1,4730
3	9,19	0,00001119	0,9702
3s	9,57	0,00001082	0,9671
4	1325	0,0003791	1,3330

Na Figura 17 é possível observar o diagrama temperatura-entropia onde se destaca a diferença entre o ciclo ideal, com expansão isentrópica, e o ciclo real.

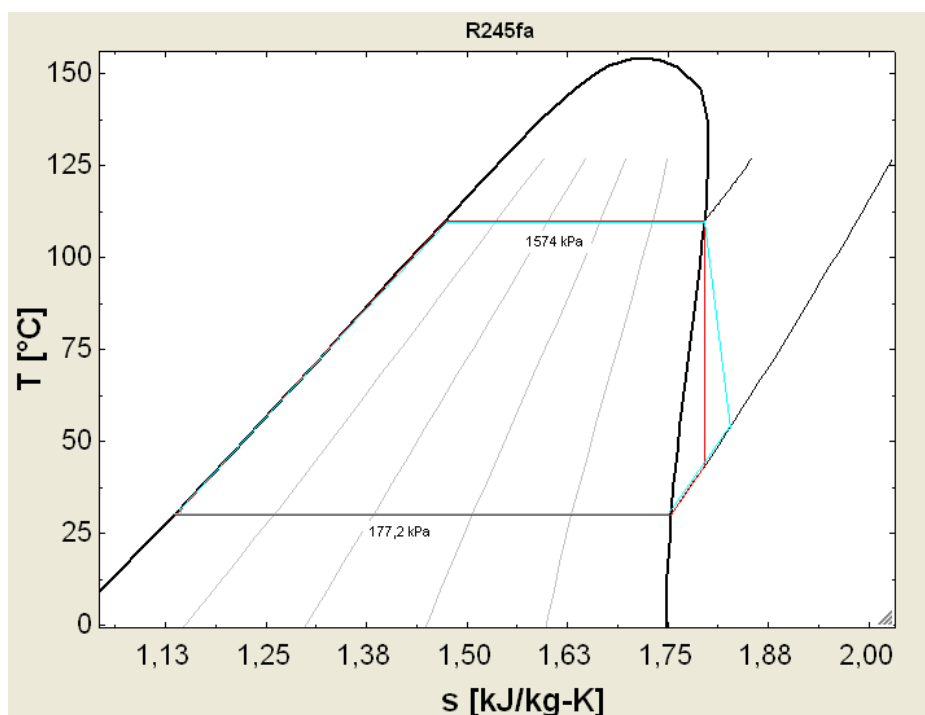


Figura 17 – Diagrama temperatura-entropia. Legenda: traço azul ciclo real, traço vermelho ciclo ideal.

É sabido da literatura que o R245fa é um fluido orgânico “seco”, ou seja, um fluido que sobreaquece após a expansão na turbina, tal como o se pode constatar na Figura 17.

4.1.1. Análise exergética

Para a análise exergética do CRO considera-se, como referência, uma temperatura ambiente de 20 °C (293,15 K) e uma pressão atmosférica de 101,325 kPa.

Tabela 10 – Valores da análise exergética do CRO.

\dot{E}_1 (kW)	2556
\dot{E}_2 (kW)	2649
\dot{E}_3 (kW)	2570
\dot{E}_4 (kW)	2555
\dot{E}_{ent} (kW)	29010
\dot{E}_{sai} (kW)	28859
\dot{I}_e (kW)	58,35
\dot{I}_t (kW)	18,82
\dot{I}_c (kW)	14,88
\dot{I}_b (kW)	1,18
η_{exe} (%)	38,16

Os valores tabelados indicam o valor da exergia em cada ponto do CRO e da água quente da fonte de calor que entra e sai do evaporador (\dot{E}_1 , \dot{E}_2 , \dot{E}_3 , \dot{E}_4 e \dot{E}_{ent} e \dot{E}_{sai}), e também os valores das irreversibilidades em cada um dos principais componentes do circuito (\dot{I}_e , \dot{I}_t , \dot{I}_c , \dot{I}_b). O resultado do rendimento exergético, η_{exe} , do CRO foi de 38,16%.

A Figura 18 faz uma análise comparativa da exergia perdida, isto é, da irreversibilidade em cada componente do ciclo.

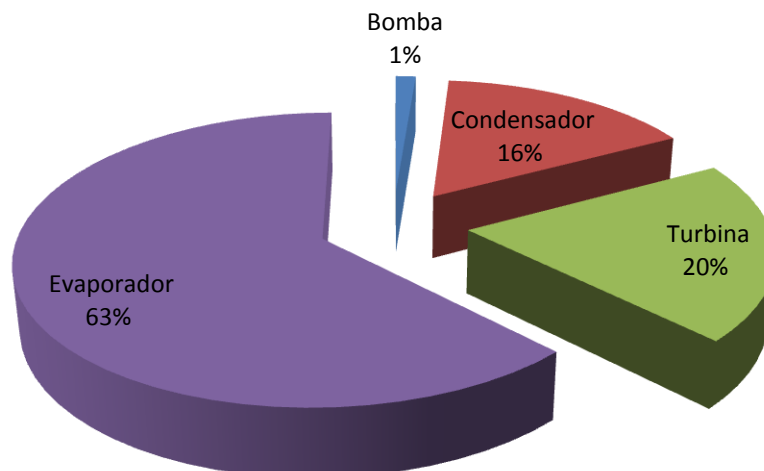


Figura 18 – Peso de cada componente na exergia perdida, irreversibilidade, no CRO.

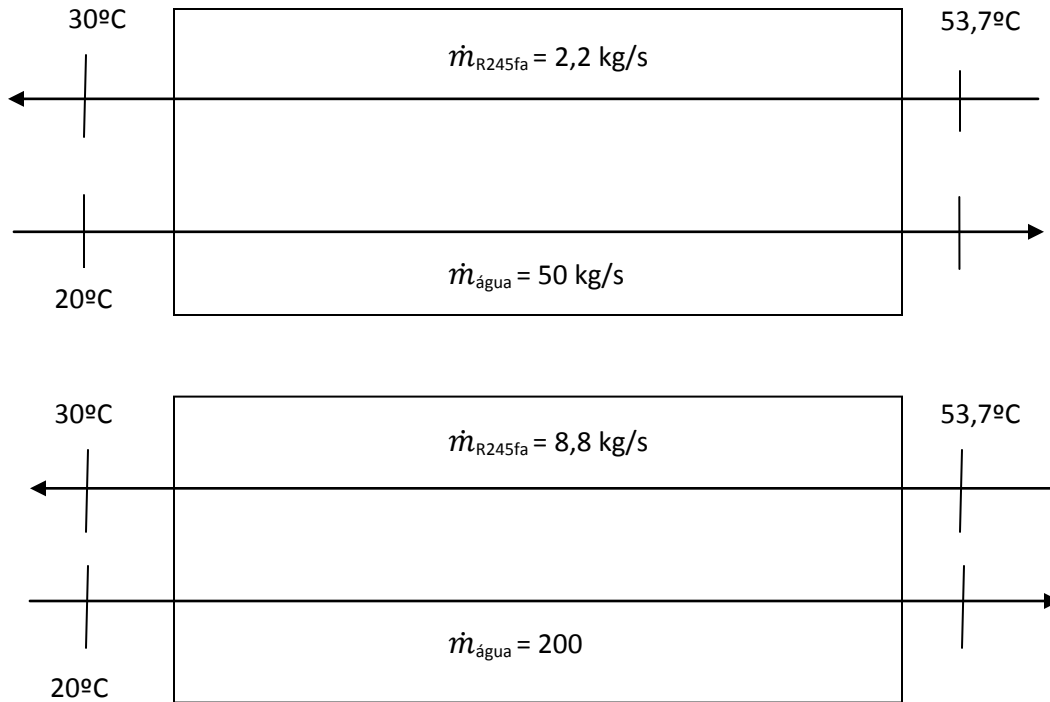
O evaporador destaca-se claramente por ser o mais crítico, sendo que quanto mais longe um sistema está afastado da temperatura ambiente maior é a destruição da exergia. O rendimento exergético compara genericamente o rendimento térmico do CRO com o rendimento de Carnot, havendo uma perda da ordem dos 62% em relação ao máximo rendimento possível. Obviamente, se fossem consideradas todas as perdas que ocorrem no ciclo de Rankine orgânico real, entre as quais todas as perdas de carga nas tubagens que ligam os vários componentes do sistema, o rendimento exergético seria inferior ao valor calculado, tendo apenas em conta as considerações termodinâmicas.

