

Quantificação e Recuperação do Excesso de Calor na Refinaria de Sines

Raquel Margal Jimenez

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Química

Orientadores:

Prof. Dra. Maria Cristina Carvalho Silva Fernandes

Dr. Hugo Miguel Delgado Carabineiro

Júri

Presidente: Prof. Dr. Henrique Aníbal de Santos Matos

Orientador: Dr. Hugo Miguel Delgado Carabineiro

Vogal: Prof. Dr. Licínio Mendes Ferreira

Dezembro 2020

Agradecimentos

Aos meus orientadores, a Prof. Dra. Cristina Fernandes e o Dr. Hugo Carabineiro, pela sua orientação, apoio, disponibilidade e por todos os conhecimentos que me transmitiram e que tornaram possível a realização deste trabalho.

À minha família e ao Bernardo, pelo amor e apoio incondicional ao longo deste percurso, pela força e motivação quando os desafios pareciam demasiado grandes e pela alegria partilhada a cada vitória. Sem vocês nada disto seria possível.

Aos meus amigos, e em particular aos que o Técnico me trouxe, que partilharam comigo os últimos 5 anos e acompanharam toda esta experiência, tornando-a inesquecível, em especial à Carolina e à Mariana que se tornaram nas melhores amigas que podia ter.

A todos os professores que cultivaram em mim o interesse e entusiasmo por aprender e que me fizeram chegar até aqui.

A todos os colaboradores da Galp que me fizeram sentir acolhida e me ajudaram ao longo destes 6 meses, em especial aos Engenheiros José Grilo, José Inverno e Thiago Aguiar.

Obrigada a todos, de coração!

Resumo

Com o aumento da procura energética ao longo dos últimos 30 anos e da regulamentação da emissão de gases com efeito de estufa, é necessário procurar alternativas que reduzam o consumo de energia primária, como é o caso do aproveitamento do excesso de calor. Este trabalho tem como objetivo caracterizar e avaliar possibilidades de recuperação do excesso de calor existente na refinaria de Sines, como medida de aumento de eficiência energética.

Inicialmente, recolheram-se dados de todos os aeroarrefecedores, permutadores de calor com água de refrigeração e fumos provenientes das chaminés existentes na refinaria, de modo a determinar o excesso de calor existente e o respetivo nível térmico, tendo-se obtido um valor de 6,856 TWh/ano quando o crude processado é *Heavy Sour* e 6,958 TWh/ano quando se trata de *Light Sweet*.

De seguida, e com base na informação recolhida, estudaram-se alternativas de aproveitamento do excesso de calor proveniente dos aeroarrefecedores e dos fumos das chaminés. Para o caso do calor excedente proveniente dos aeroarrefecedores foram simulados vários modelos de bombas de calor para diferentes refrigerantes e ainda alternativas sem a necessidade de adição de fluidos externos. Para o caso dos fumos provenientes das chaminés, determinou-se a quantidade de vapor de baixa pressão (3,5 barg) que poderia ser produzido por integração calorífica com os fumos.

Por fim, para as várias alternativas apresentadas, foram analisados os custos de capital e de operação numa ótica de análise de investimento, com o intuito de identificar potenciais projetos de eficiência energética com viabilidade técnica e económica.

Palavras chave: excesso de calor, otimização, eficiência energética, bomba de calor

Abstract

With the increase in energy demand over the last 30 years and the regulation of greenhouse gas emissions, it is necessary to look for alternatives to reduce primary energy consumption, such as the recovery and use of excess heat. This work aims to characterize excess heat in Sines Refinery and evaluate possibilities of recovering this heat, as a measure of increasing its energy efficiency.

Initially, refinery data were collected from all air coolers, heat exchangers with cooling water and flue gases from stacks in the refinery in order to determine the existing excess heat and its thermal level, corresponding to a value of 6,856 TWh/year when the processed crude is Heavy Sour and 6,958 TWh/year when it comes to Light Sweet.

Afterwards, based on the information collected, several alternatives were devised to take advantage of the excess heat from the air coolers and stack hot flue gases. For the case of excess heat from the air coolers, several models of heat pumps with and without different external refrigerants were simulated. For the case of hot flue gases from stacks, the amount of low-pressure steam (3,5 barg) that could be generated by heat integration with the hot flue gases was determined.

Finally, for the alternatives presented, capital and operating costs were analysed from an investment analysis perspective, to identify potential energy efficiency projects with technical and economic feasibility.

Key words: excess heat, optimization, energy efficiency, heat pump

Índice

Agradecimentos	i
Resumo.....	ii
Abstract.....	iii
Índice de Figuras.....	vi
Índice de Tabelas	viii
1. Introdução.....	1
1.1 Contextualização do problema e motivação pessoal	1
1.2 Objetivos da Dissertação	1
1.3 Metodologia da Dissertação	2
1.4 Estrutura da Dissertação	3
2. Estado da arte	4
2.1 Consumo de Energia.....	4
2.2 Excesso de calor industrial	7
2.2.1 Definição.....	7
2.2.2 Determinação do excesso de calor	7
2.2.3 Fontes de excesso de calor	10
2.2.4 Tecnologias para aproveitamento e recuperação do excesso de calor.....	12
2.2.4.1 Tecnologias tradicionais	12
2.2.4.2 Uso externo do excesso de calor	17
2.2.4.3 Tecnologias emergentes de utilização do excesso de calor	18
2.2.5 Potencial de excesso de calor identificado em vários países	21
2.2.5.1 Noruega	21
2.2.5.2 Dinamarca.....	21
2.2.5.3 Alemanha.....	21
2.2.5.4 Áustria.....	22
2.2.5.5 Suíça.....	22
2.2.5.6 Reino Unido	22
2.2.5.7 Canadá	22
2.2.5.8 Estados Unidos da América	22

