

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA

Produção de Energia Eléctrica a Partir da Carga Térmica de um Efluente de uma Fábrica de Pasta para Papel

LEA MARINA CARVALHO TEIXEIRA

Mestrado em Engenharia Química
Novembro 2010

Agradecimentos

Muitas foram as pessoas que, de certo modo, contribuíram para o desenvolvimento e sucesso deste projecto.

Ao meu orientador Vitorino de Matos Beleza pelo apoio, orientação, encorajamento e paciência ao longo do desenvolvimento do projecto

Ao Grupo Portucel Soporcel pela oportunidade, disponibilidade e colaboração na realização deste projecto.

Ao co-orientador do projecto, o Engenheiro Fernando José Soares Martins, da Portucel Soporcel, pelo apoio, acompanhamento e disponibilidade que sempre demonstrou.

Ao Sr. José Pimentel pela compreensão e motivação transmitida nestes últimos meses de trabalho.

À Sofia pelo apoio e ajuda demonstrada ao longo do trabalho.

Ao Hugo e a Joana pela disponibilidade, apoio e confiança na realização deste projecto.

À minha melhor amiga Vânia, pela ajuda, encorajamento e paciência, nas horas mais difíceis.

Um agradecimento especial à minha família, pelo apoio, compreensão e confiança no êxito deste projecto.

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Índice

1.Introdução	1
1.1. Introdução Geral	1
2. Revisão Bibliográfica	2
2.1.Sistemas OTEC	2
2.2. Classificação dos Sistemas OTEC.....	3
2.2.1. Sistema OTEC de ciclo fechado.....	3
2.2.2. Sistema OTEC de ciclo aberto.....	6
2.2.3.Sistema OTEC de ciclo híbrido.....	8
2.3.Componentes do processo	9
2.3.1 Evaporador.....	9
2.3.2.Turbina	9
2.3.3. Condensador.....	10
2.4. Vantagens e desvantagens dos sistemas OTEC	10
3. Produção de Energia Eléctrica a Partir da Carga Térmica de um Efluente de uma Fábrica de Celulose	12
3.1. O Grupo Portucel Soporcel	12
3.2. Fábrica de Cacia.....	13
3.2.1. Tratamento da água residual.....	14
6.3. Plano de investimentos	25
6.3.1. Capital fixo.....	25
6.3.2. Capital circulante.....	26
6.3.3. Amortizações.....	27
6.3.4. Mais ou menos valias de alienação do imobilizado no fim do investimento	29
6.4. Proveitos obtidos	29
6.4.1. Financiamento dos investimentos.....	32
6.4.2. Medidas de rentabilidade do projecto de investimento	32
7. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros	33
Referência Bibliográficas	34
Anexos	36

Índice de Tabelas

Tabela 6.2 – Custos energéticos anuais da bombagem requerida para a instalação	25
Tabela 6.3 – Custos anuais da amónia	25
Tabela 6.4 – Despesas relacionadas com o investimento em capital fixo	26
Tabela 6.5 – Valores relativos ao investimento em capital circulante	26
Tabela 6.6 – Mapa de amortizações e valor contabilístico do imobilizado para os primeiros 6 anos	28
Tabela 6.7 – Mapa de amortizações e valor contabilístico do imobilizado para os últimos 6,5 anos	28
Tabela 6.8 – Valor das mais ou menos valias ao fim dos 12,5 anos de vida útil do projecto	29
Tabela 6.9 – Receitas obtidas anualmente com a venda da energia eléctrica	29
Tabela 6.10 – Cash Flow de Investimento nos primeiros 6 anos de vida útil de projecto	31
Tabela 6.11 – Cash Flow de Investimento nos últimos 6,5 anos de vida útil de projecto	31
Tabela 6.12 – Valor actualizado para os primeiros seis anos de vida útil do projecto.....	32
Tabela 6.13 – Valor actualizado para os últimos 6 anos de período de vida útil e valor obtido do V.A.L.	32

Índice de Figuras

Figura 2.1 – Diagrama de fluxo de um sistema OTEC de ciclo fechado.....	3
Figura 2.2 – Diagrama p -V para um sistema OTEC de ciclo fechado	5
Figura 2.3 – Diagrama T- s para o ciclo Rankine padrão	5
Figura 2.4 – Diagrama de fluxo de um sistema OTEC de ciclo aberto	6
Figura 2.5 – Diagrama T- s típico para um sistema OTEC de ciclo aberto.....	7
Figura 2.6 – Sistema OTEC de ciclo híbrido e os seus principais subsistemas.....	8
Figura 3.1 – Vista aérea da fábrica de produção de pasta de Cacia, Aveiro	13

Nomenclatura

A	Área de transferência de calor	(m^2)
C_p	Calor específico	$(kJ/ (kg.K))$
D_e	Diâmetro externo do tubo	m
D_{eq}	Diâmetro equivalente do tubo	m
D_i	Diâmetro interno do tubo	m
f	Factor de Moody	
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
h'_{fc}	Coefficiente de ebulição convectiva	$(W /m^2.°C)$
h'_{nb}	Coefficiente de ebulição nucleada,	$(W /m^2.°C)$
h_{cb}	Coefficiente de transferência de calor efectivo no interior do tubo	(W/m^2C)
h_e	Coefficiente de transferência de calor no exterior do evaporador	$(W/m^2.°C)$
h_{fc}	Coefficiente de transferência de calor por ebulição convectiva	$W/(m.°C)$
H_i	Entalpia	$(kJ/(kg.K))$
j_h	Factor de transferência de calor	
K	Condutividade	$W/(m.K)$
K_c	Constante de compressão	
K_e	Constante de expansão	
k_w	Condutividade do aço inoxidável AISI 316	$W/(m)$
L	Comprimento	m
m	Caudal mássico	(kg/s)
Nu	Nusselt	
P_c	Pressão Crítica	atm
Pr	Presão Reduzida	

Pr	Prandlt	
Q	Caudal de água residual	(m ³ /s)
q_a	Calor adicionado ao sistema	(kJ/s)
R_{Condução}	Resistência à condução na parede do evaporador	(m ² .°C/W)
Re	Reynold's	
r_e	Raio externo do tubo	m
r_i	Raio interno do tubo	m
S_{ideal}	Entropia ideal	(kJ/(kg.K))
T_f	Temperatura da água à saída do evaporador	(°C)
T_{fe}	Temperatura da água à entrada do condensador	(°C)
T_{fs}	Temperatura da água à saída do condensador	(°C)
T_i	Temperatura da água à entrada do evaporador	(°C)
T_{qe}	Temperatura da amónia à entrada do condensador	(°C)
T_{qs}	Temperatura da amónia à saída do condensador	(°C)
U	Coeficiente global de transferência de calor	(W/(m ² .°C))
u_s	Velocidade do fluido no invólucro	m/s
W_T	Trabalho realizado pela turbina	(kJ/s)
X	Fracção em massa de vapor	%
x_{ideal}	título ideal	
μ	Viscosidade	Pa.s
ρ	Massa volúmica da água	(kg/m ³)
ΔT	Diferença entre as temperaturas da água residual à entrada e à saída do evaporador	°C
ΔT_{lm}	Temperatura média logaritmica	°C
ΔP	Perdas de carga na tubagem	Pa
OTEC	<i>Ocean Thermal Energy Conversion</i>	

1.Introdução

1.1. Introdução Geral

O desenvolvimento económico dos países está estreitamente associado ao aumento da procura energética, uma vez que ela é essencial para a produção da maior parte da riqueza social, industrial e comercial. No entanto, a produção e o consumo de energia exercem sobre o ambiente pressões consideráveis, porque as fontes de combustíveis fósseis, para além de serem potencialmente poluidoras, não são renováveis. Este projecto visa a produção de energia eléctrica a partir da carga térmica do efluente de uma fábrica de pasta para papel, tendo por base um sistema tecnologicamente avançado mas com um impacto ambiental praticamente nulo. O processo proposto é equivalente ao conhecido por Conversão da Energia Térmica dos Oceanos (OTEC, *Ocean Thermal Energy Conversion*), que será descrito de forma detalhada no tópico 2.

2. Revisão Bibliográfica

Neste capítulo será feita a contextualização da temática do projecto desenvolvido e serão apresentados conceitos fundamentais para a compreensão do mesmo, nomeadamente os sistemas OTEC.

2.1. Sistemas OTEC

A quantidade de energia solar anual absorvida pelos oceanos equivale a cerca de 4000 vezes a taxa de consumo anual de energia no mundo nesse período. Essa energia é consumida em parte na evaporação da água e a restante armazenada sob a forma de calor. Este armazenamento origina diferenças de temperatura na massa de ar que, especialmente nas zonas tropicais, podem assumir valores importantes. Sempre que existam dois níveis térmicos diferentes é possível converter essa diferença numa forma de energia, particularmente a eléctrica. A tecnologia para gerar electricidade através das diferentes temperaturas dos oceanos é conhecida por conversão da energia térmica dos oceanos (OTEC), (National Energy Laboratory, (NREL), 2010).

Os sistemas OTEC utilizam a diferença de temperatura entre as camadas de água superficiais, mais quentes, e as camadas profundas do oceano, mais frias. Com uma diferença de temperatura suficientemente elevada, em média 20 °C, entre a camada quente da superfície da água e a água profunda fria é tecnicamente possível gerar energia.

A ideia de aproveitar a energia térmica dos oceanos foi concebida pelo engenheiro francês Jacques Arsene d'Arsonval em 1881. No entanto, foi Georges Claude, um aluno de Arsonval, quem construiu a primeira planta OTEC em Cuba em 1930. O sistema gerou 22 kW de energia eléctrica através de uma turbina de baixa pressão.

Porque o Havai é um dos melhores locais para a implantação dos sistemas OTEC, devido à elevada diferença de temperatura entre a água de superfície e a das águas mais profundas, os Estados Unidos iniciaram, em 1974, a pesquisa científica sobre os sistemas OTEC quando o Laboratório de Energia Natural do Havai estabeleceu-se em Keahole Point (Oso & Oseguera, 2010).

Através deste programa de investigação, em Maio de 1993, uma instalação OTEC de ciclo aberto produziu 50 kW de electricidade anulando deste modo o recorde de 40 kW produzidos por um sistema japonês em 1982. Em 1999 um sistema OTEC de ciclo fechado produziu 250 kW, sendo a maior instalação deste tipo alguma vez posta em operação (NREL, 2010). Apesar de, actualmente, não existir nenhum sistema OTEC a operar em Keahole Point, a água do mar fria é usada directamente nos sistemas de ar condicionado do laboratório para arrefecimento.

2.2. Classificação dos Sistemas OTEC

Os sistemas OTEC podem ser classificados como: a) ciclo fechado; b) ciclo aberto; c) ciclo intermédio denominado misto ou híbrido.

2.2.1. Sistema OTEC de ciclo fechado

Um sistema OTEC diz-se de ciclo fechado quando o fluido de trabalho utilizado para produzir trabalho mecânico circula num sistema sem perdas nem compensação. Na figura 2.1 pode-se visualizar um esquema simples representativo de um sistema OTEC de ciclo fechado.