4.2. Dimensionamento dos permutadores de calor

4.2.1. Condensador

Os resultados do dimensionamento são mostrados pela mesma ordem que foram calculados. No dimensionamento do condensador foram consideradas duas situações: Na primeira abordagem do problema considerou-se dimensionar um permutador individualmente para cada turbina, sendo que também se apresentam os resultados para uma segunda situação em que se considera um permutador para um conjunto de quatro turbinas. A diferença está no caudal dos fluidos que atravessam o permutador de calor, sendo quatro vezes superior no segundo caso.

Os esquemas que se seguem ilustram as condições de temperatura e os caudais dos fluxos que atravessam o permutador de calor nos dois casos.



Os resultados dos cálculos efectuados para a potência calorífica, temperatura de saída da água de arrefecimento e da diferença de temperatura média logarítmica são apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 – Valores da potência calorífica, temperatura de saída da água e DTML para os condensadores.

Condensador	1 Turbina	4 Turbinas
\dot{Q}_c (kW)	462,66	1850,64
T_s (°C)	22,2	22,2
θ_{ln_cc} (°C)	18,74	18,74

A tabela que se segue mostra os valores utilizados para os diferentes coeficientes individuais de transferência de calor e o seu peso no valor global de transferência de calor para a primeira iteração no cálculo da área de transferência de calor.

Tabela 12 – Valores dos coeficientes de transferência de calor usados no cálculo preliminar da área de transferência de calor dos condensadores.

	W/(m ² .K)	m ² .K/W	% (peso na resistência global à T.C.)
Água	*7000	0,000143	15
Sujidade da água	5714	*0,000175	18
R245fa	*1500	0,000667	67
Total		0,000985	
Coef. T.C. global	1015		

* - Valores usados segundo a Tabela 7.

Não foi considerada a resistência à transferência de calor da parede dos tubos por ser praticamente nula quando comparada com as outras resistências térmicas em jogo.

Após sucessivas iterações o valor do coeficiente de transferência de calor convergiu num valor final, obtendo-se portanto as dimensões finais do condensador. A tabela seguinte resume os resultados das iterações.

Tabela 13 – Valores da área de transferência de calor e do coeficiente global “U” das sucessivas iterações para os condensadores

Condensador	Área (m ²)	Coefficiente global U (W/(m ² .K))
Uma turbina	24,33	1015,00
	31,15	792,58
	32,25	765,60
	32,42	761,62
	32,45	760,96
Quatro turbinas	97,30	1015,00
	133,97	737,19
	139,85	706,21
	140,77	701,62
	140,90	700,94
	140,93	700,80

Os coeficientes de transferência de calor finais do cálculo iterativo apresentam-se de seguida:

Tabela 14 – Valores dos coeficientes de transferência de calor finais para os condensadores.

Condensador	Coeficientes de T.C. (W/(m ² .K))		
Uma turbina	<i>U</i>	760,96	α_i 6254,87
			α_o 1287,64
Quatro turbinas	<i>U</i>	700,80	α_i 5850,99
			α_o 1147,16

Onde α_i e α_o são os coeficientes de transferência de calor nos tubos e na carcaça respectivamente.

As figuras seguintes comparam os valores das resistências à transferência de calor entre si, mostrando qual a contribuição de cada uma no valor final do coeficiente global de transferência de calor.

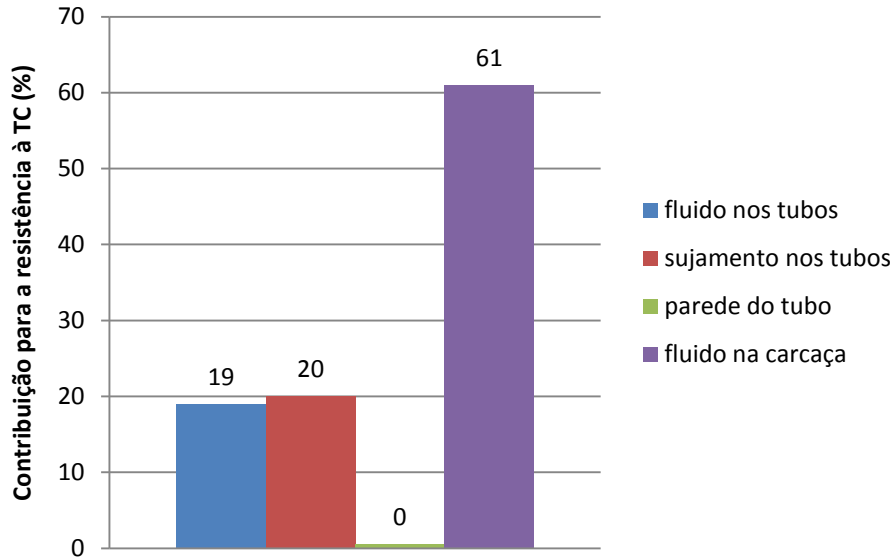


Figura 19 – Comparação das resistências térmicas de T.C. no condensador dimensionado para quatro turbinas.

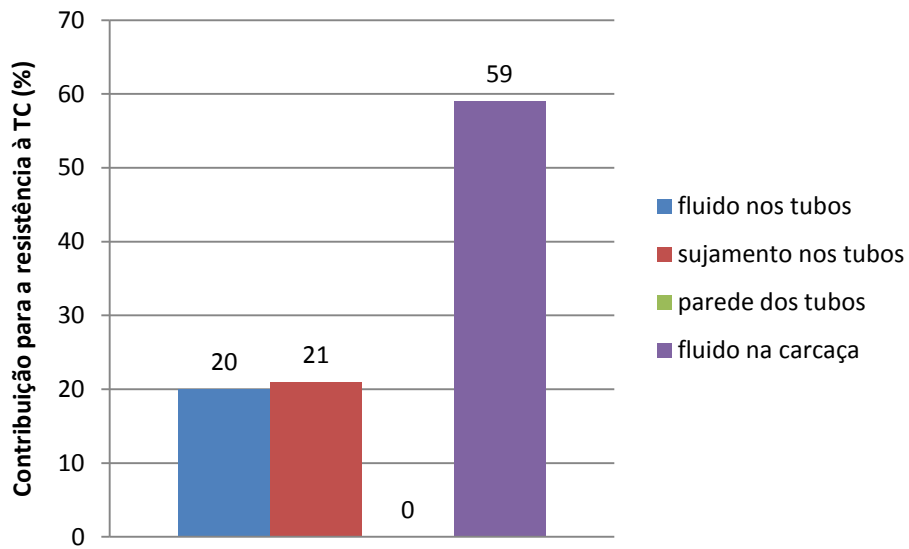


Figura 20 – Comparação das resistências térmicas de T.C. no condensador dimensionado para uma turbina

A resistência oferecida pela parede dos tubos à transferência de calor pode ser considerada praticamente desprezável quando comparada com a grandeza das outras resistências térmicas.

A área final de transferência de calor converteu-se nas seguintes dimensões físicas dos permutadores dadas na Tabela 15:

Tabela 15 – Dimensões dos condensadores.