2.2.5.9 França.....	23
3. Enquadramento da empresa	24
3.1 Refinaria de Sines	24
3.1.1 Descrição do processo.....	25
4. Quantificação do excesso de calor existente na unidade industrial.....	27
4.1 Aeroarrefecedores.....	27
4.2 Permutadores de calor a água de refrigeração	28
4.3 Fumos	29
4.4 Curvas compostas.....	32
5. Recuperação do excesso de calor.....	37
5.1 Bombas de Calor.....	38
5.1.1 Bombas de calor com ciclo de compressão mecânica	40
5.1.1.1 Modelo 1	41
5.1.1.2 Modelo 2	44
5.1.1.3 Modelo 3	47
5.1.1.4 Modelo 4	50
5.1.2 Bombas de calor com ciclo de recompressão mecânica do vapor.....	54
5.1.3 Bombas de calor com <i>Bottom flashing</i>	58
5.1.4 Estimativa dos custos de investimento e período de retorno simples do investimento de algumas alternativas	62
5.1.4.1 Custos de equipamento no modelo de aproveitamento do topo da coluna	62
5.1.4.2 Custos de equipamento no modelo de aproveitamento do fundo da coluna	64
5.1.5 Análise económica	66
5.2 Produção de vapor de baixa pressão	69
6. Conclusões e trabalho futuro	73
Referências bibliográficas.....	76
Anexos	80

Índice de Figuras

Figura 1-Evolução do consumo de energia primária no Mundo, na Europa e em Portugal (eixo da direita) desde 1990 (International Energy Agency, 2017)	4
Figura 2-Consumo de energia primária fóssil e renovável (Direção Geral de Energia e Geologia, 2018).	5
Figura 3-Evolução da intensidade energética em energia primária a preços constantes de 2011 (Direção Geral de Energia e Geologia, 2018).....	5
Figura 4-Evolução da intensidade energética por setor de atividade a preços constantes de 2011 (Direção Geral de Energia e Geologia, 2018).	6
Figura 5-Evolução das emissões de gases com efeito de estufa (Direção Geral de Energia e Geologia, 2018).....	6
Figura 6-Representação das curvas compostas quente e fria (Portal de Laboratórios Virtuais de Processos Químicos, 2020).	8
Figura 7-Representação do ponto de estrangulamento e regiões acima e abaixo do mesmo (Relvas et al., 2002).....	9
Figura 8-Torres de arrefecimento com circulação natural (A) e com circulação mecânica (B) (Afroz et al., 2017; Afshari and Dehghanpour, 2018).	10
Figura 9-Aeroarrefecedores com circulação forçada (A) e com circulação induzida (B) (Amercool Manufacturing Inc., 2020).....	11
Figura 10-Esquema da tecnologia SUPERHIDIC (Toyo Engineering Corporation, 2018).	12
Figura 11-Esquema de um ciclo de compressão mecânica (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2014).....	14
Figura 12-Esquema de um ciclo com injeção de vapor (Emerson Climate Technologies, 2012).	14
Figura 13-Esquema de uma bomba de calor de absorção (Tzekova, 2016).	15
Figura 14-Esquema de uma bomba de calor de absorção-compressão (Industrial Heat Pumps, 2020).	16
Figura 15-Esquema de uma recompressão mecânica de vapor (3R Technology, 2020).	16
Figura 16-Esquema de uma recompressão térmica de vapor (Dedert, 2020).....	17
Figura 17-Esquema do ciclo de Rankine orgânico (ADEME, 2017).	18
Figura 18-Diagrama T-s evidenciando as diferenças entre fluidos de trabalho secos, húmidos e isentrópicos (Zhou, Dede and Joshi, 2016).....	19
Figura 19-Esquema de captura de CO ₂ por absorção química (Metso, 2011).....	20
Figura 20-Quantidade de excesso de calor disponível para cada nível de temperatura (U.S. Department of Energy, 2008).	23
Figura 21-Distribuição do excesso de calor por indústria em 2017 (ADEME, 2017).....	23
Figura 22-Produtos acabados da refinaria de Sines em 2015 por categoria (Galp, 2015).	25
Figura 23-Diagrama geral de processo da refinaria de Sines (Galp, 2013).	26
Figura 24-Curvas compostas quentes para os dois tipos de crude processados.	33