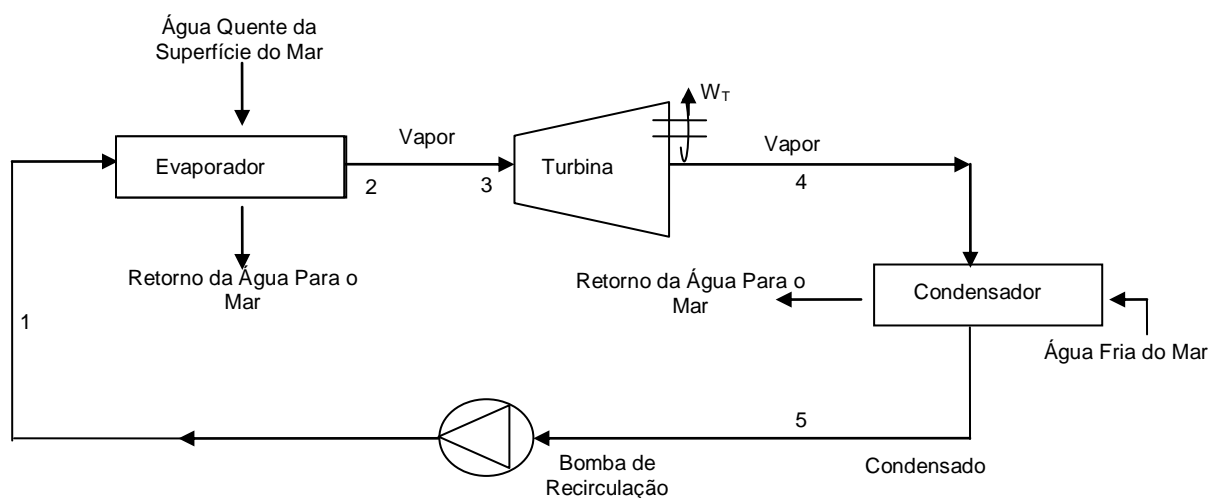


Figura 2.1- Diagrama de fluxo de um sistema OTEC de ciclo fechado.¹

Neste sistema, o fluido de trabalho com baixo ponto de ebulição, como a amónia, por exemplo, é transformado na forma de vapor pelo calor transferido da água da superfície do mar ao passar num permutador de calor (evaporador). O vapor produzido no evaporador é conduzido a uma turbina onde, expandindo-se, gera electricidade. (Coelho, 2006) No condensador o fluido é condensado ao ceder calor à água do mar com baixa temperatura recolhida numa zona mais profunda do oceano.

Tanto no evaporador como no condensador não existe contacto directo entre o fluido de trabalho e a água do mar. Depois de passar pelo condensador o fluido é de novo bombeado para o evaporador de forma a reiniciar o ciclo (NREL, 2010).

O funcionamento de uma planta OTEC de ciclo fechado, que utiliza, por exemplo, amónia anidra como fluido de trabalho, pode ser explicado através do ciclo de Rankine saturado. A análise ao ciclo será:

¹ Fonte: Adaptado de (L.A.Vega, Ph.D., 1999)

Calor adicionado (kJ/s): $q_A = \dot{m}(H_1 - H_4)$ (2.1)

Potência produzida pela turbina (kJ/s): $W_T = \dot{m} \cdot (H_1 - H_2)$ (2.2)

Calor rejeitado (kJ/s): $q_r = \dot{m} \cdot (H_2 - H_3)$ (2.3)

Potência da bomba (kJ/s): $W_B = \dot{m} \cdot (H_4 - H_3)$ (2.4)

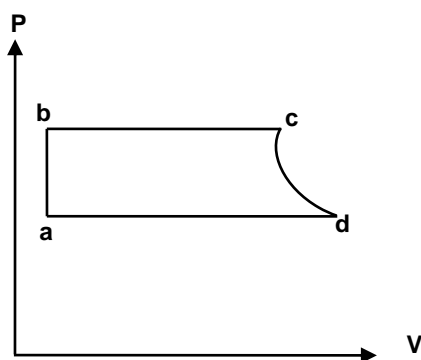
Eficiência Térmica: $\eta = \frac{(H_1 - H_2) - (H_4 - H_3)}{(H_1 - H_4)}$ (2.5)

Onde,

H_i = Entalpia em cada ponto, de acordo com a identificação feita na fig. 2.1
(kJ/ (kg.K))

\dot{m} = Caudal mássico de amónia (kg/s)

O ciclo de Rankine comporta-se basicamente como descrito no ponto 2.2.1., porém a sua aplicação abrange outras formas de máquinas térmicas além dos sistemas OTEC. As figuras 2.2 e 2.3 mostram o comportamento de um sistema OTEC que se encontra sob regime de um ciclo de Rankine padrão.

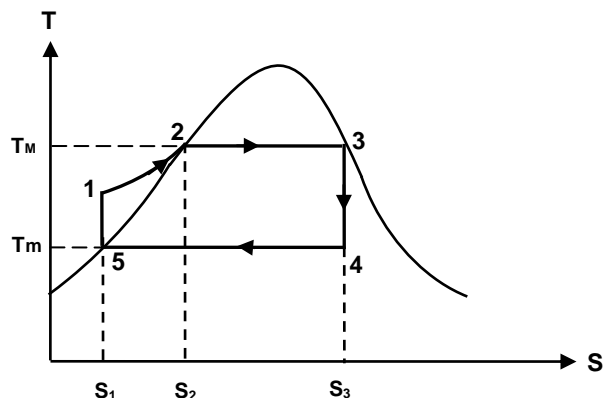


Legenda:

P - Pressão do Fluido

V - Volume do Fluido

Figura 2.2- Diagrama p -V para um sistema OTEC de ciclo fechado ²



Legenda:

T: Temperatura do Fluido

S: Entropia do Fluido

T_m: Temperatura Máxima do Ciclo de Rankine

T_m: Temperatura Mínima do Ciclo de Rankine

Figura 2.3- Diagrama T- s para o ciclo Rankine padrão²

De acordo com Avery & Wu, (1994) e com base na figura 2.3, inicia-se a análise do comportamento do fluido pelo sistema 5-1 (processo a - b do gráfico 2.2), no qual o fluido de trabalho é bombeado até o evaporador. Durante esse bombeamento, o fluido sofre uma compressão isentrópica até atingir a pressão pretendida. No evaporador, o fluido, a pressão constante, atinge o limite da zona líquido - vapor pelo pré-aquecedor (processo 1 - 2), atingindo a temperatura máxima do ciclo de Rankine.

No processo 2.2, o fluido de trabalho é vaporizado a pressão e temperatura constantes. Na figura 2.2, o processo b - c corresponde aos processos 1 - 2 e 2 - 3 apresentados na figura 2.3. No processo 3 - 4, o vapor expande-se isentropicamente através da turbina (processo c - d da figura 2.2), sendo que, num sistema ideal, essa expansão seria isentrópica reversível, resultando numa expansão adiabática. Finalmente, o fluido retorna ao estado líquido, a uma pressão e temperatura constante, no condensador (processo 4 - 5 equivalente ao processo d - a do gráfico 2.3), alcançando a temperatura mínima do ciclo de Rankine.

² Fonte: Adaptado de (Avery H & Wu, Chih, 1994)

2.2.2. Sistema OTEC de ciclo aberto

Nos sistemas OTEC de ciclo aberto, a água da superfície do mar é utilizada como fluido de trabalho. Neste tipo de ciclo, o vapor não volta ao ponto inicial do ciclo, sendo descarregado novamente para o mar, daí o nome de ciclo aberto.

Na figura 2.4 pode-se observar um diagrama de fluxo do sistema OTEC de ciclo aberto.

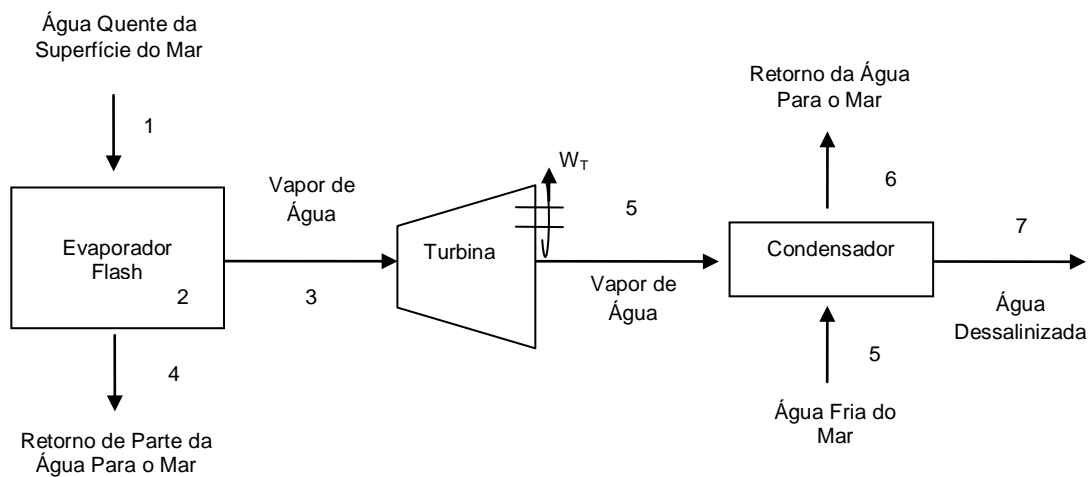


Figura 2.4 - Diagrama de fluxo de um sistema OTEC de ciclo aberto³

A água é conduzida para uma câmara na qual a pressão é reduzida através de uma bomba de vácuo até um valor que permita que a água sofra uma evaporação *flash* parcial (evaporação rápida). (Avery & Wu, 1994). Posteriormente, o vapor expande-se passando por uma turbina de baixa pressão que ligada a um gerador produz electricidade. Depois de passar pelos processos anteriores, o vapor é condensado por exposição às baixas temperaturas das águas profundas do oceano. Se o condensador evitar o contacto directo do vapor com a água do mar, a água condensada pode ser utilizada para beber, para aquacultura ou para irrigação. Um condensador de “contacto directo” é mais eficiente mas, o vapor ao ser misturado com a água fria do mar, é também ele convertido em água salgada. (Soares et al, 2003)

Com base na figura 2.4 pode ser efectuado uma análise ao rendimento do ciclo:

$$\text{Calor fornecido pela água do mar (kJ/s): } q = \dot{m}_q \cdot C_p \cdot (T_i - T_f) \quad (2.6)$$

$$\text{Potência produzida pela turbina (kJ/s): } W_T = \dot{m}_q \cdot (H_3 - H_5) \quad (2.7)$$

$$\text{Calor rejeitado para a água do mar (kJ/s): } q = \dot{m}_f \cdot C_p \cdot (T_f - T_i) \quad (2.8)$$

³ Fonte: Adaptado de (L.A.Vega & Ph.D., 1999)

Onde,

m_q = Caudal mássico da água à superfície (kg/s)

C_p = Calor específico da água (kJ/ (kg.K))

T_i = Temperatura da água à entrada do evaporador ($^{\circ}\text{C}$)

T_f = Temperatura da água à saída do evaporador ($^{\circ}\text{C}$)

H_i = Entalpia em cada ponto, conforme identificação na fig. 2.4 (kJ/kg)

Os diferentes estados termodinâmicos de um sistema OTEC de ciclo aberto também podem ser descritos com base num ciclo de Rankine básico, através de um diagrama temperatura-entropia, como o observado na figura 2.5.