Condensador	Uma turbina	Quatro turbinas
Área A (m ²)	32,45	140,93
Número de tubos N_t	181	787
Diâmetro da carcaça D_c (m)	0,349	0,727

O diâmetro da carcaça do condensador para uma turbina foi normalizado segundo a norma DIN 2448, enquanto o diâmetro da carcaça do condensador para quatro turbinas foi normalizado segundo a norma ANSI/ASME B36.10M e API5L. Chegou-se então aos seguintes resultados (Tabela 16):

Tabela 16 – Diâmetros normalizados da tubagem da carcaça dos condensadores.

Condensador	Uma turbina	Quatro turbinas
Diâmetro externo (mm)	419	762
Espessura (mm)	10	12,7
Diâmetro interno (mm)	399	737

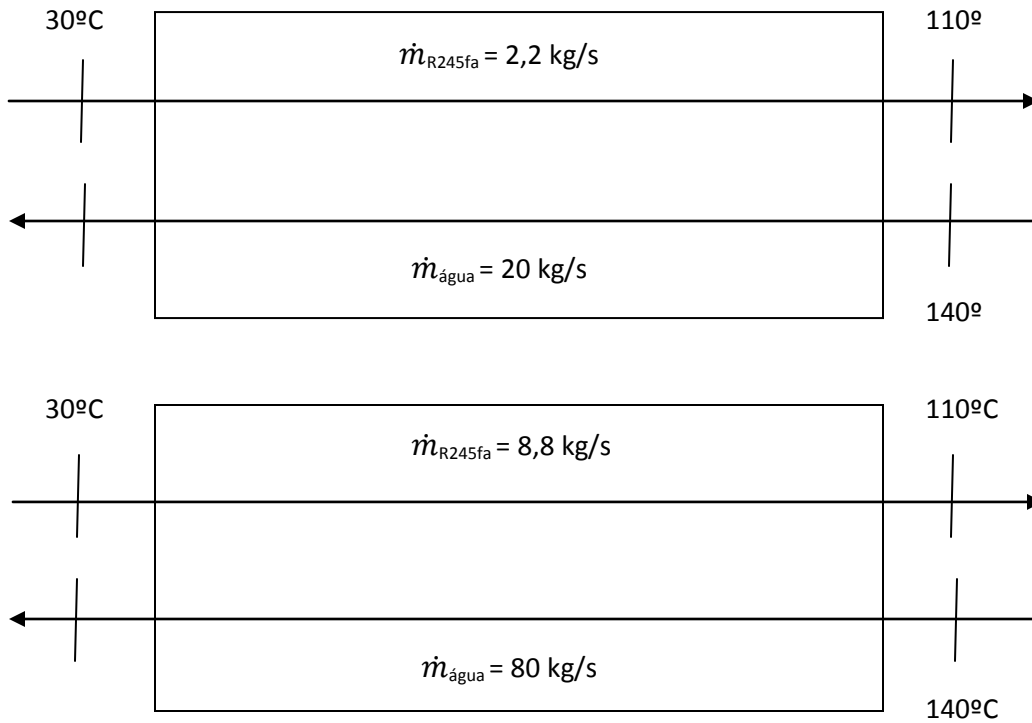
Tendo os valores normalizados dos diâmetros da carcaça foi então possível calcular o número de deflectores na carcaça e estimar as perdas de carga (Tabela 17):

Tabela 17 – Número de deflectores na carcaça e perdas de carga.

Condensador	Uma turbina	Quatro turbinas
Número de deflectores N_b	14	7
Perda de carga Δp nos tubos (Pa)	10889	9301
Perda de carga Δp na carcaça (Pa)	979	1286

4.2.2. Evaporador

Tal como foi feito para o condensador, dimensionou-se um evaporador para duas condições distintas, um evaporador para um circuito com uma turbina e um evaporador para um circuito com quatro turbinas. Os esquemas dos fluidos que atravessam os permutadores de calor nas duas situações são os seguintes:



A água quente que entra no evaporador tem que ser mantida a uma pressão que não permita a mudança de fase, neste caso considerou-se uma pressão igual a 500 kPa (absoluta).

A potência térmica, a temperatura da água quente na saída do permutador de calor e a diferença de temperatura média logarítmica calculada para os dois casos é dada na Tabela 18:

Tabela 18 - Valores da potência calorífica, temperatura de saída da água e DTML para os evaporadores.

Evaporador	Uma turbina	Quatro turbinas
\dot{Q}_e (kW)	526,02	2104,08
T_s (°C)	133,86	133,86
Θ_{ln_cc}	59,47	59,47

Os coeficientes de transferência de calor arbitrados para a primeira iteração no cálculo da área de transferência de calor foram os seguintes:

Tabela 19 - Valores dos coeficientes de transferência de calor usados no cálculo preliminar da área de transferência de calor dos evaporadores.

	W/(m ² .K)	m ² .K/W	% (Peso na resistência global à T.C.)
Água	*7000	0,000143	11
Sujidade da água	5714	*0,000175	13
R245fa	*1000	0,001000	76
Total		0,001318	
Coef. T.C. global	758		

* - Valores usados segundo a Tabela 7.

Uma vez mais a resistência da parede dos tubos na transferência de calor não foi considerada no cálculo preliminar da área de transferência de calor por ser demasiado pequena quando comparada com as outras resistências térmicas.

Após várias iterações chegou-se ao valor final do coeficiente global e da área de transferência de calor para os dois evaporadores (Tabela 20):

Tabela 20 - Valores da área de transferência de calor e do coeficiente global “U” das sucessivas iterações para os evaporadores.

Evaporador	Área (m ²)	Coeficiente global U (W/(m ² .K))
Uma turbina	11,67	758,00
	19,67	449,60
	24,37	362,92

	28,82	306,88
	28,88	306,27
Quatro turbinas	46,67	758
	78,71	449,45
	97,49	362,88

	115,61	306,00
	115,66	305,86

Os resultados dos coeficientes de transferência de calor individuais no cálculo do coeficiente de transferência de calor global final são apresentados na Tabela 21.

Tabela 21 – Valores dos coeficientes de transferência de calor finais para os evaporadores.

Evaporador		Coeficientes de T.C. (W/(m ² .K))				
Uma turbina	U	306,27	U_{lf}	393,03	α_i	6630,21
					α_o	494,73
			U_{mf}	1383,14	α_i	6630,21
					α_o	5000
Quatro turbinas	U	305,86	U_{lf}	392,71	α_i	6613,78
					α_o	494,36
			U_{mf}	1381,97	α_i	6613,78
					α_o	5000

Os símbolos U_{lf} e U_{mf} representam os coeficientes de transferência de calor do fluido de trabalho na fase líquida e na mudança de fase, respectivamente.

O valor do coeficiente de transferência de calor no exterior dos tubos para a mudança de fase do R245fa na carcaça do evaporador foi retirado da literatura segundo os autores Ong e Thome (2009) para um fluxo mássico do fluido de trabalho na carcaça G_c igual a 200 kg/(m².s), um fluxo de calor de valor médio q entre os valores de 21,3 kW/m² e 33,0 kW/m² para o título do vapor húmido igual a 0,5. Estes valores foram escolhidos tendo em conta que os fluxos de calor dos evaporadores calculados foram iguais a 18,2 kW/m² para ambos, o evaporador de uma e quatro turbinas, e um fluxo mássico aproximadamente igual a 200 kg/(m².s) nos dois evaporadores.

Nas Figuras 21 e 22 é comparado o peso percentual das várias resistências térmicas no valor do coeficiente de transferência de calor global dos evaporadores.