Figura 25-Curvas compostas quentes para temperaturas superiores a 100°C para os dois tipos de crude processados.	33
Figura 26-Exemplo de um aeroarrefecedor em que a aproximação de MCp linear é válida.	34
Figura 27-Exemplo de um aeroarrefecedor em que a aproximação de MCp linear é otimista.	34
Figura 28-Exemplo de um aeroarrefecedor em que a aproximação de MCp linear é pessimista.	35
Figura 29-Resultado das curvas compostas com $T > 100^{\circ}\text{C}$	36
Figura 30-Esquema-resumo das tecnologias de recuperação do calor excedente (Brückner <i>et al.</i> , 2015).	37
Figura 31-Esquema atual da desisobutanizadora.	39
Figura 32-Esquema do Modelo 1 de bomba de calor.	41
Figura 33-Diagrama de Mollier para o caso do butano e para o modelo 1 (ASHRAE, 2017).	43
Figura 34-Esquema do Modelo 2 de bomba de calor.	44
Figura 35-Diagrama de Mollier para o caso do butano e para o modelo 2 (ASHRAE, 2017).	46
Figura 36-Esquema do Modelo 3 de bomba de calor.	47
Figura 37-Diagrama de Mollier para o caso do butano e para o modelo 3 (ASHRAE, 2017).	49
Figura 38-Esquema do Modelo 4 de bomba de calor.	50
Figura 39-Diagrama de Mollier para o caso do butano e para o modelo 4 (ASHRAE, 2017).	52
Figura 40-Esquema de bomba de calor com ciclo de recompressão mecânica do vapor.	55
Figura 41-Esquema do modelo de aproveitamento do topo da coluna usando o aeroarrefecedor e termostifão existentes.	57
Figura 42-Esquema de bomba de calor com bottom flashing.	58
Figura 43-Esquema do modelo de aproveitamento do fundo da coluna.	60
Figura 44-Diagrama de Mollier para o caso do butano e para o modelo de aproveitamento do fundo da coluna (ASHRAE, 2017).	61
Figura 45-Simulação em Aspen Plus da produção de vapor a partir dos fumos.	70

Índice de Tabelas

Tabela 1-Níveis de temperatura e correspondente disponibilidade de excesso de calor na Noruega (Enova, 2009).	21
Tabela 2-Exemplo da análise feita a um aeroarrefecedor.	28
Tabela 3-Valores de excesso de calor anual nos aeroarrefecedores consoante o tipo de crude.	28
Tabela 4-Valores de excesso de calor anual nos permutadores de calor a água de refrigeração consoante o tipo de crude.	29
Tabela 5-Cálculos efetuados para a determinação da massa volúmica ponderada de uma das chaminés.	30
Tabela 6-Sequência de cálculos para a determinação do excesso de calor produzido por uma chaminé.	31
Tabela 7-Resultados obtidos de excesso de calor, nível térmico, Cp médio e caudal mássico para as 13 chaminés.	31
Tabela 8-Resultados das Curvas Compostas para as duas aproximações mencionadas.	35
Tabela 9-Preço das utilidades.	40
Tabela 10-Custo anual com utilidades na situação atual.	40
Tabela 11-Fluidos refrigerantes considerados e propriedades características (Murphy, 2010; Zühlsdorf, Jensen and Elmegaard, 2019).	41
Tabela 12-Resultados obtidos para o modelo 1 para os vários fluidos refrigerantes.	42
Tabela 13-Condições operatórias das correntes intervenientes no Modelo 1 para o caso do butano.	42
Tabela 14-Resultados obtidos para o modelo 2 para os vários fluidos refrigerantes.	44
Tabela 15-Condições operatórias das correntes intervenientes no Modelo 2 para o caso do butano.	45
Tabela 16-Resultados obtidos para o modelo 3 para os vários fluidos refrigerantes.	47
Tabela 17-Condições operatórias das correntes intervenientes no Modelo 3 para o caso do butano.	48
Tabela 18-Resultados obtidos para o modelo 4 para os vários fluidos refrigerantes.	50
Tabela 19-Condições operatórias das correntes intervenientes no Modelo 4 para o caso do butano.	51
Tabela 20-Comparação entre os quatro modelos para o caso do fluido refrigerante n-butano.	53
Tabela 21-Comparação de custos anuais com utilidades para o uso de diferentes permutadores e para cada modelo considerando o n-butano como fluido refrigerante.	54
Tabela 22-Condições operatórias da coluna desisobutanizadora.	55
Tabela 23-Informações da bomba de calor com ciclo de recompressão mecânica do vapor.	56
Tabela 24-Condições operatórias das correntes intervenientes no Modelo de aproveitamento do topo da coluna.	56
Tabela 25-Poupança anual com utilidades para o caso do modelo de aproveitamento do topo da coluna.	57
Tabela 26-Informações da bomba de calor com <i>bottom flashing</i>	59
Tabela 27-Poupança anual com utilidades para o caso do modelo de aproveitamento do fundo da coluna.	59

Tabela 28-Condições operatórias das correntes intervenientes no modelo de aproveitamento do fundo da coluna.	60
Tabela 29-Valores de CEPCI para 2002, 2014 e 2019.....	63
Tabela 30-Custo atualizado dos equipamentos a comprar segundo as várias alternativas para o modelo de aproveitamento do topo da coluna.	63
Tabela 31-Custos com equipamentos segundo vários simuladores de preços para o modelo de aproveitamento do topo da coluna.	63
Tabela 32-Custos dos vários equipamentos segundo as várias alternativas para o modelo de aproveitamento do fundo da coluna.	64
Tabela 33-Custos com equipamentos segundo vários simuladores de preços para o modelo de aproveitamento do fundo da coluna.	64
Tabela 34-Custo de investimento e períodos de retorno simples de investimento para cada um dos modelos de acordo com as várias simulações de custo.	65
Tabela 35-Estrutura de um fluxo de caixa.....	66
Tabela 36-Valores de Cash Flows atualizados e acumulados para as várias simulações de preços para a alternativa de aproveitamento do topo da coluna para uma análise a 10 anos.....	67
Tabela 37-Valores de Cash Flows atualizados e acumulados para as várias simulações de preços para a alternativa de aproveitamento do fundo da coluna para uma análise a 10 anos.....	67
Tabela 38-Caudais de vapor produzido a 3,5 barg segundo a teoria e a simulação em Aspen Plus. .	71
Tabela 39-Custo do equipamento segundo vários simuladores para cada uma das chaminés em análise.	71