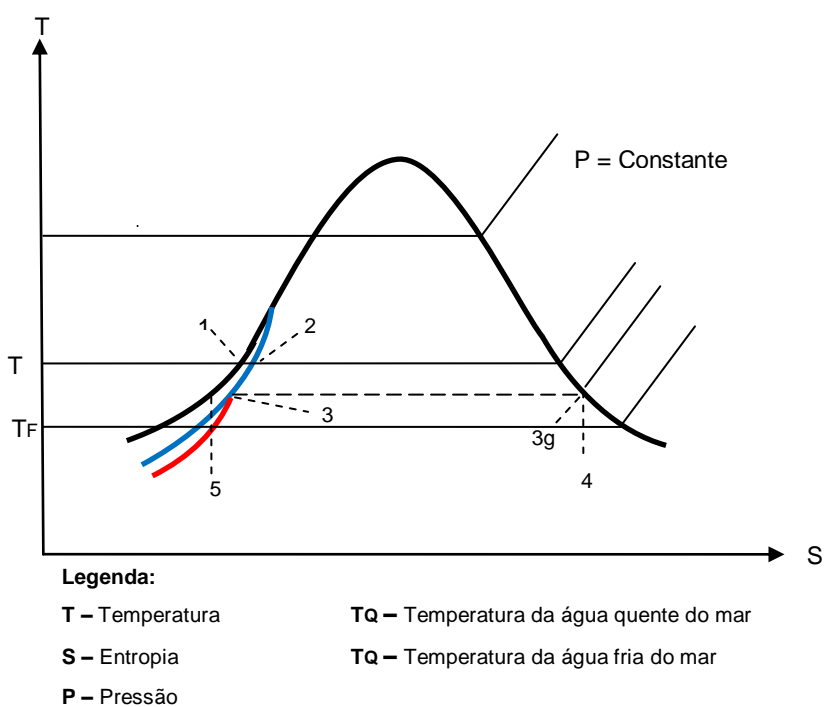


Figura 2.5 - Diagrama T- s típico para um sistema OTEC de ciclo aberto.⁴

O ciclo inicia-se no ponto 1 com a água do mar quente da superfície à pressão atmosférica. Em seguida a maior parte dos gases dissolvidos é libertada, devido à rápida queda de pressão. Posteriormente, a água do mar flui para o evaporador flash (estado 2), onde a pressão é reduzida para a pressão de vapor saturado equivalente à temperatura do vapor de saída; esta queda de pressão é a força motora para a evaporação. O estado termodinâmico do fluido no evaporador do tipo *flash* é representado pelo estado 3. (Figueiredo, 2008).

⁴ Fonte: Adaptado de (Avery H, Wu, Chih, 1994)

O vapor de água no estado 3g expande-se numa turbina, convertendo a energia térmica em trabalho mecânico, enquanto a restante água que não sofreu evaporação regressa ao oceano. O vapor de água à saída da turbina (estado 4), é condensado através do contacto com a água fria do mar, sendo posteriormente bombeada de regresso para o oceano (estado 5).

Várias experiências demonstraram que é tecnicamente viável a utilização de um sistema OTEC de ciclo aberto para a produção de electricidade e de água dessalinizada. Segundo Vega (1999), o maior problema deste sistema prende-se com as falhas frequentes na lubrificação dos rolamentos das bombas centrífugas utilizados para produzir o vácuo e para o sistema de escape.

Recentemente conclui-se que o uso de bombas centrífugas com rolamentos magnéticos a altas velocidades pode ser utilizados em futuros sistemas OTEC de ciclo aberto de forma a garantir uma vida mais prolongada do equipamento, um consumo de energia relativamente mais baixo e, portanto, a obtenção de uma potência máxima.

2.2.3. Sistema OTEC de ciclo híbrido

O sistema híbrido combina as características do sistema de ciclo fechado e aberto de forma a otimizar a produção de electricidade e de água doce. Um esquema representativo deste ciclo pode ser observado na figura 2.6.

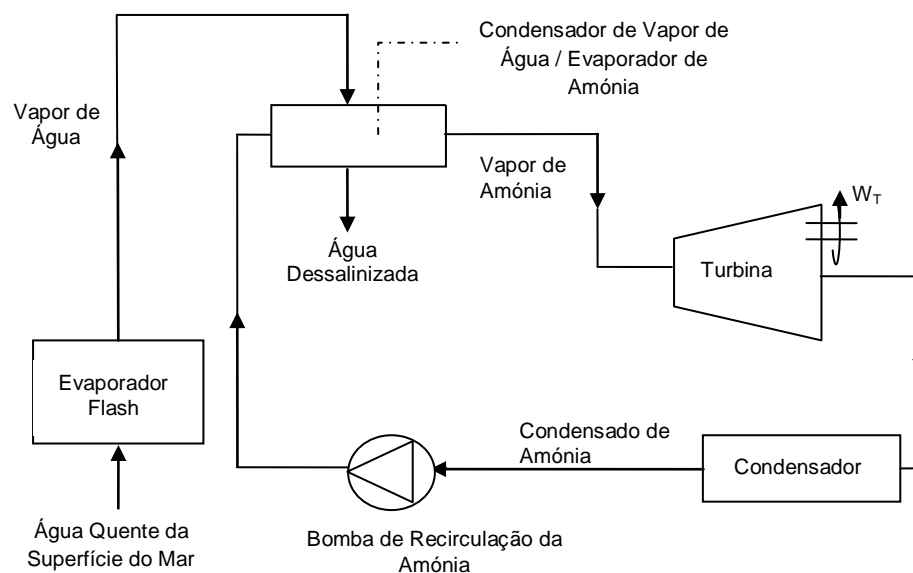


Figura 2.6 - Sistema OTEC de ciclo híbrido e os seus principais subsistemas.⁵

Num sistema OTEC híbrido, a água da superfície do mar é evaporada numa câmara de vácuo devido à alteração da pressão, o que é similar ao processo de ciclo aberto.

⁵ Adaptado de (National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2010)

O vapor é utilizado para evaporar o fluido do circuito fechado. O fluido vaporizado movimenta de seguida as pás da turbina para produzir electricidade. No final a água do mar condensa num permutador de calor adequado e produz água dessalinizada (NREL, 2010).

2.3.Componentes do processo

Os elementos essenciais ao funcionamento de um sistema OTEC são descritos seguidamente assim como a importância que cada um possui no processo.

2.3.1 Evaporador

Num sistema OTEC o evaporador tem uma importância considerável. Estes permutadores de calor têm a função de evaporar total ou parcialmente o fluido de trabalho antes de este entrar na turbina. Devido à pequena diferença de temperatura em jogo, este equipamento necessita de ser projectado com uma área suficientemente grande para garantir a transferência de calor necessária. Os mais utilizados são os permutadores de placas mas, dependendo da situação podem-se utilizar os permutadores de tubos concêntricos ou até mesmo serpentinas.

Nos sistemas OTEC de ciclo aberto o permutador utilizado é o evaporador *flash*, que permite a evaporação da água do mar a baixa pressão. Os modelos convencionais, como o de fluxo de canal aberto, têm rendimentos termodinâmicos entre 70 e 80 %. Existem, no entanto, outros tipos de evaporadores, como é o caso do evaporador de fluxo-vertical, cujo rendimento termodinâmico pode atingir os 90%. (Vega, 1999).

2.3.2.Turbina

Outro equipamento fundamental no funcionamento dos sistemas OTEC é a turbina utilizada para a produção de energia eléctrica.

Existem vários tipos de turbinas das quais se salientam as turbinas a vapor, as turbinas a gás, turbinas hidráulicas, turbinas aeronáuticas e turbinas eólicas.

As turbinas hidráulicas são, até ao momento, as que possuem dimensões mais elevadas, as turbinas a gás as que trabalham a maiores temperaturas e as turbinas a vapor as que funcionam com pressões mais elevadas.

Num sistema OTEC de ciclo aberto utilizam-se turbinas a vapor de baixa pressão enquanto no ciclo fechado as turbinas utilizadas são as denominadas turbinas a amónia. Estas turbinas utilizam a amónia como fluido de trabalho cuja principal característica é o seu baixo ponto de ebulição. Esta característica é de extrema importância no projecto que pretendemos desenvolver uma vez que as temperaturas envolvidas no sistema não são muito elevadas (Vega, 1999).

Verificou-se, ao longo do trabalho que, este tipo de turbinas estão a iniciar a sua implementação no mercado e que é muito difícil encontrá-las disponíveis comercialmente. Existem no entanto alguns projectos que exigiram a construção de protótipos. Salienta-se o projecto Mutnovsky na Rússia que utiliza um sistema de geração de energia combinada para a produção de energia. Este sistema consiste na utilização directa do vapor geotérmico na parte superior da instalação e amónia na parte inferior da instalação. A instalação de produção de energia combinada é composta pelas duas unidades de geração de energia de 30 MW cada, reconhecendo-se que estas unidades podem coexistir no mesmo local ou separadamente. De acordo com Kostors & Vicent (1979) o rendimento termodinâmico da turbina a amónia é determinado usando uma modificação de Ainley & Mathieson (1951) relativo ao método de cálculo da perda de pressão para determinar as condições termodinâmicas nos vários locais dentro da turbina, com base na sua geometria e no fluxo de massa que a atravessa. Nas suas características de projecto deve ser incluído um eixo flexível e um empanque de vedação revestido a aço de forma a resistir à fissuração por corrosão e evitar perdas de amónia.

2.3.3. Condensador

O condensador é o equipamento da instalação que tem a função de transformar em líquido saturado o fluido de trabalho que provém da turbina. Geralmente nos sistemas OTEC de ciclo fechado os condensadores utilizados são os de carcaça e tubo. Nos sistemas de ciclo aberto além deste tipo de condensador pode ser utilizado um condensador de contacto directo.

Outro tipo de condensador actualmente utilizado é o condensador evaporativo. Este tipo de condensador é eficiente e proporciona um baixo consumo de energia, baixo nível de ruído e alta eficiência de troca térmica. Por estes motivos este tipo de condensador foi estudado como possível aplicação no presente projecto, chegando-se no entanto à conclusão que a sua utilização não era viável pois o rendimento do sistema seria mais baixo.

2.4. Vantagens e desvantagens dos sistemas OTEC

A utilização de sistemas OTEC para a produção de electricidade apresenta as seguintes vantagens em relação a outras tecnologias:

- A utilização de recursos naturais limpos e abundantes
- Utiliza, indirectamente, como fonte de energia renovável, o Sol podendo substituir os combustíveis fósseis para gerar energia eléctrica

- A água fria dos sistemas OTEC pode ter usos adicionais, como para sistemas de condicionamento de ar de edifícios e ser usada na aquacultura (Soares et al, 2003).
- Além de produzir electricidade, os sistemas OTEC podem produzir água doce. Este facto constitui um avanço em ilhas onde a água doce é limitada e uma solução a ser considerada no combate à crise da falta de água potável que tende a aproximar-se (NREL, 2010).