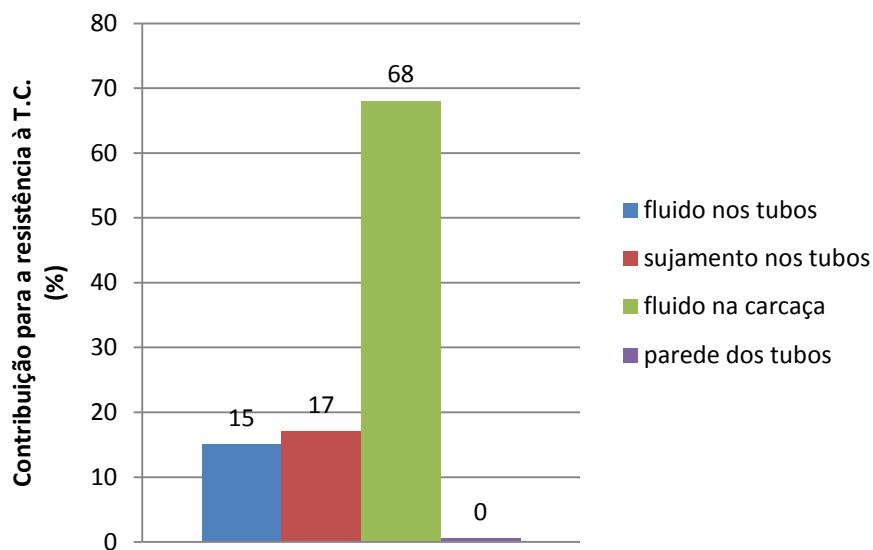


Figura 21 – Comparação das resistências térmicas de T.C. no evaporador dimensionado para uma turbina.

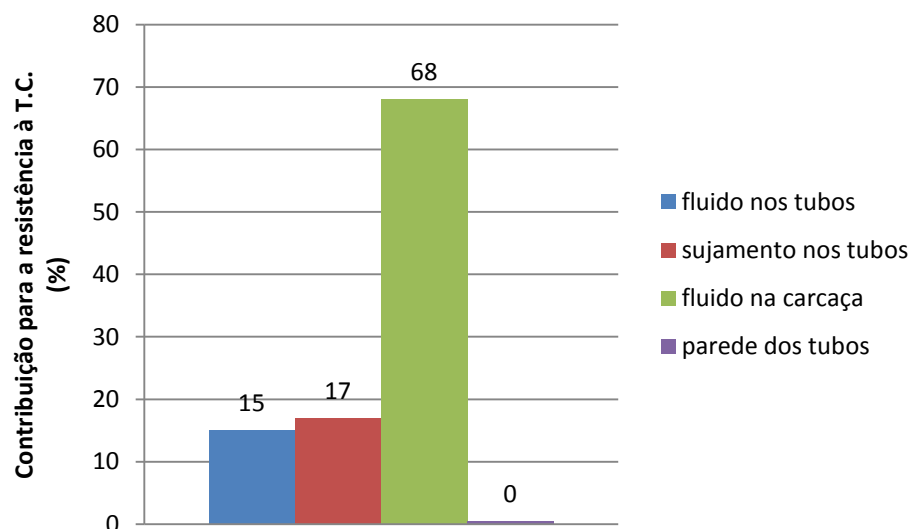


Figura 22 – Comparação das resistências térmicas de T.C. no evaporador dimensionado para quatro turbinas.

Tal como se verificou para a transferência de calor nos condensadores, o fluido de trabalho na carcaça é o que contribui mais para a resistência à transferência de calor global, sendo que nos evaporadores essa contribuição se faz notar ainda mais.

O número de tubos e o diâmetro da carcaça para a área final de transferência de calor calculada são (Tabela 22):

Tabela 22 – Dimensões dos evaporadores.

Evaporador	Uma turbina	Quatro turbinas
Área A (m ²)	28,88	115,66
Número de tubos N_t	161	646
Diâmetro da carcaça D_c (m)	0,329	0,659

O diâmetro da carcaça nominal para o evaporador de uma turbina é escolhido segundo a norma DIN 2448, enquanto o diâmetro nominal da carcaça para o evaporador de quatro turbinas é escolhido segundo a norma ANSI/ASME B36.10M e API5L (Tabela 23):

Tabela 23 – Diâmetros nominais da tubagem da carcaça dos evaporadores.

Evaporador	Uma turbina	Quatro turbinas
Diâmetro externo (mm)	355,6	711,2
Espessura (mm)	8	12,7
Diâmetro interno (mm)	339,6	685,6

Os resultados do número de deflectores e dos valores das perdas de carga calculadas para os evaporadores são dados na Tabela 24:

Tabela 24 – Valores das perdas de carga e número de deflectores na carcaça dos evaporadores.

Condensador	Uma turbina	Quatro turbinas
Número de deflectores N_b	17	8
Perda de carga Δp nos tubos (Pa)	2178	2166
Perda de carga Δp na carcaça (Pa)	1665	1624

Capítulo V

5. Conclusão e sugestão para trabalhos futuros

5.1. Conclusão

Os objectivos principais do trabalho, a análise termodinâmica do ciclo de Rankine orgânico e o dimensionamento dos permutadores de calor foram atingidos. Os resultados revelam valores coerentes do ponto de vista termodinâmico para o CRO e dimensionais para os permutadores de calor.

Apesar da dificuldade em encontrar uma turbina adequada ao projecto, a solução usada permitiu assegurar o objectivo de produzir 200 kWe com o CRO, mesmo que o ciclo tenha sofrido algumas modificações em relação ao que se pensou no início. Um dos parâmetros mais importantes na optimização do CRO é a pressão à entrada das turbinas. O estudo feito revelou que o rendimento aumentou com a pressão, sendo máximo para uma pressão igual a 1574 kPa. Assim se provou que o CRO a funcionar com o R245fa tem um maior rendimento com o fluido no estado de vapor húmido, na iminência de saturar, antes de sofrer uma expansão nas turbinas e sobreaquecer. O valor do rendimento termodinâmico do sistema foi de encontro ao valor indicado pelo fabricante da turbina que prevê um rendimento máximo de 12%. Este valor porém teve apenas em consideração uma análise puramente termodinâmica, desprezando eventuais perdas do ciclo ligadas às perdas de carga nas condutas do fluido de trabalho e ainda as perdas caloríficas para o ambiente

Aplicando a segunda lei da termodinâmica fez-se uma análise comparativa das perdas de exergia dos componentes do CRO para determinadas condições de pressão e temperatura ambiente. Os resultados obtidos foram de encontro ao previsto, onde o evaporador foi o componente do ciclo com maiores irreversibilidades, seguido da turbina, do condensador e finalmente da bomba. O ciclo apresentou ainda um rendimento exergético de 38%, querendo isto dizer que apresenta um desempenho de apenas 38% relativamente ao rendimento máximo teórico possível, a máquina térmica de Carnot.

No dimensionamento dos permutadores de calor verificou-se que o fluido de trabalho a circular no lado da carcaça foi o que ofereceu maior resistência à transferência de calor, contribuindo para um menor coeficiente de transferência de calor global e dessa forma fazer aumentar a área de transferência de calor necessária para as trocas de potência calorífica entre a água quente e o R245fa no evaporador, e a água de arrefecimento e o R245fa no condensador. Em relação aos resultados das áreas de transferência de calor para o dimensionamento de um condensador e um evaporador para uma e quatro turbinas, os valores obtidos para um permutador de calor para quatro turbinas foi sensivelmente o mesmo que tendo quatro vezes a área de um permutador de calor para uma turbina, aplicando-se este resultado quer para o evaporador quer para o condensador. Os valores das perdas de carga são idênticos para os permutadores de calor para uma e quatro turbinas, no evaporador e no condensador. Em função destes resultados, a adopção de um permutador de calor para um grupo de quatro turbinas ou individualmente para cada turbina irá depender sobretudo de questões relacionadas com o preço dos mesmos, uma vez

que o atravancamento da instalação não difere muito de um caso para outro. Um factor a ter em conta será o facto de ser mais fácil encontrar no mercado tubos com menores diâmetros, optando-se portanto pela escolha de um evaporador e um condensador para cada turbina.