1. Introdução

1.1 Contextualização do problema e motivação pessoal

O consumo de energia primária no mundo aumentou de cerca de 8000 Mtep em 1990 para 14000 Mtep em 2017, sendo este incremento de quase 50%, causado principalmente pelos países emergentes na procura de um melhor estilo de vida (International Energy Agency, 2017). Este aumento de consumo levou a um aumento da produção das principais fontes de energia primária, petróleo e gás natural (Zhu *et al.*, 2017). Com o incremento do consumo de energia primária de origem fóssil, aumenta também a emissão de gases com efeito de estufa, maioritariamente dióxido de carbono, com grande impacto nas alterações climáticas.

A diminuição das emissões de gases com efeito de estufa é conseguida através da utilização de fontes de energia renováveis e da redução do consumo de energia, muitas vezes atingida através do uso mais eficiente da energia. Hoje em dia, a eficiência energética tornou-se uma prioridade para todos os setores, não só por questões ambientais, mas também económicas. O setor da indústria constitui um dos setores com maiores consumos energéticos e forte dependência de recursos energéticos não renováveis (Direção Geral de Energia e Geologia, 2018).

Esta dissertação propõe-se a identificar, quantificar e sugerir alternativas para recuperar o excesso de calor existente na Refinaria de Sines, inserindo-se no âmbito do Anexo XV- Recuperação do excesso de calor na indústria: Tecnologias e aplicações- do IETS- *Industrial Energy related Technology and Systems*. Para tal, serão recolhidos dados dos principais equipamentos em que se verifica um excedente de calor dissipado para a atmosfera ou removido por utilidades frias, i.e., aeroarrefecedores e arrefecedores a água de refrigeração. Depois de identificado e quantificado o excesso de calor serão construídas curvas compostas de modo a ter uma melhor perceção sobre a quantidade de excesso de calor e o respetivo nível térmico. Consoante o nível térmico verificado, apresentar-se-ão possíveis soluções para a recuperação e aproveitamento deste calor excedente, considerando as tecnologias disponíveis (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2015).

Todos os pontos mencionados acima, bem como o desafio de propor um caso de estudo sólido, que possa vir a ser implementado e que contribua para um aumento da eficiência energética da Refinaria de Sines, foram a motivação para a elaboração deste trabalho.

1.2 Objetivos da Dissertação

Esta dissertação de mestrado tem como objetivo a quantificação e recuperação do excesso de calor existente na refinaria de Sines, utilizando as tecnologias de aproveitamento disponíveis.

De maneira a atingir o objetivo proposto, definiram-se os seguintes objetivos:

- Analisar as tecnologias de recuperação de excesso de calor existentes, com base na literatura;

- Analisar casos de estudo de outros países sobre a quantificação de excesso de calor, e implementações que possam ter sido efetuadas;
- Recolher dados dos equipamentos onde existe excesso de calor, tal como aeroarrefecedores, permutadores de calor a água de refrigeração e fumos provenientes das chaminés;
- Calcular o excesso de calor anual verificado nestes equipamentos e traçar as curvas compostas para obter um perfil térmico do mesmo;
- Propor soluções para o aproveitamento de alguns casos de excesso de calor identificado;
- Estudar a viabilidade da implementação das soluções propostas.

1.3 Metodologia da Dissertação

A metodologia utilizada no desenvolvimento desta dissertação compreende as seguintes fases:

1. Revisão bibliográfica;
2. Recolha de dados;
3. Tratamento dos dados recolhidos;
4. Caracterização de alguns casos de estudo;
5. Estudo da viabilidade da aplicação das tecnologias estudadas na revisão bibliográfica;
6. Conclusões.

Numa primeira fase, realiza-se a revisão bibliográfica sobre o tema, dividindo-se em 2 secções: a primeira, que resume o estado energético atual do mundo e em particular de Portugal; e a segunda, onde é explicado o excesso de calor industrial, as tecnologias de aproveitamento e recuperação existentes e o potencial identificado noutros países. Esta revisão revelou-se bastante importante, uma vez que permitiu ter uma perceção global do tema, do que estava e poderia vir a ser feito.

Numa segunda fase, apresenta-se um breve resumo da história da Galp, mais precisamente da refinaria de Sines, para enquadramento no setor industrial. Fez-se também a recolha dos dados dos equipamentos onde existe excesso de calor.

O tratamento dos dados permitiu obter uma estimativa do excesso de calor anual existente, bem como a associação desse calor a diferentes níveis térmicos.

Numa quarta etapa, são propostos alguns casos de estudo para aproveitamento do excesso de calor anteriormente identificado.

Na quinta fase é feito um estudo de viabilidade de aplicação das alternativas propostas.

E por fim, na sexta etapa, são apresentadas as conclusões do trabalho.

1.4 Estrutura da Dissertação

A estrutura apresentada abaixo foi realizada com base nos objetivos previamente apresentados.