No entanto, tal como as restantes tecnologias que visam a produção de energia eléctrica, os sistemas OTEC apresentam alguns inconvenientes:

- O investimento inicial é elevado;
- A energia produzida pelos sistemas OTEC pode custar mais do que a energia produzida pelos combustíveis fósseis e seus derivados;
- Os sistemas OTEC estão obrigatoriamente localizados em áreas em que a diferença de temperatura entre as massas de água de várias profundidades do oceano seja superior a 13°C durante a maior parte do ano (Soares et al, 2003).

Os oceanos possuem um grande potencial energético, que cada vez mais está a ser explorado. O desenvolvimento de novas e melhores tecnologias para este aproveitamento está presentemente em estudo e é de grande importância.

Não há dúvida de que, apesar dos sistemas OTEC possuírem variadas aplicações e usos, a construção de centrais OTEC tem associado um elevado custo de produção. Segundo Coelho (2006) os sistemas OTEC são uma promessa como fonte de energia, principalmente para as comunidades insulares das zonas tropicais que historicamente são importadores de combustíveis. As centrais OTEC nessas comunidades forneceriam muita energia, podendo ser usada tanto para a dessalinização da água do mar como para a indústria.

3. Produção de Energia Eléctrica a Partir da Carga Térmica de um Efluente de uma Fábrica de Celulose

O presente trabalho visa a produção de energia eléctrica a partir da carga térmica do efluente de uma fábrica de celulose, mais precisamente uma fábrica pertencente ao grupo Portucel Soporcel, situada em Cacia, concelho de Aveiro com base numa instalação equivalente às dos sistemas OTEC de ciclo fechado.

3.1. O Grupo Portucel Soporcel

O grupo Portucel Soporcel assume-se no mercado internacional como um dos maiores produtores de pasta e papel. As fábricas do grupo localizam-se todas em Portugal nomeadamente em Cacia, Figueira da Foz e Setúbal, existindo no entanto, escritórios, centros de pesquisa e desenvolvimento comercial espalhados um pouco por todo o mundo. O Grupo ocupa, neste momento, a posição de líder europeu, e encontra-se entre os maiores produtores no mercado internacional de papéis finos não revestidos UWF (*Uncoated Woodfree Paper*), para a indústria gráfica e utilização em escritório, sendo também o maior produtor da Europa de pasta branca de eucalipto BEKP (*Bleached Eucalyptus Kraft Pulp*). Este estatuto deve-se muito a abertura e funcionamento da nova fábrica de papel situada em Setúbal que se encontra equipada com a maior e mais sofisticada máquina de papel do mundo com capacidade de produção de 500 mil toneladas de papel por ano.

A nível energético o Grupo atingiu em 2009 uma produção anual bruta de energia eléctrica de 1148 GWh, o que equivale a 2,5% do total da produção a nível nacional.

É o maior produtor nacional de energia a partir de uma fonte renovável, a biomassa florestal. Produz mais de 90 por cento da energia eléctrica a partir da valorização deste recurso, optimizando a eficiência da sua utilização no fabrico dos produtos intermédios e finais. (Grupo Portucel Soporcel, (P.S.), 2010)

Ambientalmente, todas as unidades industriais operam com elevados padrões de protecção do ambiente, cumprindo as mais exigentes normas a nível internacional e que são hoje determinantes no mercado.

3.2. Fábrica de Cacia

É na fábrica de Cacia que se pretende que este projecto de produção de energia eléctrica seja instalado. A fábrica localiza-se a 8 km de Aveiro e no centro da maior mancha florestal de eucalipto do país. A proximidade da matéria-prima constitui uma regalia que esta unidade tem sabido aproveitar em termos de competitividade e valorização do seu produto. Foi nesta fábrica que, em 1957 se produziu pela primeira vez e a nível internacional pasta de papel a partir de eucalipto pelo processo *Kraft*.

A fábrica de Cacia produz 272 mil toneladas de pasta por ano para aplicações especiais, tendo neste momento uma posição consolidada internacionalmente em vários tipos de papel como: os papéis *décor*, papéis revestidos e os papéis *tissues* de alta qualidade (P.S., 2010). Na figura 3.1. pode-se visualizar uma vista aérea da fábrica.



Figura 3.1 - Vista aérea da fábrica de produção de pasta de Cacia, Aveiro⁶

Actualmente a fábrica dispõe de uma central termoelétrica de biomassa que não é possível observar na figura 3.1.

Atenta aos problemas ambientais, a fábrica de Cacia tem vindo a implementar, ao longo dos anos, medidas que visam a minimização dos impactos ambientais, nomeadamente a utilização de recursos naturais e o nível de emissões registado.

No que diz respeito à utilização da água, a fábrica tem vindo a reduzir o seu consumo, observando-se uma diminuição do caudal de efluente. No entanto, verifica-se que esta redução de caudal provoca um aumento na temperatura da água residual até cerca dos 58 °C. A água a esta temperatura é inadequada para o bom funcionamento do tratamento biológico cuja temperatura máxima ronda os 35 °C, obrigando a um aumento do consumo de energia necessária para arrefecer o efluente numa torre de arrefecimento.

⁶ Fonte: <http://www.panoramio.com/photo/2507138> em 27.08.10

A realização deste projecto tem em vista o aproveitamento da carga térmica do efluente, de forma a produzir energia eléctrica e ao mesmo tempo diminuir a temperatura da água residual para valores aceitáveis para o tratamento biológico.

3.2.1. Tratamento da água residual

A estação de tratamento de água residual (ETAR) da fábrica de Cacia tem o objectivo de tratar a água residual, proveniente da fábrica, resultante dos processos fundamentais à produção de pasta e papel e que se encontra em condições inaceitáveis para descarga no meio ambiente. A água residual que abandona a fábrica começa o seu tratamento pela gradagem, onde a grelha mecânica remove os sólidos de maiores dimensões, seguindo posteriormente para um tanque de neutralização onde se procede ao ajuste de pH. Em seguida o efluente passa por um canal de desarenação, a velocidade reduzida, onde são removidos os sólidos mais pesados. Após passagem por este canal a água é elevada por meio de 3 parafusos de Arquimedes para o decantador primário onde se remove grande parte da carga sólida. Da decantação primária, o efluente é arrefecido até cerca dos 35 °C em duas torres de arrefecimento e, admitido ao tratamento biológico. Este é composto por duas linhas, cada uma constituída por um tanque de lamas activadas e um decantador secundário. O efluente com características aceitáveis é enviado por emissário para o Oceano Atlântico.

A instalação para produção de energia eléctrica, a que se refere este projecto, ficará situada no tanque a jusante do canal de desarenação, antes dos parafusos de Arquimedes. O esquema representativo da instalação assim como a descrição do processo encontra-se detalhado no capítulo 4.

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Tabela 6.1 - Custos energéticos anuais da bombagem requerida para a instalação

Equipamento	Potência (kW/h)	Preço (€/kW)	Total (€/h)	Total (€/ano)
Bomba Recirculação	30		1,4	11.088,00
Bombas Captação Água do Rio	388	0,05	19,4	153.648,00
Total				164.736,00

Analisando a tabela 6.2 estima-se que os custos a suportar pela energia eléctrica consumida em bombagem, durante um ano são de 164.736,00 €.

Na tabela 6.3, indicam-se os custos anuais de aquisição da amónia. Na realização da estimativa anual de despesas com a amónia considerou-se 5% da quantidade inicial necessária ao funcionamento da instalação que é de 1200 kg, conforme se indica no AnexoV.

Tabela 6.2 - Custos anuais da amónia

Matérias-primas/Reagentes	€/kg	Quantidade (kg/ano)	€/ ano
Amónia Anidra	3,52	60	211,20

De acordo com a tabela 6.3 verifica-se que os custos anuais a suportar com a aquisição da amónia é de 211,20 €.

6.3. Plano de investimentos

Esta secção contém a descrição e escalamento temporal dos investimentos previstos, até a instalação entrar completamente em funcionamento.

6.3.1. Capital fixo

Na tabela 6.4. encontram-se representados os custos directos e indirectos relativos ao capital fixo.

Tabela 6.3– Despesas relacionadas com o investimento em capital fixo

Anos	Total Investimento	Ano 0	6meses	1 Ano
Descrição				
Custos Directos				
Equipamento	1.722.300,60	861.150,30	430.575,15	430.575,15
Amónia	4.224,00	4.224,00		
Total	1.726.524,60			
Custos Indirectos⁷				
Instalação do equipamento	258.978,69	129.489,35		129.489,35
Instrumentação e controlo	120.684,07		120.684,07	
Instalação eléctrica	155.387,21	155.387,21		
Supervisão da obra e engenharias	224.275,55	67.282,66	44.855,11	112137,7728
Total	2.485.850,12			
INVESTIMENTO EM CAPITAL FIXO	2.485.850,12	1.217.533,52	596.114,33	672.202,27

Na determinação das despesas com o capital fixo considerou-se que o pagamento do equipamento seria efectuado a 50% na data da compra, 25% passados 6 meses e os restantes 25% no final do 1º ano.

Considerou-se a aquisição da amónia como um investimento em capital fixo, uma vez que esta circula em circuito fechado pelo que não é necessário estar constantemente a fornecer este fluido à instalação.

6.3.2. Capital circulante

O cálculo do capital circulante envolve os custos globais de aquisição de matérias-primas, os custos de consumo energético e os custos de manutenção da instalação.

Não se considerou despesas com o salário dos operadores uma vez que estes serão colaboradores que a fábrica já dispõe actualmente.

Na tabela 6.6 apresenta-se o investimento em capital circulante ao fim de um ano.

Tabela 6.4– Valores relativos ao investimento em capital circulante

Componentes	Preço Total (€/ano)
Custos Energéticos	164.736,00
Custos das Matérias-Primas	211,20
Manutenção	86.326,23
Total	251.273,43

No cálculo dos custos de manutenção da instalação, considerou-se que estes representam 5% do custo do equipamento completo.

O total de investimentos em capital circulante no fim do ano é de 251.273,43 €.

⁷ Taxas retiradas de “Estratégia en Ingeniería de Procesos”, 1976, páginas 150 e 151.

6.3.3. Amortizações

Considera-se nas tabelas 6.6 e 6.7 o mapa de amortizações para o tempo de vida económico, 12,5 anos.

As taxas de amortização foram retiradas do Decreto Regulamentar 25/2009 de 14 de Setembro.

No final do período considerado verifica-se que o valor contabilístico obtido é de 90.642,54 €.