5.2. Sugestão para trabalhos futuros

Os ciclos de Rankine orgânicos são relativamente recentes, estando ainda em fase de estudo e desenvolvimento. Existem várias sugestões para trabalhos futuros. Uma ideia será utilizar outros fluidos de trabalho que permitam explorar outras gamas de temperatura de fontes quentes e que eventualmente permitam um maior rendimento térmico do ciclo. Em relação à máquina de expansão a usar, actualmente os fabricantes das turbinas mantêm em sigilo as fichas técnicas das mesmas. Pelo que o ideal para este trabalho seria conseguir reunir a informação necessária para uso de uma turbina que permitisse produzir 200 kWe. No futuro sugere-se o desenvolvimento de equipamento para potências entre os 50 kW e os 1 MW para pequenas instalações, que permitam desenvolver mais projectos usando a tecnologia do ciclo de Rankine orgânico. Assim que esta tecnologia estiver mais madura será certamente um nicho de mercado interessante de explorar para pequenos consumidores, permitindo a geração de electricidade de desperdícios de calor industriais e de fontes renováveis de energia de baixa temperatura ainda pouco exploradas.

Outra sugestão para um trabalho futuro será a de incluir na análise termodinâmica as perdas de carga e as perdas para o ambiente dos componentes do ciclo, de forma a fazer uma análise mais real do CRO.

Em relação aos permutadores de calor usados neste trabalho, do tipo carcaça e tubos, é admissível o uso de permutadores de calor de placas, sendo que esses permutadores são mais compactos, não necessitando de uma área de transferência de calor tão grande para o mesmo fim que no caso dos permutadores de calor de carcaça e tubos, tendo portanto uma maior eficiência na transferência de calor. Porém, o seu uso dependerá da pressão máxima do funcionamento do CRO, que por sua vez depende do fluido de trabalho e máquina de expansão a usar.

6. Bibliografia

Angelino, G., Gaia, M., and Macchi, E., 1984, “ORC-HP-Technology: Working fluids problems”, Review of Italian activity in the field of Organic Rankine Cycles.

Balat, M., 2009, “Global Status of Biomass Energy Use”, Energy Sources, Part A, 31: 1160 – 1173.

Chandrasekharam, D., Bundschuh, J., 2008, “Low-Enthalpy Geothermal Resources for Power Generation”, CRC Press.

Cross, B., 1991, “European Directory of Renewable Energy Supplies and Services”, Editora: James.

David, G., Michel, F., 2008, “Small Scale Biomass power plant using Organic Rankine Cycle technology”, Enertime SAS.

DiPippo, R., 2007, “geothermal power plants; principles, applications, case of studies and environmental impact”, 2nd Edition, BH Press.

EUREC Agency, 2002, “The future for renewable energy 2: prospects and directions”, Editora: James.

Fernandes, E. O. e Castro, M. D., 2007, “Fichas das aulas teóricas de Transferência de Calor”, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, FEUP.

Fridleifsson, I. B., Bertani, R., Huenges, E., Lund, J.W., Ragnarsson, A., and Rybach, L., 2008, “The possible role and contribution of geothermal energy to the mitigation of climate change”, IPCC Scoping Meeting on Renewable Energy Sources, Germany.

Goswami, Y., Kreith, F., 2008, “Energy Conversion”, Boca Raton: CRC Press.

Hung, T. C., 2000, “Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids”, Energy Conversion and Management, 42: 539 – 553

Hung, T. C., Shai, T. Y., and Wang, S. K., 1996, “A review of organic Rankine cycle (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat”, Energy, 22: 661 – 667.

Incropera, F. P. and Witt, D. P., 2002, “Fundamentos de transferência de calor e de massa”, 6ª edição, LTC editora.

International energy agency, 1987, “Renewable sources of energy”.

Kakaç, S., Liu, H., 2002, “Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design”, 2ª edição, CRC editora.

Kaltschmitt, M., Streicher, W., Wiese, A., 2007, “Renewable Energy: Technology, Economics and Environment”, Editora Springer.

Kosmadakis, G., Manolagos, D., Kyritsis, S., Papadakis, G., 2008, “Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best of use in the high-temperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination

Larjola, J., 1994, “Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC)”, *Production Economics*, 41: 227-235.

Lipták, B., 2009, “Post-Oil Energy Technology: The World’s First Solar-Hydrogen Demonstration Power Plant”, Boca Raton: CRC Press.

Liu, B. T., Chien, K. H., Wang, C. C., 2002, “Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery”, *Energy*, 29: 1207 – 1217.

Quoilin, S., Lemort, V., 2009, “Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems”, 5th European Conference Economics and Management of Energy in Industry.

Ragnarsson, Á., 2009, “Geothermal Energy – Its Global Development Potencial & Contribution to Mitigation of Climate Change”, GIA – IGA Workshop, Madrid.

Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., Fisher, J., 2005, “Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles”, *Energy*, 32: 1210-1221.

Smith, I. K., Stosic, N., Kovacevic, A., Langson, R., 2007, “Cost Effective Small Scale ORC Systems for Power Recovery from Low Enthalpy Geothermal Resources”.

Splithoff, H., Schuster, A., 2006, “The Organic Rankine Cycle – Power Production from Low Temperature Heat”, Institute for Energy Systems, Technische Universität München.

Sukhatme, S. P., 1997, “Solar thermal power generation”, 6: 521 – 531.

Taborek, J., 1987, “Strategy of Heat Exchanger Design”, Nato Advanced Study Institute.

Thome, J. R., Ong, C. L., 2009, “Flow boiling heat transfer of R134a, R236fa and R245fa in a horizontal 1,030 mm circular channel”, Experimental Thermal and Fluid Science, 33: 651 – 663.

Ungemach, P., 2002, “Market perspectives for geothermal energy uses in Europe”, Faculty of Energetics, University of Oradea.

Vega, L.A., 1999, “Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)”

Wu, C., 2007, “Thermodynamics and Heat Powered Cycles: A Cognitive Engineering Approach”, Nova Science Publishers editora.

Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N., Mori, K., 2000, “Design and testing of the Organic Rankine Cycle”, Energy, 26: 239 – 251.

Os seguintes endereços foram consultados entre Setembro e Dezembro de 2009

<www.hartisse.com/index.php>

<www.dct.uc.pt>

<www.geothermal-energy.org>

<www.usel.gov/otec/what.html>

<www.powerfromthesun.net>

<www.wikipedia.org>

<www.bepenergy.com>

Anexo A – Folha com especificações disponibilizada pelo fabricante da turbina

“5x5” 50kW GREEN MACHINE

“Delivering cleantech energy solutions for a sustainable future now”



50kW Green Machine with cabinet

Specifications

Performance Characteristics	
Electric Power at Generator Terminals	50kW* @ 480V / 3 phase / 60 Hz 50kW* @ 400V / 3 phase / 50 Hz
Ambient operation	-20°F to 110°F (-29°C to 43°C)
Power Factor	0.83
Total harmonic distortion	NA
Emissions	Zero (closed binary cycle)
Sound Level	75 db (Approximate)

Design Attributes	
Plumbing	Low pressure 150psi – High pressure 300psi
Energy Block	Twin screw expander
Generator	Induction
Heat Exchangers (pressure drop)	40AG (50 kpa)
Enclosure; electrical	NEMA 4 / IP65
Design life	20 years
Lubrication	Patented process lubrication
UL components	NA
Transient voltage/surge suppression at utility interface	See Beckwith 3410A spec. manual for US install
Utility grid connect protective relaying function	See Beckwith 3410A spec. manual

System Description	
Working fluid	R245fa (Pentafluoropropane)**
Working fluid charge	48 gallons (503 lbs)
Heat source	Hot water 180°F - 250°F (82°C to 121°C)
Cooling requirement	Water 40°F to 110°F (4°C to 43°C)
Controls	Proprietary PLC
Remote monitoring	Will support IP protocol, 3G cellular, satellite communications, wireless internet
Operation	Designed for unattended operation
Cabinet	3 layer anti-corrosive & UV coatings available
Manufacture	Factory assembled, skid mounted
Shipping	Ex-works factory dock/5,000lbs crated