- O capítulo 1 inclui a contextualização do problema e motivação, os objetivos da dissertação e a presente estrutura;
- O capítulo 2 compreende uma revisão bibliográfica, na qual são abordados consumos energéticos, eficiência energética, excesso de calor, métodos de quantificação de excesso de calor, tecnologias de aproveitamento de excesso de calor e potencial identificado noutros países;
- O capítulo 3 apresenta um breve resumo da Galp e da Refinaria de Sines;
- O capítulo 4 inclui a quantificação do excesso de calor existente;
- O capítulo 5 contém alguns casos de estudo para o aproveitamento do excesso de calor, bem como estudos de viabilidade dos mesmos;
- O capítulo 6 apresenta as principais conclusões desta dissertação.

Por último, são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas na realização deste trabalho, bem como os anexos.

2. Estado da arte

Este capítulo é constituído por uma revisão bibliográfica que pretende dar conta do panorama energético português, bem como abordar conceitos, tecnologias e aplicações do tema em estudo.

2.1 Consumo de Energia

A procura energética tem aumentado significativamente nos últimos anos muito devido ao facto das populações dos países emergentes quererem melhorar o seu estilo de vida e beneficiar com o que a energia pode proporcionar. Assim, a produção de petróleo e gás natural deve aumentar para satisfazer a procura crescente (Zhu *et al.*, 2017). No entanto, e com a crescente preocupação ambiental com as emissões de gases com efeito de estufa, outras alternativas devem ser procuradas como o aumento da eficiência energética e o crescente uso de energias renováveis. Na Europa, em 2017, o setor industrial foi responsável por 25% do consumo de energia, tendo este mesmo parâmetro diminuído a uma taxa média anual de 1,3% entre 2005 e 2017 (European Environment Agency, 2017).

Na figura abaixo apresenta-se a evolução do consumo de energia primária no mundo, na Europa e em Portugal deste 1990. O consumo é dado pela soma da produção com as importações subtraindo as exportações. Define-se energia primária como a energia na forma em que é contabilizada pela primeira vez num balanço energético antes de qualquer transformação em formas de energia secundárias ou terciárias (U.S. Energy Information Administration, 2019).

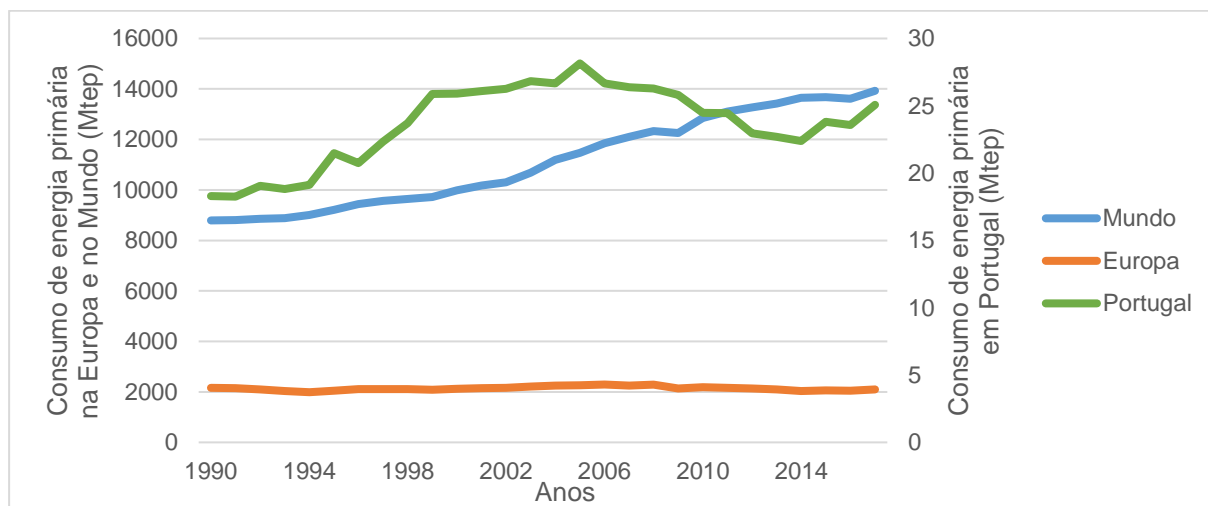


Figura 1-Evolução do consumo de energia primária no Mundo, na Europa e em Portugal (eixo da direita) desde 1990 (International Energy Agency, 2017) .

Na figura 1 o consumo de energia primária em Portugal, lido no eixo secundário, varia entre 18 e 28 Mtep. O consumo de energia primária tem vindo a aumentar nos últimos 27 anos, e este encontra-se fortemente relacionado com as emissões de gases com efeito de estufa, que são uma das principais causas das alterações climáticas.

Considerou-se também importante analisar o consumo de energia primária, em Portugal, consoante a sua origem seja fóssil ou renovável.