Tabela 6.5– Mapa de amortizações e valor contabilístico do imobilizado para os primeiros 6 anos

Componentes	Taxas de Amortização	Valor de Aquisição	Anos						
			1	2	3	4	5	6	
Investimento Directo									
Equipamento	12,5%	1.722.300,60	215.287,58	215.287,58	215.287,58	215.287,58	215.287,58	215.287,58	215.287,58
Investimento Indirecto									
Instalação do equipamento	5,0%	258.978,69	12.948,93	12.948,93	12.948,93	12.948,93	12.948,93	12.948,93	12.948,93
Instrumentação e controlo	20,0%	120.684,07	24.136,81	24.136,81	24.136,81	24.136,81	24.136,81	24.136,81	0,00
Instalação eléctrica	10,0%	155.387,21	15.538,72	15.538,72	15.538,72	15.538,72	15.538,72	15.538,72	15.538,72
Supervisão da obra e engenharias	20,0%	224.275,55	44.855,11	44.855,11	44.855,11	44.855,11	44.855,11	44.855,11	0,00
Amortização do exercício			312.767,15	312.767,15	312.767,15	312.767,15	312.767,15	312.767,15	243.775,23
Valor contabilístico		2.481.626,12	2.168.858,97	1.856.091,81	1.543.324,66	1.230.557,50	917.790,35	674.015,12	

Tabela 6.6- Mapa de amortizações e valor contabilístico do imobilizado para os últimos 6,5 anos

Componentes	Taxas de Amortização	Valor de Aquisição	Anos							Valor Contabilístico
			7	8	9	10	11	12	12,5	
Investimento Directo										
Equipamento	12,5%	1.722.300,6	215.287,5	215.287,5	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Investimento Indirecto										
Instalação do equipamento	5,0%	258.978,69	12.948,93	12.948,93	12.948,93	12.948,93	12.948,93	12.948,93	12.948,93	90.642,54
Instrumentação e controlo	20,0%	120.684,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Instalação eléctrica	10,0%	155.387,21	15.538,72	15.538,72	15.538,72	15.538,72	0,00	0,00	0,00	0,00
Supervisão da obra e engenharias	20,0%	224.275,55	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Amortização do exercício			243.775,2	243.775,23	28.487,66	28.487,66	12.948,93	12.948,93	12.948,93	
Valor contabilístico		2.481.626,12	430.239,89	186.464,66	157.977,00	129.489,35	116.540,41	103.591,48	90.642,54	90.642,54

6.3.4. Mais ou menos valias de alienação do imobilizado no fim do investimento

Na tabela 6.8 pode-se observar o valor das mais ou menos valias ao fim dos 12,5 anos.

Tabela 6.7– Valor das mais ou menos valias ao fim dos 12,5 anos de vida útil do projecto

Componentes	Valor Contabilístico	Valor de Venda	(+/-) Valias	Taxa	Imposto a pagar/receber	Valor Residual Líquido
Investimento Directo				20%	-3.625,70	76.139,73
Equipamento	0,00	0,00	0,00			
Investimento Indirecto						
Instalação do equipamento	90.642,54	72.514,03	-18.128,51			
Instalação eléctrica	0,00	0,00	0,00			
Engenharia e supervisão	0,00	0,00	0,00			
TOTAIS	90.642,54	72.514,03	-18.128,51			

6.4. Proveitos obtidos

Na tabela 6.9 são apresentadas as receitas obtidas anualmente.

Tabela 6.8- Receitas obtidas anualmente com a venda da energia eléctrica

Produtos	Quantidade (MW/h)	Quantidade (MW/ano)	Total €/MWh	Total €/ MWano
Energia Eléctrica produzida	1	7920	100	792.000,00
Energia Eléctrica poupada (ventiladores das torres de arrefecimento e bombas para arrefecimento do efluente na ETAR)	0,225	999	100	99.900,00
Proveitos				891.900,00

As receitas obtidas anualmente dizem respeito à venda da energia eléctrica que se pretende produzir com a implementação deste projecto e com a energia que se irá poupar com a não utilização das duas torres de arrefecimento que actualmente são usadas durante metade do ano no arrefecimento do efluente proveniente da decantação primária.

Através da tabela 6.9 verifica-se que as receitas obtidas anualmente têm o valor de 891.900,00 €. Considerou-se que ao longo dos 12,5 anos a venda da energia eléctrica sofre um aumento de 2% por ano.

Na presente análise económica não foram calculadas as necessidades em fundo de maneiio, uma vez que estas não são necessárias. O projecto que se pretende desenvolver não possui nenhum stock de produtos que o justifique e será explorado numa indústria onde já é assegurado o montante para o seu normal funcionamento.

Nas tabelas 6.10 e 6.11 podem – se observar a análise efectuada ao Cash - Flow de Investimento durante o ciclo de vida útil de projecto.

Tabela 6.9- Cash Flow de Investimento nos primeiros 6 anos de vida útil de projecto

	Ano 0	6meses	1	2	3	4	5	6
Vendas			891.900,00	909.738,00	927.932,76	946.491,42	974.886,16	1.004.132,74
Custos variáveis/circulante				27.292,14	27.837,98	28.394,74	29.246,58	30.123,98
Custos fixos			251.273,43	276.400,77	304.040,85	334.444,94	367.889,43	404.678,37
RAIEFA (EBITDA) ⁸			640.626,57	606.045,09	596.053,93	583.651,74	577.750,14	569.330,39
Amortizações			312.767,15	312.767,15	312.767,15	312.767,15	312.767,15	243.775,23
Resultados Antes Líquidos			327.859,42	293.277,93	283.286,77	270.884,58	264.982,99	325.555,16
Resultado líquido			327.859,42	293.277,93	283.286,77	270.884,58	264.982,99	325.555,16
Amortizações			312.767,15	312.767,15	312.767,15	312.767,15	312.767,15	243.775,23
Cash-Flow Exploração	0,00	0,00	640.626,57	606.045,09	596.053,93	583.651,74	577.750,14	569.330,39
Investimento								
Activos fixos (Valor Residual)	-1.217.533,52	-596.114,33	-672.202,27					
Cash-Flow Investimento	-1.217.533,52	-596.114,33	-672.202,27	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Cash-Flow líquido	-1.217.533,52	-596.114,33	-31.575,70	606.045,09	596.053,93	583.651,74	577.750,14	569.330,39

Tabela 6.10- Cash Flow de Investimento nos últimos 6,5 anos de vida útil de projecto

	7	8	9	10	11	12	12,5
Vendas	1.034.256,72	1.065.284,43	1.097.242,96	1.130.160,25	1.164.065,06	1.187.346,36	1222966,747
Custos variáveis/circulante	31.027,70	31.958,53	32.917,29	33.904,81	34.921,95	35.620,39	36.689,00
Custos fixos	445.146,21	489.660,83	538.626,91	592.489,60	651.738,56	716.912,42	788.603,66
RAIEFA (EBITDA)	558.082,81	543.665,06	525.698,76	503.765,84	477.404,54	434.813,54	397.674,08
Amortizações	243.775,23	243.775,23	28.487,66	28.487,66	12.948,93	12.948,93	12948,9345
Resultados Antes Líquidos	314.307,58	299.889,83	497.211,10	475.278,18	464.455,60	421.864,61	384.725,15
Resultado líquido	314.307,58	299.889,83	497.211,10	475.278,18	464.455,60	421.864,61	384.725,15
Amortizações	243.775,23	243.775,23	28.487,66	28.487,66	12.948,93	12.948,93	12.948,93
Cash-Flow Exploração	558.082,81	543.665,06	525.698,76	503.765,84	477.404,54	434.813,54	397.674,08
Investimento							
Activos fixos (Valor Residual)							76.139,73
Cash-Flow Investimento	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	76.139,73
Cash-Flow líquido	558.082,81	543.665,06	525.698,76	503.765,84	477.404,54	434.813,54	473.813,82

⁸ EBITDA (*earnings before interest, taxes, depreciation and amortization*) = Lucro bruto menos as despesas operacionais

6.4.1. Financiamento dos investimentos

Considerou-se que o financiamento é proveniente sobretudo de capitais próprios mas ainda assim com a necessidade de capitais alheios.

- Capitais Próprios: 60% do investimento
- Custos dos capitais próprios: 20%
- Capitais Alheios: 40% do investimento
- Custos dos capitais alheios: 15%

O custo médio ponderado do capital foi de 17%.

Considera-se que o peso do financiamento dos capitais próprios e alheios mantêm-se constante ao longo dos 12,5 anos.

6.4.2. Medidas de rentabilidade do projecto de investimento

Através dos valores de cash flow líquido e do valor de actualização correspondente a (17%), procedeu-se ao cálculo do valor actual líquido (V.A.L), come se pode verificar nas tabelas 6.12 e 6.13.

Tabela 6.11– Valor actualizado para os primeiros seis anos de vida útil do projecto

	Ano 0	6meses	1	2	3	4	5	6
Cash-Flow líquido	-1.217.533,52	-596.114,33	-31.575,70	606.045,09	596.053,93	583.651,74	577.750,14	569.330,39
Factor de Act. (17%)	1,00	0,924	0,854	0,729	0,623	0,532	0,454	0,388
VA (valor actualizado)	-1.217.533,52	-550.872,53	-26.964,73	441.968,32	371.205,90	310.403,21	262.395,02	220.812,16

Tabela 6.12– Valor actualizado para os últimos 6 anos de período de vida útil e valor obtido do V.A.L.

	7	8	9	10	11	12	12,5
Cash-Flow líquido	558.082,81	543.665,06	525.698,76	503.765,84	477.404,54	434.813,54	473.813,82
Factor de Act. (17%)	0,331	0,283	0,242	0,206	0,176	0,150	0,139
VA (valor actualizado)	184.841,88	153.771,65	126.976,95	103.910,58	84.093,16	65.406,41	65.863,76
VAL (valor actual líquido)	596.278,23						

O valor actual líquido obtido no final dos 12,5 anos é positivo e possui um valor de 596.278,23 €, o que indica que o projecto é viável.

O tempo necessário para que seja recuperado o capital investido é de 5,8 anos, o que é aceitável uma vez que este valor é inferior ao tempo de vida útil considerado no projecto de 12,5 anos. O valor obtido para a taxa interna de rentabilidade (T.I.R) foi de 33%.

O índice de rentabilidade do projecto foi de 2,2 sendo também um bom indício para a viabilidade do projecto.

7. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

Findo o presente trabalho, conclui-se que é possível produzir energia eléctrica através do aproveitamento térmico de um efluente residual, neste caso proveniente do tratamento primário de uma indústria de fabrico de pasta e papel. O sistema adoptado para a produção de electricidade é baseado num sistema OTEC de ciclo fechado que se comporta basicamente como um ciclo de Rankine.

A potência teórica que se pode obter com este projecto é de 1284 kW; no entanto, apenas está disponível no mercado uma turbina, operando com amoníaco, com a potência de 1 MW. Salienta-se que as turbinas a amónia são de difícil aquisição, uma vez que o seu fabrico ainda é muito limitado, conhecendo-se no momento apenas um fabricante a nível mundial.

A análise financeira do projecto demonstrou que o projecto é rentável, uma vez que, a diferença entre todos proveitos e todos os custos ao fim dos 12,5 anos, (V.A.L.) é de 596.278,23 €.

O período de retorno do investimento é conseguido ao final de 5,8 anos e a taxa interna de rentabilidade obtida foi de 33%.

A realização deste projecto é de grande interesse pois permite a produção de energia eléctrica tendo por base um sistema de nível tecnológico avançado com consequências ambientais praticamente nulas. Deve-se ter em particular atenção a comercialização de turbinas a amónia, pois este é o principal componente da instalação e actualmente, verifica-se uma grande limitação na aquisição deste equipamento.

Deste modo, a implementação de projectos semelhantes deverá fomentar a produção e comercialização destas turbinas, proporcionando preços mais competitivos relativos à sua aquisição.