*Resource water and cooling water dependent

**R245fa is a non-flammable, non-toxic and non-ozone-depleting working fluid

For more information on ElectraTherm and its cleantech, green power products, please visit www.electratherm.com

Fuel-free, emissions-free power

Basic Cycle
Organic Rankine Cycle (ORC)

Energy Block – Twin Screw Expander
75% Expansion Efficiency

Electric Generator
Marathon Prime Line Efficiency 91%

Thermodynamic System Efficiency
Up to 12% (based on ΔT)

ElectraTherm's Green Machines produce fuel-free, emission-free energy to industry worldwide. The company's proven, patented Twin Screw Expander enables its line of Heat to Power Energy Generators to make electricity from waste and geothermal heat or pressure instead of fossil fuel. Flexible and scalable, modular and mobile, this clean technology quickly pays for itself, with reliable electricity. Run in parallel, ElectraTherm systems can produce megawatts of power. Employing the world's most efficient screw expander, process lubrication, and benign working fluids, ElectraTherm's Green Machine represents a dramatic change from turbine/volatile fluid based designs, generating emission-free electricity from existing unused heat without added fuel – system should operate 20 years+ with limited maintenance.

ADDITIONAL FEATURES INCLUDE:
Modular Construction with only Three Moving Components

Mobile - Skid Mounted

Stainless Steel Piping & Heat Exchangers

Proprietary Control System

Plug & Play with Remote Monitoring

Runs in Parallel for Multiple MW Installation

Lowest Maintenance Requirements in the Industry

Non-Combustion Process

Zero Toxic By-products

Zero Emissions

Zero Fossil Fuel Requirements

Carbon Neutral (Negative)
50kW of emission-free electricity - avoiding ~300 metric tons of CO₂ annually

Anexo C: Norma ANSI/ASME B36.10M e API5L

Nominal	O.D. Inches	PIPE SCHEDULES WALL THICKNESS															
		5s	5	10s	10	20	30	40s & Std	40	60	80s & EH	80	100	120	140	160	Dbt. E.H.
1/8	.405		.035	.049	.049			.063	.063		.095	.095					
1/4	.540		.049	.065	.065			.083	.083		.119	.119					
3/8	.675		.049	.065	.065			.091	.091		.126	.126					
1/2	.840	.065	.065	.083	.083			.109	.109		.147	.147				.187	.294
3/4	1.050	.065	.065	.083	.083			.113	.113		.154	.154				.218	.308
1	1.315	.065	.065	.109	.109			.133	.133		.179	.179				.250	.358
1 1/4	1.660	.065	.065	.109	.109			.140	.140		.191	.191				.250	.382
1 1/2	1.900	.065	.065	.109	.109			.145	.145		.200	.200				.281	.400
2	2.375	.065	.065	.109	.109			.154	.154		.218	.218				.343	.436
2 1/2	2.875	.083	.083	.120	.120			.203	.203		.276	.276				.375	.552
3	3.500	.083	.083	.120	.120			.216	.216		.300	.300				.437	.600
3 1/2	4.000	.083	.083	.120	.120			.226	.226		.318	.318					.656
4	4.500	.083	.083	.120	.120			.237	.237	.281	.337	.337	.437			.531	.674
4 1/2	5.000							.247			.355						.710
5	5.563	.109	.109	.134	.134			.258	.258		.375	.375	.500			.625	.750
6	6.625	.109	.109	.134	.134			.280	.280		.432	.432	.562			.718	.864
7	7.625							.301			.500						.875
8	8.625	.109	.109	.148	.148	.250	.277	.322	.322	.406	.500	.500	.593	.718	.812	.906	.875
9	9.625							.342			.500						
10	10.750	.134	.134	.165	.165	.250	.307	.365	.365	.500	.500	.593	.718	.843	1.000	1.125	
11	11.750							.375			.500						
12	12.750	.156	.165	.180	.180	.250	.330	.375	.406	.562	.500	.687	.843	1.000	1.125	1.312	
14	14.000	.156		.188	.250	.312	.375	.375	.437	.593	.500	.750	.937	1.093	1.250	1.406	
16	16.000	.165		.188	.250	.312	.375	.375	.500	.656	.500	.843	1.031	1.218	1.437	1.593	
18	18.000	.165		.188	.250	.312	.437	.375	.562	.750	.500	.937	1.156	1.375	1.562	1.781	
20	20.000	.188		.218	.250	.375	.500	.375	.593	.812	.500	1.031	1.280	1.500	1.750	1.968	
24	24.000	.218		.250	.250	.375	.562	.375	.687	.968	.500	1.218	1.531	1.812	2.062	2.343	
26	26.000				.312	.500		.375			.500						
28	28.000				.312	.500	.625	.375									
30	30.000	.250		.312	.312	.500	.625	.375			.500						
32	32.000				.312	.500	.625	.375	.688		.500						
34	34.00				.312	.500	.625	.375	.688								
36	36.000				.312		.625	.375	.750		.500						

Anexo D: Cálculos intermédios no dimensionamento dos permutadores de calor.

Os valores que se seguem fazem parte dos cálculos intermédios no dimensionamento dos diferentes permutadores de calor.

Condensador para uma turbina:

Propriedades relativas à água	v (m/s)	1,566
	Re	24032
	Nu	159,56
	ρ (kg/m ³)	998
	k (W/m.K)	0,588
	μ (kg/m.s)	0,0009757
	Pr	6,941
Propriedades relativas ao R245fa	ρ (kg/m ³)	1325
	h_{lv} (J/kg)	$187,89 \cdot 10^3$
	k (W/m.K)	0,0795
	μ (kg/m.s)	$376,37 \cdot 10^{-6}$
	T_{sat} (°C)	30
	T_p (°C)	25
Dimensões usadas nos cálculos	d_i (m)	0,015
	d_o (m)	0,019
	N	10

Condensador para quatro turbinas:

Propriedades relativas à água	v (m/s)	1,441
	Re	22108
	Nu	149,26
	ρ (kg/m ³)	998
	k (W/m.K)	0,588
	μ (kg/m.s)	0,0009757
	Pr	6,941
Propriedades relativas ao R245fa	ρ (kg/m ³)	1325
	h_{lv} (J/kg)	$187,89 \cdot 10^3$
	k (W/m.K)	0,0795
	μ (kg/m.s)	$376,37 \cdot 10^{-6}$
	T_{sat} (°C)	30
	T_p (°C)	25
Dimensões usadas nos cálculos	d_i	0,015
	d_o	0,019
	N	20

Evaporador para uma turbina:

Propriedades relativas à água	v (m/s)	0,757
	Re	52801
	Nu	148,52
	ρ (kg/m ³)	928
	k (W/m.K)	0,6696
	μ (kg/m.s)	0,0001997
	Pr	1,278
Propriedades relativas ao R245fa	G_c (kg/s.m ²)	194,70
	c_p (J/kg.K)	1446
	k (W/m.K)	0,06798
	μ (kg/m.s)	0,0002242
	μ_p (kg/m.s)	0,0002893
	Re_c	12505
Dimensões usadas nos cálculos	d_i (m)	0,015
	d_o (m)	0,019
	N	10
	D_e (m)	0,0144
	C (m)	0,005
	B (m)	0,165
	P_t (m)	0,024
	A_c (m ²)	0,01129

Evaporador para quatro turbinas:

Propriedades relativas à água	v (m/s)	0,755
	Re	52638
	Nu	148,16
	ρ (kg/m ³)	928
	k (W/m.K)	0,6696
	μ (kg/m.s)	0,0001997
	Pr	1,278
Propriedades relativas ao R245fa	G_c (kg/s.m ²)	194,44
	c_p (J/kg.K)	1446
	k (W/m.K)	0,06798
	μ (kg/m.s)	0,0002242
	μ_p (kg/m.s)	0,0002893
	Re_c	12489
Dimensões usadas nos cálculos	d_i (m)	0,015
	d_o (m)	0,019
	N	20
	D_e (m)	0,0144
	C (m)	0,005
	B (m)	0,330
	P_t (m)	0,024
	A_c (m ²)	0,0453

Anexo E: Tabelas com as propriedades físicas do R245fa

Thermodynamic Table (SI Units)

Temp. (°C)	Pressure (kPa)	Volume (m ³ /kg)		Density (kg/m ³)		Enthalpy (kJ/kg)		Entropy (kJ/kg·°C)		C _p (kJ/kg·°C)		C _v (kJ/kg·°C)	
		Vapor	Liquid	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
0	54	0.3076	1404	200.00	404.93	1	1.7502	1.29	0.84	0.91	0.77		
2	59	0.2825	1399	202.60	406.44	1.0095	1.7503	1.30	0.85	0.92	0.77		
4	64	0.2599	1394	205.20	407.96	1.0189	1.7504	1.30	0.86	0.92	0.78		
6	70	0.2394	1389	207.82	409.48	1.0283	1.7507	1.31	0.86	0.93	0.79		
8	76	0.2208	1384	210.45	411.00	1.0376	1.7510	1.32	0.87	0.93	0.79		
10	83	0.2040	1378	213.08	412.53	1.0470	1.7513	1.32	0.88	0.93	0.80		
12	90	0.1886	1373	215.73	414.06	1.0563	1.7518	1.33	0.88	0.94	0.81		
14	98	0.1747	1368	218.39	415.59	1.0655	1.7523	1.33	0.89	0.94	0.81		
16	106	0.1620	1363	221.06	417.13	1.0748	1.7529	1.34	0.90	0.95	0.82		
18	115	0.1504	1358	223.74	418.67	1.0840	1.7535	1.34	0.90	0.95	0.82		
20	124	0.1397	1352	226.43	420.21	1.0932	1.7542	1.35	0.91	0.96	0.83		
22	134	0.1300	1347	229.14	421.76	1.1024	1.7550	1.35	0.92	0.96	0.84		
24	144	0.1211	1341	231.85	423.30	1.1115	1.7558	1.36	0.93	0.96	0.84		
26	155	0.1129	1336	234.58	424.85	1.1206	1.7567	1.36	0.93	0.97	0.85		
28	167	0.1054	1331	237.31	426.40	1.1297	1.7576	1.37	0.94	0.97	0.85		
30	179	0.0984	1325	240.06	427.95	1.1388	1.7586	1.37	0.95	0.98	0.86		
32	192	0.0921	1320	242.82	429.50	1.1478	1.7596	1.38	0.96	0.98	0.87		
34	206	0.0862	1314	245.59	431.05	1.1568	1.7606	1.39	0.96	0.98	0.87		
36	220	0.0807	1308	248.37	432.60	1.1658	1.7617	1.39	0.97	0.99	0.88		
38	236	0.0757	1303	251.16	434.16	1.1748	1.7629	1.40	0.98	0.99	0.88		
40	252	0.0710	1297	253.97	435.71	1.1837	1.7641	1.40	0.99	1.00	0.89		
42	269	0.0667	1291	256.79	437.26	1.1926	1.7653	1.41	0.99	1.00	0.90		
44	287	0.0627	1285	259.62	438.81	1.2016	1.7666	1.42	1.00	1.00	0.90		
46	305	0.0590	1280	262.46	440.36	1.2104	1.7679	1.42	1.01	1.01	0.91		
48	325	0.0555	1274	265.31	441.90	1.2193	1.7692	1.43	1.02	1.01	0.91		
50	345	0.0523	1268	268.18	443.45	1.2282	1.7705	1.43	1.03	1.02	0.92		
52	367	0.0493	1262	271.06	444.99	1.2370	1.7719	1.44	1.03	1.02	0.93		
54	390	0.0465	1256	273.95	446.53	1.2458	1.7733	1.45	1.04	1.02	0.93		
56	413	0.0439	1249	276.86	448.07	1.2546	1.7748	1.45	1.05	1.03	0.94		
58	438	0.0415	1243	279.77	449.60	1.2634	1.7762	1.46	1.06	1.03	0.94		
60	464	0.0392	1237	282.70	451.13	1.2721	1.7777	1.47	1.07	1.04	0.95		
62	490	0.0371	1231	285.65	452.65	1.2809	1.7792	1.47	1.08	1.04	0.96		
64	518	0.0351	1224	288.61	454.17	1.2896	1.7807	1.48	1.09	1.04	0.96		
66	548	0.0332	1218	291.58	455.69	1.2983	1.7822	1.49	1.10	1.05	0.97		
68	578	0.0315	1211	294.57	457.20	1.3070	1.7837	1.50	1.11	1.05	0.97		
70	610	0.0298	1205	297.57	458.70	1.3157	1.7853	1.50	1.12	1.05	0.98		
72	643	0.0283	1198	300.58	460.19	1.3244	1.7869	1.51	1.13	1.06	0.98		
74	677	0.0268	1191	303.61	461.68	1.3331	1.7884	1.52	1.14	1.06	0.99		
76	713	0.0255	1184	306.66	463.16	1.3417	1.7900	1.53	1.15	1.07	1.00		
78	750	0.0242	1177	309.72	464.63	1.3504	1.7916	1.54	1.16	1.07	1.00		
80	789	0.0230	1170	312.80	466.09	1.3590	1.7931	1.54	1.17	1.07	1.01		
82	829	0.0218	1163	315.89	467.54	1.3677	1.7947	1.55	1.18	1.08	1.01		
84	870	0.0207	1156	319.00	468.99	1.3763	1.7963	1.56	1.19	1.08	1.02		
86	913	0.0197	1148	322.13	470.41	1.3849	1.7978	1.57	1.20	1.08	1.03		
88	958	0.0187	1141	325.27	471.83	1.3936	1.7994	1.58	1.21	1.09	1.03		
90	1004	0.0178	1133	328.44	473.23	1.4022	1.8009	1.59	1.23	1.09	1.04		
92	1052	0.0170	1126	331.62	474.62	1.4108	1.8024	1.60	1.24	1.10	1.04		
94	1102	0.0161	1118	334.82	475.99	1.4194	1.8039	1.61	1.26	1.10	1.05		
96	1153	0.0154	1110	338.04	477.35	1.4281	1.8054	1.63	1.27	1.10	1.06		
98	1206	0.0146	1101	341.28	478.68	1.4367	1.8069	1.64	1.29	1.11	1.06		
100	1261	0.0139	1093	344.54	480.00	1.4453	1.8083	1.65	1.30	1.11	1.07		
102	1318	0.0132	1085	347.83	481.30	1.4540	1.8097	1.66	1.32	1.11	1.07		
104	1377	0.0126	1076	351.14	482.57	1.4626	1.8111	1.68	1.34	1.12	1.08		
106	1438	0.0120	1067	354.47	483.82	1.4713	1.8124	1.69	1.36	1.12	1.09		
108	1500	0.0114	1058	357.83	485.04	1.4799	1.8137	1.71	1.38	1.13	1.09		
110	1565	0.0109	1049	361.21	486.24	1.4886	1.8150	1.73	1.40	1.13	1.10		
112	1632	0.0104	1039	364.62	487.40	1.4974	1.8161	1.75	1.42	1.13	1.11		
114	1700	0.0099	1029	368.07	488.53	1.5061	1.8173	1.77	1.45	1.14	1.11		
116	1772	0.0094	1019	371.54	489.62	1.5149	1.8183	1.79	1.48	1.14	1.12		
118	1845	0.0089	1009	375.05	490.67	1.5237	1.8193	1.81	1.51	1.15	1.13		
120	1921	0.0085	998	378.59	491.68	1.5325	1.8202	1.84	1.54	1.15	1.13		
122	1998	0.0081	987	382.17	492.64	1.5414	1.8210	1.87	1.58	1.15	1.14		
124	2079	0.0077	976	385.79	493.54	1.5503	1.8216	1.90	1.63	1.16	1.15		
126	2162	0.0073	964	389.46	494.38	1.5593	1.8222	1.93	1.68	1.16	1.15		
128	2247	0.0069	952	393.18	495.16	1.5684	1.8226	1.97	1.73	1.17	1.16		
130	2335	0.0066	939	396.95	495.86	1.5776	1.8229	2.02	1.80	1.17	1.17		
132	2426	0.0062	926	400.79	496.47	1.5868	1.8230	2.08	1.87	1.18	1.17		
134	2519	0.0059	911	404.70	496.98	1.5962	1.8228	2.14	1.96	1.18	1.18		
136	2616	0.0056	896	408.69	497.37	1.6057	1.8224	2.22	2.07	1.19	1.19		
138	2715	0.0052	881	412.77	497.62	1.6154	1.8218	2.31	2.20	1.19	1.20		
140	2817	0.0049	863	416.97	497.71	1.6253	1.8207	2.43	2.37	1.20	1.21		
142	2923	0.0046	845	421.30	497.60	1.6354	1.8192	2.59	2.60	1.21	1.22		
144	3032	0.0043	824	425.82	497.22	1.6460	1.8172	2.81	2.91	1.21	1.23		
146	3144	0.0040	802	430.57	496.50	1.6570	1.8143	3.13	3.36	1.22	1.24		
148	3260	0.0037	775	435.65	495.30	1.6688	1.8104	3.64	4.09	1.23	1.25		
150	3380	0.0034	743	441.26	493.35	1.6817	1.8048	4.60	5.45	1.24	1.26		