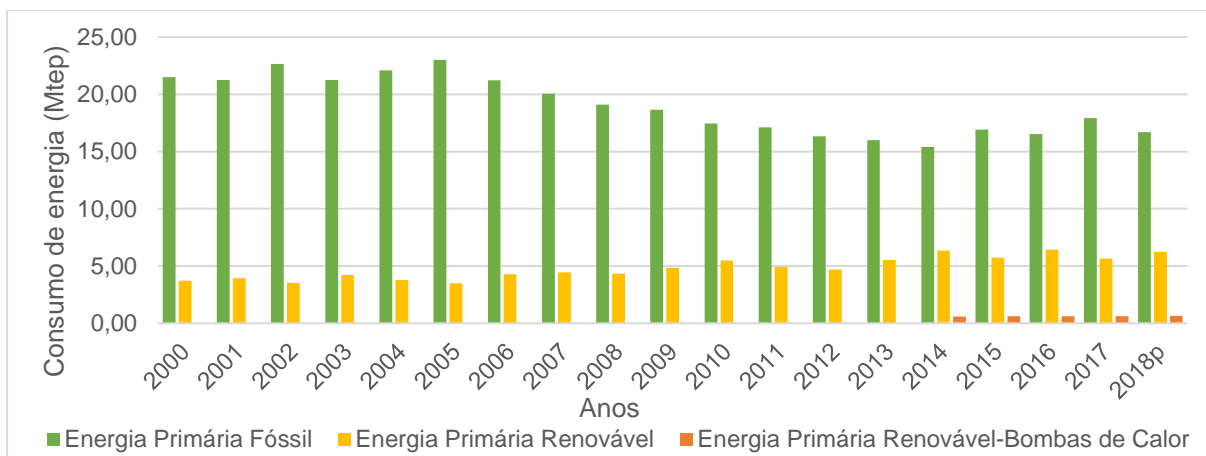


Figura 2-Consumo de energia primária fóssil e renovável (Direção Geral de Energia e Geologia, 2018).

Como se pode verificar pela figura 2, o consumo de energia primária em Portugal é maioritariamente constituído por energia fóssil. No entanto, e ao longo dos anos, o consumo de energia primária renovável tem aumentado, fruto da maior consciência ambiental e muito dependente das condições meteorológicas que influenciam a produção de energia hidroelétrica. A partir de 2014, as bombas de calor começaram a ser introduzidas e contabilizadas como energia primária renovável e, ainda que a representação desta tecnologia seja baixa até à data, representa um grande potencial.

A balança comercial portuguesa é negativa, o que torna a economia fortemente dependente da importação de energia primária, principalmente petróleo e gás natural. Também o crescente aumento do preço destes combustíveis conduziu a uma perda de competitividade das empresas portuguesas. Assim, a utilização mais eficiente da energia, associada à redução do seu consumo, é uma peça fundamental para a competitividade industrial e crescimento económico.

É também necessário analisar a intensidade energética, dada pela razão entre o consumo de energia primária e o produto interno bruto (PIB). Historicamente, o crescimento económico implica um aumento do consumo de energia, pelo que a análise da intensidade energética permite separar estas duas variáveis.

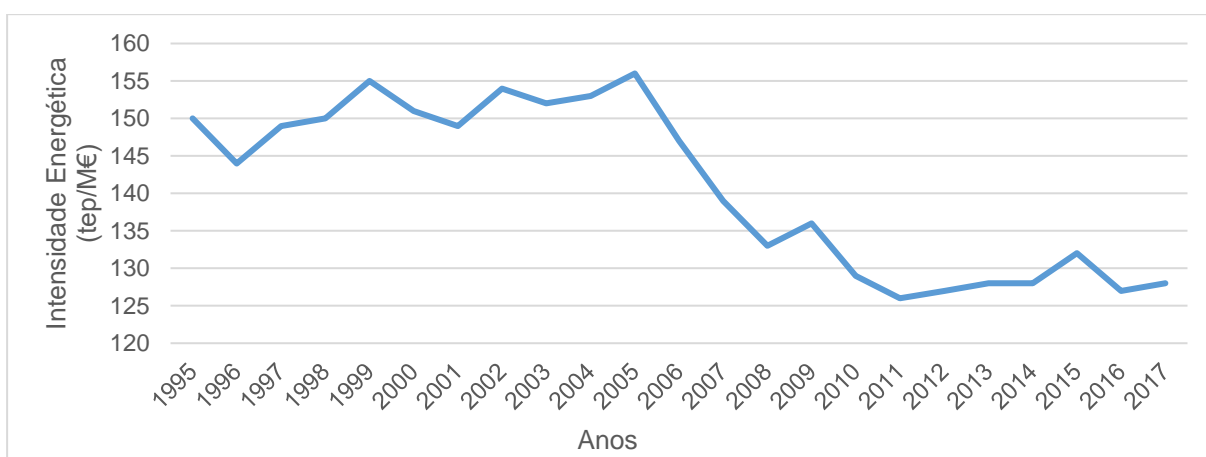


Figura 3-Evolução da intensidade energética em energia primária a preços constantes de 2011 (Direção Geral de Energia e Geologia, 2018).

Como se pode verificar pela figura 3, nos últimos 20 anos, a intensidade energética em energia primária tem maioritariamente vindo a diminuir, tendo sido entre 2005 e 2008 que Portugal inverteu a

tendência de aumento. O valor mais baixo foi registado em 2011, e correspondeu a 126 tep/M€₂₀₁₁. A intensidade energética é uma medida da eficiência energética da economia, ou seja, da quantidade de energia necessária para produzir uma unidade do PIB. Em 2017, Portugal foi o 15º país com a menor intensidade energética, cerca de 10% acima da média da UE-28 (Direção Geral de Energia e Geologia, 2019).

Considerou-se também importante avaliar a intensidade energética por setor de atividade ao longo do tempo, como se pode verificar na figura 4.