Referências Bibliográficas

AVERY, W. and WU, C,(1994). “*Renewable energy from the ocean a guide to OTEC*”, Oxford University Press.

CHEMICAL ENGINEERING, “*Economic Indicators*”. Agosto de 2008.
<http://www.che.com>, (acedido em 02.11.10)

COELHO, R., Energias Renováveis, 28.04.06.
<https://mail.uevora.pt/pipermail/ambio/2006-September/005265.html>, (acedido em 26.04.10).

COULSON, J. M. and RICHARDSON, J.F,(1983). “*Tecnologia Química*”, Volume VI, Fundação Calouste Gulbenkian.

FIGUEIREDO, J., 2008. *Conversão da energia termal oceânica e seu uso económico na Zona Económica Exclusiva do Brasil*. Trabalho de conclusão do curso (Graduação em Oceanografia) – Faculdade de Oceanografia, Instituto de Geociências, Universidade Federal do Pará. (versão PDF do documento descarregada em 27 de Abril de 2010).

GEANKOPLIS, C.J, (1997),” *Transport Processes and Unit Operations*”, 3ª Edição, Prentice – Hall International, Inc.

GRUPO PORTUCEL SOPORCEL “*O ano em revista 2009*”
http://files.portucelsoporcel.net/dynamic-media/files/rc_soporcel2009_ar_pt.pdf (acedido em 31.08.10)

HAWAII'S BUSINESS RESOURCE.“*Ocean Thermal Energy*”. 29.06.09.
<http://hawaii.gov/dbedt/info/energy/renewable/otec>, (acedido em 29.04.10)

INCROPERA, F.P and DEWWITT, D. P, (1998). “*Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*”, 4ª ed. Rio de Janeiro.

KERN, D.Q., (1950), “*Process Heat Transfer*”, 2ª Edição, McGraw - Hill

KOSTORS, C. H., VICENT, S.P. “*OTEC ammonia turbine design study*” Washington, D.C. (Versão PDF do documento descarregada em 03.05.10)

NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY (NREL). “*Ocean Thermal Energy Conversion*.” <http://www.nrel.gov/otec/>. (Acedido em 05.05.10).

OSO OSEGUERA.”*The Third Form of Ocean Power*”. April 13, 2010.
<http://www.greentechmedia.com/articles/read/the-third-form-of-ocean-power/>, (acedido em 29.04.10)

RIBAMAR, J., WANDERLEY, R. "*Energia e Energia Geotérmicas, Energia Derivada dos Gradientes de Temperatura nos Oceanos*" 08.11.09
<http://gestaoambientalfcago.com/2009/11/brasil-energia-dos-gradientes-de.html>. (acedido em 03.05.10).

RUDD, D.F., WATSON, CH.C., (1976), "*Estrategia en Ingenieria de Procesos*", Alambra, 1976

SOARES, P., CAPELA, J. "*O Oceano como Origem de Energias Renováveis*". Universidade de Lisboa, Faculdade de Ciências.
<http://jornadasdomar.marinha.pt/PT/trabalhos/Documents/2004/506-Oceano.pdf>, (acedido em 02.05.10)

VEGA, L.A., D. PH. "*Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)*". Hawaii, USA. (Versão PDF do documento descarregada em 03.05.10)

ANEXOS

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Anexo II

No anexo II, pode-se observar os cálculos efectuados para o dimensionamento do evaporador.

1. Dimensionamento do evaporador

O dimensionamento do evaporador englobou um conjunto de cálculos que serão apresentados nos pontos seguintes. A amónia (fluido frio) circula no interior do evaporador enquanto a água residual (fluido quente) circulará no interior do tanque. Considerou-se, para efeitos de cálculo que o evaporador corresponde a um cilindro horizontal no qual a amónia sofre evaporação convectiva à medida que o percorre.

1.1. Propriedades físicas dos fluidos

1.1.1. Propriedades da amónia

As propriedades relativas à amónia no estado líquido e em vapor encontram-se descritas em seguida.

- Caudal mássico = 31,7 kg/s
- Temperatura do fluido à entrada (T_{fe}) = 28 °C
- Temperatura do fluido à saída (T_{fs}) = 50 °C
- $C_{p \text{ Líquido}} = 4878 \text{ J/ (kg.K)}$
- $K_{\text{Líquido}} = 0,510 \text{ W/ (m.K)}$
- $\mu_{\text{Líquido}} = 2,728 \times 10^{-4} \text{ Pa.s}$
- $\mu_{\text{Vapor}} = 1,027 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$
- $\rho_{\text{Líquido}} = 689,4 \text{ kg/m}^3$
- $\rho_{\text{Vapor}} = 0,692 \text{ kg/m}^3$
- Pressão Crítica = 113,5 atm
- $Pr_{\text{Líquido}} = 2,6$

1.1.2 Propriedades da Água

- Caudal mássico, (\dot{m}) = 347,22 kg/s
- Temperatura do fluido à entrada (T_{qe}) = 58 °C
- Temperatura do fluido à saída (T_{qs}) = 32 °C
- Temperatura média do fluido = 45 °C
- C_p (45°C) = 4,180 kJ/(kg.K)
- k (45°C) = 637×10^{-3} W/(m.K)
- μ (45°C) = $5,96 \times 10^{-4}$ Pa.s
- Pr (45°C) = 3,91

1.2. Cálculo da taxa de transferência de calor

A taxa de transferência de calor pode ser obtida através do balanço global de energia para o fluido quente, presente na equação (II.1).

$$q_a = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{II.1})$$

Em que,

- q_a = Calor adicionado ao sistema (kJ/s)
- \dot{m} = Caudal de água que alimenta o processo, (kg/s)
- ρ = Massa volúmica da água, (kg/m³)
- C_p = Calor específico da água, (kJ/(kg.K))
- ΔT = Diferença da temperatura da água residual entre a entrada e saída do evaporador, (°C)

Deste modo,

$$q_a = 347,22 \cdot 4,179 \cdot (58 - 32)$$

$$q_a = 37726,8 \text{ kJ/s}$$

$$q_a = 37,7 \text{ MW}$$

1.3. Cálculo da taxa de transferência de calor

Na equação II.2, pode-se observar a equação a partir da qual se obtém o coeficiente global de transferência de calor do evaporador.

$$q_a = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (II.2)$$

Em que,

- q_a = Calor adicionado ao sistema (kJ/s)
- U = Coeficiente global de transferência de calor, ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- A = Área de transferência de calor, (m^2)
- ΔT_{lm} = Temperatura média logaritmica, ($^\circ C$)

O ΔT_{lm} , foi calculado com base na equação I.7, presente no anexo I.

As temperaturas usadas no cálculo foram as envolvidas na evaporação, tendo-se obtido o valor de $\Delta T_{lm} = 5,77 \text{ } ^\circ C$.

Substituindo os valores na equação (II.2), vem:

$$U \cdot A = \frac{37727 \times 10^3}{5,77}$$
$$U \cdot A = 6,54 \times 10^6 \text{ W } ^\circ C$$

1.4. Coeficiente global de transferência de calor

1.4.1. Cálculo do coeficiente de transferência de calor efectivo

Na transferência de calor por ebulição, a ebulição saturada é o principal mecanismo de interesse no projecto de evaporadores.

O método de cálculo que nos pontos seguintes se apresentam dizem respeito ao método de Chen, uma vez que é prático e está delineado a usar. O coeficiente de transferência de calor efectivo, h_{cb} é formado pela soma do coeficiente de ebulição convectiva, h'_{fc} e pelo coeficiente de convecção nucleada, h'_{nb} , como indica a equação II.3.

$$h_{cb} = h'_{fc} + h'_{nb} \quad (II.3)$$

O coeficiente médio de convecção efectivo (h_{cb}), foi calculado para o ponto onde 50% da amónia é vaporizada.

1.4.2. Cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição convectiva

De seguida apresenta-se o cálculo do diâmetro interno do tubo considerando a velocidade de escoamento no seu interior é de 2 m/s.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (\text{II.4})$$

$$Q = \frac{31,7}{689,4} = 0,046 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = \frac{0,046}{2} = 0,023 \text{ m}^2$$

$$D_i = \sqrt{\frac{2,3 \times 10^{-2} \times 4}{\pi}} = 0,17 \text{ m}$$

Com 50 % de vapor, a velocidade do líquido, para fluxo de líquido sozinho no tubo será igual a:

$$V = 2 \times 0,5 = 1 \text{ m/s}$$

O cálculo do Reynold's foi efectuado com o diâmetro real do tubo, disponível comercialmente de 0,1937 m⁹.

(II.5)

$$\text{Re} = \frac{v \cdot \rho \cdot D_i}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{1 \times 689,4 \times 0,1937}{2,728 \times 10^{-4}}$$

$$\text{Re} = 4,9 \times 10^5$$

A equação II.6 permite determinar o coeficiente de convecção por ebulição para a fase líquida:

$$\frac{h_{fc} \cdot D_i}{k_{\text{Líquido}}} = j_h \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (\text{II.6})$$

⁹ Geankoplis, C.J., 1993

Em que,

- h_{fc} = Coeficiente de transferência de calor por ebulição convectiva relativa à fase líquida, W/ (m.°C)
- D_i = Diâmetro interno do tubo, m
- $K_{Líquido}$ = Condutividade da amônia líquida, W/ (m.°C)
- j_h = factor de transferência de calor¹⁰

Deste modo,

$$\frac{h_{fc} \cdot 0,1937}{0,510} = 3,5 \times 10^{-3} \cdot 4,9 \times 10^5 \cdot 2,6^{0,33}$$

$$h_{fc} = 6189,4 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

A equação II.8, permite obter o parâmetro de fluxo em ambas as fases ($\frac{1}{X_{tt}}$).

Este parâmetro é essencial na determinação do factor de correcção para as duas fases, (f_c).