Transport Properties (SI Units)

Temp (°C)	Pressure (kPa)	Speed of Sound (m/s)	Viscosity ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)		Thermal Conductivity (W/m·K)		Surface Tension (mN/m)
			Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	
0	54	132.4	581.64	9.47	0.0889	0.0105	17.25
2	59	132.7	563.43	9.53	0.0882	0.0107	17.00
4	64	132.9	546.07	9.60	0.0876	0.0108	16.74
6	70	133.1	529.49	9.67	0.0869	0.0110	16.48
8	76	133.3	513.64	9.74	0.0863	0.0111	16.23
10	83	133.5	498.47	9.81	0.0857	0.0113	15.97
12	90	133.7	483.95	9.88	0.0850	0.0115	15.72
14	98	133.9	470.02	9.95	0.0844	0.0116	15.46
16	106	134.0	456.66	10.02	0.0838	0.0118	15.20
18	115	134.2	443.83	10.09	0.0832	0.0119	14.95
20	124	134.3	431.50	10.16	0.0826	0.0121	14.69
22	134	134.4	419.64	10.23	0.0819	0.0122	14.43
24	144	134.5	408.22	10.30	0.0813	0.0124	14.18
26	155	134.6	397.22	10.37	0.0807	0.0126	13.92
28	167	134.6	386.61	10.44	0.0801	0.0127	13.66
30	179	134.7	376.37	10.51	0.0795	0.0129	13.41
32	192	134.7	366.49	10.59	0.0789	0.0130	13.15
34	206	134.7	356.95	10.66	0.0783	0.0132	12.89
36	220	134.7	347.72	10.73	0.0777	0.0134	12.64
38	236	134.7	338.79	10.80	0.0771	0.0135	12.38
40	252	134.6	330.15	10.87	0.0766	0.0137	12.13
42	269	134.6	321.78	10.94	0.0760	0.0139	11.87
44	287	134.5	313.66	11.01	0.0754	0.0140	11.62
46	305	134.4	305.80	11.09	0.0748	0.0142	11.36
48	325	134.2	298.16	11.16	0.0742	0.0144	11.11
50	345	134.1	290.75	11.23	0.0737	0.0145	10.85
52	367	133.9	283.55	11.31	0.0731	0.0147	10.60
54	390	133.7	276.55	11.38	0.0725	0.0149	10.35
56	413	133.5	269.75	11.46	0.0719	0.0150	10.10
58	438	133.3	263.13	11.53	0.0714	0.0152	9.84
60	464	133.1	256.68	11.61	0.0708	0.0154	9.59
62	490	132.8	250.41	11.69	0.0702	0.0156	9.34
64	518	132.5	244.29	11.76	0.0697	0.0157	9.09
66	548	132.1	238.32	11.84	0.0691	0.0159	8.85
68	578	131.8	232.51	11.92	0.0686	0.0161	8.60
70	610	131.4	226.83	12.01	0.0680	0.0163	8.35
72	643	131.0	221.28	12.09	0.0674	0.0165	8.10
74	677	130.6	215.87	12.17	0.0669	0.0167	7.86
76	713	130.1	210.57	12.26	0.0663	0.0169	7.61
78	750	129.6	205.39	12.34	0.0658	0.0170	7.37
80	789	129.1	200.33	12.43	0.0652	0.0172	7.13
82	829	128.6	195.37	12.52	0.0647	0.0174	6.89
84	870	128.0	190.51	12.61	0.0641	0.0176	6.65
86	913	127.4	185.75	12.71	0.0636	0.0179	6.41
88	958	126.8	181.09	12.80	0.0630	0.0181	6.17
90	1004	126.1	176.51	12.90	0.0624	0.0183	5.94
92	1052	125.4	172.02	13.00	0.0619	0.0185	5.70
94	1102	124.6	167.61	13.11	0.0613	0.0187	5.47
96	1153	123.9	163.28	13.22	0.0608	0.0189	5.24
98	1206	123.1	159.02	13.33	0.0602	0.0192	5.01
100	1261	122.2	154.83	13.44	0.0597	0.0194	4.79
102	1318	121.3	150.71	13.56	0.0591	0.0197	4.56
104	1377	120.4	146.65	13.68	0.0585	0.0199	4.34
106	1438	119.4	142.65	13.81	0.0580	0.0202	4.12
108	1500	118.4	138.70	13.94	0.0574	0.0205	3.90
110	1565	117.3	134.81	14.08	0.0569	0.0207	3.68
112	1632	116.2	130.96	14.22	0.0563	0.0210	3.47
114	1700	115.1	127.16	14.37	0.0557	0.0214	3.26
116	1772	113.9	123.40	14.53	0.0552	0.0217	3.05
118	1845	112.6	119.68	14.69	0.0546	0.0220	2.85
120	1921	111.3	115.99	14.87	0.0540	0.0224	2.64
122	1998	109.9	112.33	15.05	0.0535	0.0228	2.44
124	2079	108.5	108.68	15.25	0.0529	0.0232	2.25
126	2162	107.0	105.06	15.46	0.0523	0.0236	2.06
128	2247	105.5	101.44	15.68	0.0518	0.0241	1.87
130	2335	103.8	97.83	15.92	0.0512	0.0246	1.68
132	2426	102.1	94.21	16.18	0.0507	0.0252	1.50
134	2519	100.4	90.57	16.47	0.0501	0.0258	1.33
136	2616	98.5	86.90	16.78	0.0496	0.0265	1.16
138	2715	96.5	83.19	17.13	0.0492	0.0273	1.00
140	2817	94.5	79.41	17.52	0.0487	0.0282	0.84
142	2923	92.3	75.53	17.97	0.0484	0.0292	0.69
144	3032	90.1	71.52	18.50	0.0482	0.0304	0.54
146	3144	87.7	67.31	19.13	0.0483	0.0319	0.41
148	3260	85.1	62.80	19.91	0.0487	0.0338	0.28
150	3380	82.4	57.81	20.97	0.0501	0.0365	0.17

Anexo F: Diagrama pressão – entalpia para o R245fa