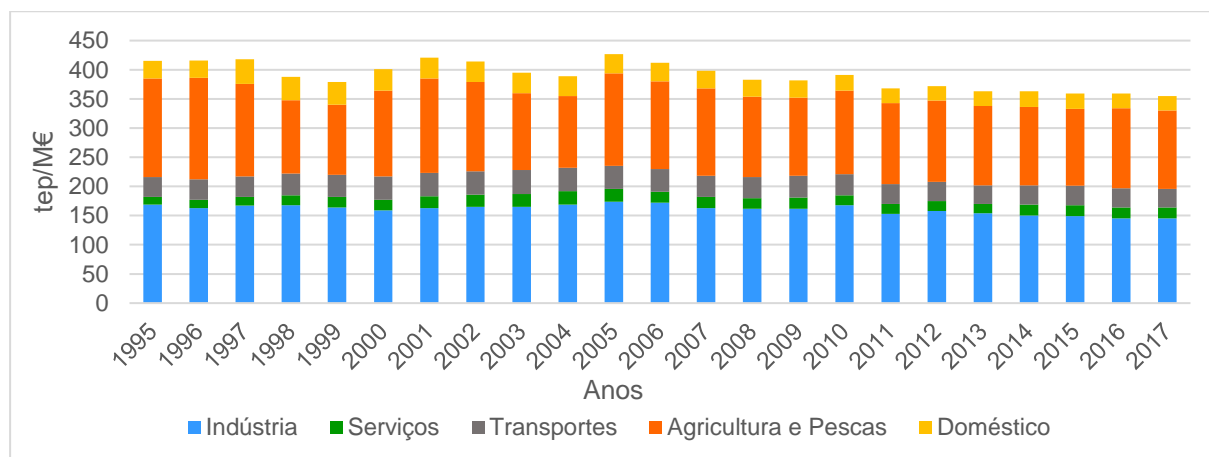


Figura 4-Evolução da intensidade energética por setor de atividade a preços constantes de 2011 (Direção Geral de Energia e Geologia, 2018).

Observando a figura 4 verifica-se que os setores de atividade com maior preponderância na intensidade energética são a indústria e a agricultura e pescas. Em 2017, o setor da indústria registou uma intensidade energética de 145 tep/M€₂₀₁₁ (-1% face a 2016), o setor da agricultura e pescas 134 tep/M€₂₀₁₁ (-5,6% face a 2016), o setor dos transportes 32 tep/M€₂₀₁₁ (-0,9% face a 2016), o setor doméstico 22 tep/M€₂₀₁₁ (-3,9% face a 2016) e o setor dos serviços 16 tep/M€₂₀₁₁ (-2,2% face a 2016).

O dióxido de carbono é o principal gás com efeito de estufa (GEE), tendo por isso um papel relevante nas alterações climáticas. A União Europeia é o terceiro maior emissor de gases com efeito de estufa, depois da China e dos Estados Unidos (Parlamento Europeu, 2018). A tendência mundial de redução das emissões de gases com efeito de estufa, também se verifica em Portugal, figura 5.

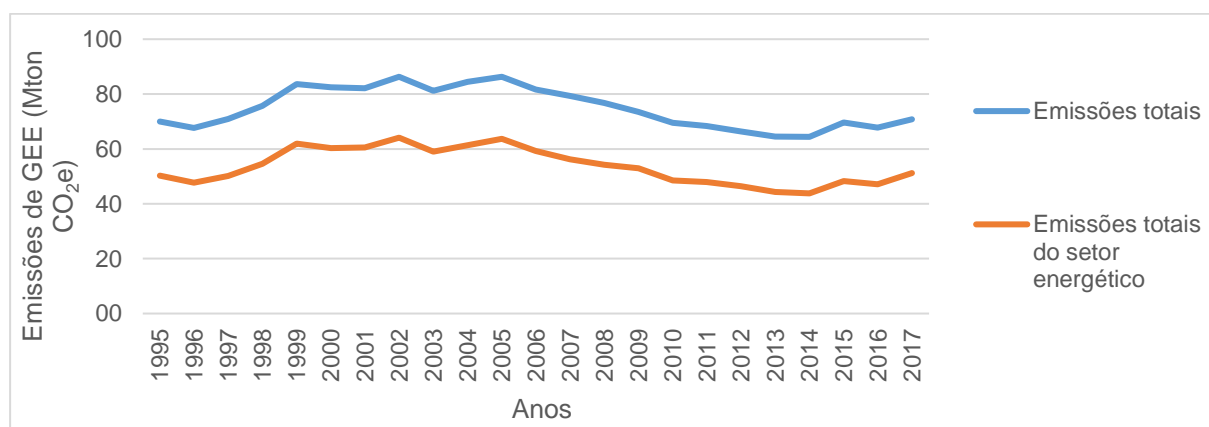


Figura 5-Evolução das emissões de gases com efeito de estufa (Direção Geral de Energia e Geologia, 2018).

A redução do consumo de energia primária, a partir da recuperação e aproveitamento do excesso de calor, permite também a diminuição das emissões de gases com efeito de estufa.

Assim, o uso mais eficiente da energia é fundamental para o desenvolvimento industrial e crescimento económico do país (Fernandes *et al.*, 2016), porque permite a diminuição da importação de combustíveis fósseis, o aumento da rentabilidade, por diminuição da fatura energética e ainda a redução das emissões.