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left[\frac{x}{1-x} \right]^{0,9} \cdot \left[\frac{\rho_{líquido}}{\rho_{vapor}} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{\mu_{Vapor}}{\mu_{líquido}} \right]^{0,1} \quad (II.7)$$

Em que,

- X = fracção em massa de vapor, %

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left[\frac{0,5}{1-0,5} \right]^{0,9} \cdot \left[\frac{599,6}{0,692} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{1,027 \times 10^{-5}}{2,728 \times 10^{-4}} \right]^{0,1}$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = 21,19$$

O valor de f_c obtido foi de 22,5¹¹

¹⁰ Coulson, J.M, 1983

¹¹ Coulson, J.M, 1983

O valor de h'_{fc} é determinado pela equação II.8:

$$h'_{fc} = f_c \times h_{fc} \quad (\text{II.8})$$

$$h'_{fc} = 22,5 \times 6189$$

$$h'_{fc} = 139252,5 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{°C)}$$

1.4.3. Cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada

O coeficiente de ebulição nucleada é estimado através da equação II.9.

$$h_{nb} = 0,104 \cdot (P_c)^{0,69} \cdot [h_{nb} \cdot (T_W - T_s)]^{0,7} \cdot [1,8 (P/P_c)^{0,17} + 4(P/P_c)^{1,2} + 10(10,85/113,5)^5]^{10} \quad (\text{II.9})$$

$$h_{nb} = 0,104 \cdot (113,5)^{0,69} \cdot [h_{nb} \cdot (39 - 28)]^{0,7} \cdot [1,8 (10,85/113,5)^{0,17} + 4(10,85/113,5)^{1,2} + 10(10,85/113,5)^{10}]$$

$$h_{nb} = 2,60 \times 10^4 \text{ (W / m}^2 \cdot \text{°C)}$$

De seguida evidencia-se o cálculo do número de Reynolds no líquido, (Re_L), associado ao factor de correlação da convecção forçada, f_c , de modo a ser possível obter posteriormente o factor de correcção para o coeficiente de ebulição nucleada, f_s .

$$Re_L \cdot f_c^{1,25} = (4,9 \times 10^5) \times 22,5^{1,25} = 2,4 \times 10^7$$

O valor de f_s obtido foi de 0,013 ¹²

O valor de h'_{fc} é determinado pela equação II.10:

$$h'_{nb} = f_s \times h_{nb} \quad (\text{II.10})$$

$$h'_{nb} = 0,013 \times 2,60 \times 10^4$$

$$h'_{nb} = 338 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{°C)}$$

¹² Coulson, J.M, 1983

O coeficiente de convecção forçada (h_{cb}), no local onde 50% da amónia vaporizou é igual a:

$$h_{cb} = 139252,5 + 338$$

$$h_{cb} = 139590,5 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{°C)}$$

1.4.4. Cálculo do coeficiente de convecção no exterior do tubo

O cálculo do coeficiente de convecção no exterior dos tubos foi efectuado com base nas equações II.11 e II.12

$$Nu = \frac{h_e \cdot d_e}{k} \quad (\text{II.11})$$

$$Nu = C Re^m \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{II.12})$$

Para o escoamento da água em torno do evaporador,

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_e}{\mu} \quad (\text{II.13})$$

$$Re = \frac{990,1 \times 2 \times 0,2191}{0,596 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 7,28 \times 10^5$$

Desta forma, verifica-se que:

$$Nu = 0,0266 (7,28 \times 10^5)^{0,805} \times (3,91)^{1/3}$$

$$Nu = 2194$$

Segundo a equação II.11, obtém-se o valor de h_e ,

$$2194 = \frac{h_e \times 0,2191}{0,637}$$

$$h_e = 6,4 \times 10^3 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{°C)}$$

1.4.5. Resistência à condução na parede do evaporador

A resistência à condução na parede do evaporador é dada pela equação II.14.

$$R_{\text{Condução}} = \frac{r_e - r_i}{k_w} \quad (\text{II.14})$$

Em que:

- r_e = Raio externo do tubo, m
- r_i = Raio interno do tubo, m
- k_w = Condutividade do aço inoxidável AISI 316, W/(m.K)

$$R_{\text{Condução}} = \frac{0,10955 - 0,09685}{16}$$

$$R_{\text{Condução}} = 9,478 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

O coeficiente global de transferência de calor é dado por:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{cb}} + R_{\text{Condução}} + \frac{1}{h_e} \quad (\text{II.15})$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{1,4 \times 10^5} + 7,9 \times 10^{-4} + \frac{1}{6,4 \times 10^3}$$

$$U = 1049 \text{ W / (m}^2\text{.}^\circ\text{C)}$$

No ponto 1.3 verificou-se que:

$$U \cdot A = 6,54 \times 10^6 \text{ W /}^\circ\text{C}$$

$$1049 \cdot A = 6,54 \times 10^6$$

$$A = 6234 \text{ m}^2$$

Anexo III

1. Dimensionamento do condensador

O condensador dimensionado é um permutador de carcaça e tubos, com tubos em aço inoxidável AISI 316.

1.1 Propriedades dos fluidos

As propriedades, à temperatura média, relativas ao fluido quente e frio do condensador encontram-se descritas em seguida.

1.1.1 Propriedades da Amónia

- Caudal = 31,7 kg/s
- Temperatura do fluido à entrada (T_{qe}) = 28 °C
- Temperatura do fluido à saída (T_{qs}) = 28 °C
- Temperatura média do fluido = 28 °C
- $C_p = 2,32$ kJ/ (kg.K)
- $k = 0,0332$ W/(m.K) 0,0272
- $\mu = 1,06 \times 10^{-5}$ Pa.s 1,1exp-5
- $Pr = 1,57$
- $\rho = 0,692$ kg/m³

1.1.2 Propriedades da Água

- Caudal mássico, (\dot{m}) = 1743,4 kg/s
- Temperatura do fluido à entrada (T_{fe}) = 20 °C
- Temperatura do fluido à saída (T_{fs}) = 25 °C
- Temperatura média do fluido = 22,5 °C
- $C_p (22,5^\circ\text{C}) = 4,181$ kJ/ (kg.K)
- $k (22,5^\circ\text{C}) = 0,603$ W/(m.K)
- $\mu (22,5^\circ\text{C}) = 1,022 \times 10^{-3}$ Pa.s
- $Pr (22,5^\circ\text{C}) = 7,1$

1.2 Cálculo da taxa de transferência de calor

A taxa de transferência de calor necessária pode ser obtida através da equação III.2. Para tal foi necessário calcular o calor rejeitado na condensação:

$$q = \dot{m}_A \cdot (H_1 - H_4) \quad (\text{III.1})$$

$$q = 31,7 \cdot (313,2 - 1462,4)$$

$$q = 36429,6 \text{ kJ/s}$$

Sabe-se que:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (\text{III.2})$$

$$U \cdot A = \frac{36429,6 \times 10^3}{5,0}$$

$$U \cdot A = 7,29 \times 10^6 \text{ W/K}$$

1.3. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor (U)

Para a obtenção de U, é necessário determinar previamente o coeficiente de convecção para o fluido que circula no interior dos tubos (h_i) e coeficiente de convecção para o fluido que circula na carcaça (h_s).

Nos cálculos efectuados nos pontos seguintes considerou-se que o condensador possui ¹³:

- 1330 tubos de aço inoxidável AISI 316
- 2 Passagens nos tubos e uma na carcaça
- Diâmetro interno dos tubos: 0,652 "
- Diâmetro externo: (3/4) "
- Distância entre chicanas: 0,34 m
- Tubos dispostos em passo triangular com passo: (15/16) "

1.3.1 Cálculo do coeficiente de convecção no interior dos tubos, (h_i)

O cálculo do h_i foi efectuado atendo por base as equações II.5 e II.6.

¹³ Kern, D.Q "Process Heat Transfer", 1950

Salienta-se que o caudal utilizado no cálculo do número de Reynold's corresponde ao caudal que passa em cada tubo ou seja:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_{total}}{(N_{Tubos} / N_{Passagens})} \quad (III.3)$$

$$\dot{Q} = \frac{1,743}{(1330 / 2)}$$

$$\dot{Q} = 12,62 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Através da equação II.6 calculou-se o número de Nusselt, (Nu):

$$Nu = 0,027 \cdot (1,97 \times 10^5)^{0,8} \cdot 7,1^{(1/3)} \Leftrightarrow Nu = 892,67$$

Com base na eq. II.11, retirou-se o valor de h_i :

$$h_i = 3,87 \times 10^4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

1.3.2 Cálculo do coeficiente de convecção para o fluido que circula na carcaça, (h_s)

O cálculo do coeficiente de transferência de calor para o fluido que circula na carcaça envolve os seguintes passos:

1.3.2.1 Cálculo da área máxima para fluxo cruzado, A_s

$$A_s = \frac{(p_t - D_0) \cdot D_s \cdot l_B}{p_t} \quad (III.4)$$

Em que,

- p_t = passo dos tubos, (m)
- D_s = diâmetro interior do invólucro, (m)
- D_0 = diâmetro externo dos tubos, (m)
- l_B é o espaçamento entre chicanas, (m)

$$A_s = \frac{(0,02381 - 0,01905) \cdot 0,9906 \cdot 0,34}{0,02381}$$

$$A_s = 0,0674 \text{ m}^2$$

1.3.2.2 Cálculo do diâmetro equivalente, (D_{eq}) do lado do invólucro e para arranjo triangular

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot \left(\frac{p_t}{2} \cdot 0,87 p_t - \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \frac{D_0^2}{4} \right)}{(\pi \cdot D_0) / 2} \quad (\text{III.5})$$

$$D_{eq} = 0,0139 \text{ m}$$

1.3.2.3 Cálculo da velocidade do fluido no invólucro, u_s

$$u_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho \cdot A_s} \quad (\text{III.6})$$

$$u_s = \frac{31,7}{0,692 \times 0,0674}$$

$$u_s = 679 \text{ m/s}$$

1.3.2.4 Cálculo do número de Reynold's do lado do invólucro

$$\text{Re} = \frac{u_s \cdot \rho \cdot D_{eq}}{\mu} \quad (\text{III.7})$$

$$\text{Re} = 6,15 \times 10^5$$

Com o Re calculado anteriormente, leu-se o valor de j_h ¹⁴.

O valor de j_h obtido tendo em conta o arranjo triangular e o corte de chicana de 45%, foi de $7,0 \times 10^{-2}$.

¹⁴ Coulson, J.M., 1983

1.3.2.4 Cálculo do número de Nusselt, Nu

$$Nu = \frac{h_s \cdot D_{eq}}{k} \quad (III.8)$$

$$Nu = j_h \cdot Re \cdot Pr^{1/3} \quad (III.9)$$

$$Nu = 7,02 \times 10^{-2} \times 6,15 \times 10^5 \times 0,74^{1/3}$$

$$Nu = 39050$$

$$39050 = \frac{h_s \times 0,0139}{0,0332} \Leftrightarrow h_s = 9,33 \times 10^4 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

1.4. Resistência à condução na parede do condensador

A resistência à condução na parede do condensador é igual a:

$$R_{\text{Condução}} = \frac{0,01905 - 0,01656}{16}$$

$$R_{\text{Condução}} = 1,6 \times 10^{-4} \text{ (m}^2 \cdot K) / W$$

O valor de U é determinado a partir da equação II.15,

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{9,33 \times 10^4} + 1,6 \times 10^{-4} + \frac{1}{3,87 \times 10^4}$$

$$U = 5087,6 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

A área de transferência de calor é obtida é:

$$U \cdot A = 7,29 \times 10^6 \Leftrightarrow 5087,6 \cdot A = 7,29 \times 10^6 \Leftrightarrow A = 1433 \text{ m}^2$$

Anexo IV

1. Dimensionamento das bombas

Para dimensionar as bombas é necessário fazer um balanço de energia entre dois pontos onde a pressão seja conhecida e onde nesse trajecto se inclua a bomba. Na figura III.1 estão representados os trajectos escolhidos (1→2) para o dimensionamento da bomba de recirculação da amónia e (3→4) para o dimensionamento das bombas de captação da água do rio.

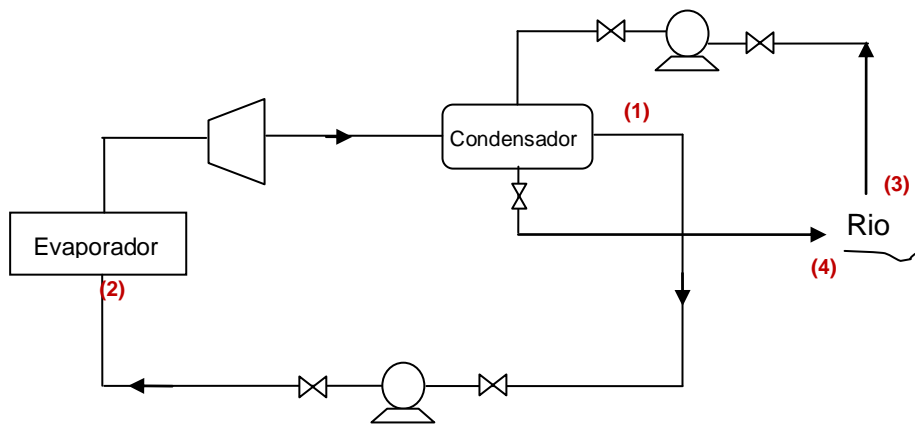


Figura IV.1- Esquema representativo do trajecto onde se encontram as bombas

1.1. Cálculo da potência da bomba de recirculação

1.1.1. Perdas na tubagem do ponto 1 ao ponto 2

$$\sum F_{1 \rightarrow 2} = 2 \times f_1 \times \left(\frac{L}{D} + 2 \times \frac{L_{eq \text{ válvula adufa}}}{D} + 3 \times \frac{L_{eq \text{ joelho } 90^\circ}}{D} \right) \times v^2 + (Kc + Ke) \times \frac{v^2}{2} \quad (IV.1)$$

Em que:

- $L = 20 \text{ m}$
- $D = 0,1937\text{m}^{(15)}$

$$\frac{L_{eq \text{ válvula adufa}}}{D} = 9^{(16)}$$

¹⁵ Geankoplis, C.J., 1993

$$\frac{L_{\text{eq joelho } 90^\circ}}{D} = 35$$

- $K_c = 0,50$ ⁽¹⁷⁾
- $K_e = 1,0$ ⁽¹⁰⁾
- $v = 2 \text{ m/s}$
- $g = 9,8 \text{ m/s}^2$

Para obter o valor das perdas necessita-se calcular o valor de f_1 , para tal temos de saber qual o número de Reynolds e também qual o material usado na tubagem, neste caso aço comercial.

$$Re = \frac{v \times \rho \times d}{\mu}$$

$$Re = \frac{2,0 \times 689,2 \times 0,1937}{1,41 \times 10^{-4}} = 1,8 \times 10^6$$

Através do gráfico do diagrama de Moody, retira-se o valor do f_1 sendo este igual a 0,003.

$$\sum F_{1 \rightarrow 2} = 2 \times 0,003 \times \left(\frac{20}{0,1937} + 2 \times 9 + 3 \times 35 \right) \times 2^2 + (0,50 + 1,0) \times \frac{2^2}{2}$$

$$\sum F_{1 \rightarrow 2} = 8,4 \text{ J/kg}$$

A potência requerida para a bomba de recirculação é calculada através da equação IV.2

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2 \cdot \alpha} + g \cdot z_1 + W_{1 \rightarrow 2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2 \cdot \alpha} + g \cdot z_2 + \sum F_{1 \rightarrow 2} \quad (\text{IV.2})$$

Sabe-se que:

¹⁶ Geankoplis, C.J, 1993

¹⁷ Geankoplis, C.J, 1993

- $P_1 = 1099 \times 10^3 \text{ Pa}$
- $P_2 = 1600 \times 10^3 \text{ Pa}$
- $z_1 = 0 \text{ m}$
- $z_2 = 3 \text{ m}$
- $v_1 = v_2$

Substituindo na equação IV.2 os valores considerados anteriormente, alcançamos a seguinte expressão, IV.2:

$$W_{1 \rightarrow 2} = \frac{P_2}{\rho} + g \cdot z_2 + \sum F_{1 \rightarrow 2} - \frac{P_1}{\rho} \quad (\text{IV.3})$$

$$W_{1 \rightarrow 2} = \frac{1600 \times 10^3}{689,4} + 9,8 \times 3 + 8,4 \frac{1099 \times 10^3}{689,4} = 764,5 \text{ J/kg}$$

$$W_{1 \rightarrow 2} = W_{1 \rightarrow 2} \cdot \dot{m}_{\text{amônia}} \quad (\text{IV.4})$$

$$W_{1 \rightarrow 2} = 764,5 \times 31,7 = 24,2 \text{ kW}$$

Admitindo que a bomba possui uma eficiência de 80% a potência real da bomba será de 30 kW.

1.2. Cálculo da potência da bomba de captação da água do rio

1.2.1. Perdas na tubagem do ponto 3 ao ponto 4

$$\sum F_{3 \rightarrow 4} = 2 \times f_1 \times \left(\frac{L}{D} + 2 \times \frac{L_{\text{eq válvula adufa}}}{D} + 2 \times \frac{L_{\text{eq joelho } 90^\circ}}{D} \right) \times v^2 + (K_c + K_e) \times \frac{v^2}{2} \quad (\text{IV.5})$$

Em que:

- $L = 100 \text{ m}$
- $D = 1,04 \text{ m}$
- $\frac{L_{\text{eq válvula adufa}}}{D} = 9 \text{ }^{(18)}$

¹⁸ Geankoplis, C.J., 1993

- $\frac{L_{\text{eq joelho } 90^\circ}}{D} = 35^{(12)}$
- $K_c = 0,50^{(19)}$
- $K_e = 1,0^{(13)}$
- $v = 2 \text{ m/s}$
- $g = 9,8 \text{ m/s}^2$

Para obter o valor das perdas necessita-se calcular o valor de f_1 , para tal temos de saber qual o número de Reynolds e também qual o material usado na tubagem, neste caso aço comercial.

$$\text{Re} = \frac{v \times \rho \times d}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{2,0 \times 1000 \times 1,05}{1,022 \times 10^{-3}} = 2,05 \times 10^6$$

Através do gráfico do diagrama de Moody, retira-se o valor do f_1 sendo este igual a 0,0028.

$$\sum F_{3 \rightarrow 4} = 2 \times 0,0028 \times \left(\frac{100}{1,04} + 3 \times 9 + 2 \times 35 \right) \times 2^2 + (0,50 + 1,0) \times \frac{2^2}{2}$$

$$\sum F_{3 \rightarrow 4} = 7,3 \text{ J/kg}$$

1.2.2. Cálculo da potência da bomba de captação da água do rio

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2 \cdot \alpha} + g \cdot z_1 + W_{3 \rightarrow 4} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2 \cdot \alpha} + g \cdot z_2 + \sum F_{3 \rightarrow 4} \quad (\text{VI.6})$$

Considerou-se para este cálculo que:

- $P_1 = P_2$
- $z_1 = 0 \text{ m}$
- $z_2 = 10 \text{ m}$ em arranque, 1 m em operação
- $v_1 = v_2$

¹⁹ Geankoplis, C.J., 1993

Substituindo na equação IV.6 os valores considerados anteriormente, alcançamos a seguinte expressão, IV.7:

$$W_{3 \rightarrow 4} = g \cdot z_2 + \sum F_{3 \rightarrow 4} \quad (IV.7)$$

$$W_{3 \rightarrow 4} = 9,8 \times 10 + 7,3 = 105,7 \text{ J/kg}$$

$$W_{3 \rightarrow 4} = W_{3 \rightarrow 4} \times \dot{m}_{\text{água}} \quad (IV.8)$$

$$W_{3 \rightarrow 4} = 105,7 \times 1734,4 = 184 \text{ kW}$$

1.2.3. Cálculo de perdas de carga para a água que circula no interior dos tubos do condensador

$$\Delta P_t = N_p \cdot \left[4 \times f \times \frac{L}{D_i} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^m + 2,5 \right] + \frac{\rho u^2}{2} \quad (VI.9)$$

Em que:

- $N_p = 2$
- $D_i = 0,0166 \text{ m}^{(20)}$
- $u = 3,7 \text{ m/s}$
- $L = 6$
-

Para obter o valor das perdas necessita-se calcular o valor de f_1 , para tal temos de saber qual o número de Reynolds e também qual o material usado na tubagem, neste caso aço comercial.

$$Re = \frac{v \times \rho \times d}{\mu}$$

$$Re = \frac{3,7 \times 1000 \times 0,0166}{1,022 \times 10^{-3}} = 6,0 \times 10^4$$

Através do gráfico do diagrama de Moody, retira-se o valor do f_1 sendo este igual a 0,0042.

As perdas de carga nos tubos do condensador são:

²⁰ Geankoplis, C.J., 1993

$$\Delta P_t = 2 \cdot \left[4 \times 0,0042 \times \frac{6}{0,0166} + 2,5 \right] + \frac{1000 \cdot 3,7^2}{2} = 7,2 \times 10^4 \text{ Pa} \quad (\text{IV.10})$$

$$\frac{\Delta P_t}{\rho} = \frac{7,2 \times 10^4}{1000} = 72,2 \text{ J/kg} \quad (\text{IV.11})$$

1.2.4. Potência requerida pela bomba para colmatar as perdas no condensador

$$W_p = \frac{\Delta P_t}{\rho} \times \dot{m}_{\text{água}} \quad (\text{IV.12})$$

$$W_p = 72,2 \times 1743,4 = 126 \text{ kW}$$

1.2.5. Cálculo da potência da bomba de captação da água do rio

$$W_B = W_{3 \rightarrow 4} + W_p \quad (\text{VI.13})$$

$$W_B = 184 + 126 = 310 \text{ kW}$$

Admitindo que a bomba possui uma eficiência de 80% a potência real da bomba será de 388 kW.

Anexo V

O anexo V diz respeito ao cálculo efectuado para a determinação da quantidade de amónia que deve ser alimentada ao processo.

1. Cálculo da quantidade de amónia que circula na instalação

No cálculo da massa de amónia a adicionar ao sistema considerou-se que a instalação terá um comprimento total de 50 m. Para efeitos de cálculo supôs-se que em toda a instalação percorreria amónia líquida.

De acordo com os cálculos realizados no anexo II, verifica-se que o diâmetro real da tubagem por onde circula a amónia líquida, a uma velocidade de 2 m/s, é de 19,73 cm.

Deste modo:

$$V = A_{\text{Tubo}} \times L \quad (\text{V.1})$$

Em que,

$$V = \text{Volume da tubagem, m}^3$$

$$A_{\text{Tubo}} = \text{Área do tubo, m}^2$$

$$L = \text{Comprimento da tubagem, m}$$

$$V = 0,029 \times 50$$

$$V = 1,45 \text{ m}^3$$

Considerou-se que o volume ocupado pelos permutadores de calor corresponde a 20% do volume ocupado pela amónia na tubagem. O volume total que a amónia ocupa na instalação é igual a:

$$V = 1,45 \times 1,20 \Leftrightarrow V = 1,74 \text{ m}^3$$

A quantidade de amónia a alimentar ao circuito é calculada através da equação V.2.

$$m_{\text{amónia}} = V \times \rho \quad (\text{V.2})$$

$$m_{\text{amónia}} = 1,74 \times 689,4$$

$$m_{\text{amónia}} = 1199,6 \text{ kg} \approx m_{\text{amónia}} = 1200 \text{ kg}$$

CONFIDENCIAL