2.2 Excesso de calor industrial

2.2.1 Definição

O excesso de calor industrial é o conteúdo calorífico de todas as correntes que é removido através de permutadores de calor ou dissipado para a atmosfera num determinado momento. Este calor ou parte dele pode ser usado interna ou externamente. O excesso de calor utilizável é a parte do excesso de calor que é possível utilizar no processo industrial ou como uma fonte de calor externa, de forma técnica e economicamente viável. A recuperação do excesso de calor pode ser usada internamente como forma de poupança de energia, externamente numa só indústria ou num grupo industrial ou ainda entre uma indústria e um sistema de aquecimento ou arrefecimento urbano (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2015).

Se o calor de um processo for usado externamente e não puder ser usado internamente como uma alternativa viável, designa-se por calor excedente branco. Se tiver origem em biomassa pode ser chamado calor excedente verde. Se o excesso de calor puder ser usado internamente, com viabilidade técnica e económica, designa-se por calor excedente preto. O termo de calor excedente verdadeiro é usado para descrever a quantidade de calor que é possível ser usada externamente, quando as oportunidades internas de recuperação de calor já foram aproveitadas. Isto significa que, se o calor não puder ser usado internamente, pode ser usado externamente em vez de ser desperdiçado, e assim contribui para a redução global de emissão de gases com efeito de estufa. Com esta definição, o calor excedente verdadeiro é, na prática, o mesmo que o calor excedente branco ou verde, definido anteriormente (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2015).

Neste âmbito, é importante determinar a quantidade de excesso de calor e o nível térmico correspondente.

2.2.2 Determinação do excesso de calor

Existem vários métodos para identificar o excesso de calor e são classificados em *top-down* ou *bottom-up*.

Na abordagem *top-down* parte-se do uso de energia primária e, assumindo pressupostos acerca da eficiência e distribuição do uso de energia, estima-se o potencial de excesso de calor dos vários setores. Este método dificilmente permite obter conclusões acerca do nível de temperaturas do excesso de calor e da sua disponibilidade.

Na abordagem *bottom-up* são usados questionários ou até mesmo medidas ou dados específicos de empresas representativas, e dependendo do nível de detalhe dos questionários, este método permite obter o potencial técnico para uma determinada unidade ou setor.

As duas abordagens também podem ser combinadas.

Um dos métodos mais utilizados para identificar oportunidades de poupança de calor é a integração de processos usando a análise do ponto de estrangulamento.

Esta metodologia de integração energética baseia-se na primeira e na segunda lei da termodinâmica. A primeira lei da termodinâmica fornece a equação de energia para calcular as variações de entalpia nas correntes que passam através de um permutador de calor e a segunda determina a direção do fluxo de calor.

Uma corrente é caracterizada por uma temperatura inicial, uma temperatura desejada e um calor. Chamam-se correntes quentes às correntes que cedem calor pois precisam de ser arrefecidas e/ou porque sofrem uma mudança de estado por libertação de calor. Por outro lado, as correntes frias são as que recebem calor porque precisam de ser aquecidas e/ou porque sofrem uma mudança de estado por absorção de calor (Fernandes *et al.*, 2016).

Para um dado processo, e para cada intervalo de temperaturas podem adicionar-se separadamente as variações de entalpia referentes às correntes quentes e frias, representando assim estas duas curvas compostas num gráfico Temperatura vs Potência Térmica Disponível. A curva composta quente é uma corrente hipotética resultante da combinação de todas as correntes quentes. Do mesmo modo, a curva composta fria é obtida pela combinação de todas as correntes frias.

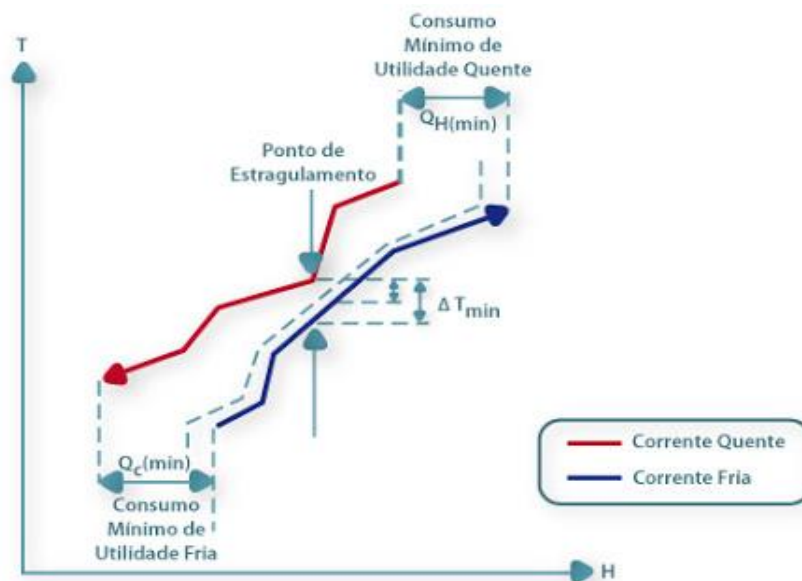


Figura 6-Representação das curvas compostas quente e fria (Portal de Laboratórios Virtuais de Processos Químicos, 2020).

A figura 6 representa simultaneamente as curvas compostas quente e fria e permite identificar (Relvas *et al.*, 2002):

- A quantidade máxima de energia que é possível recuperar por transferência de calor entre as correntes do processo, designado por $Q_{\text{recuperado}}$;
- A quantidade mínima de calor exterior a fornecer ao processo por uma utilidade quente, $Q_{Q,\min}$;
- A quantidade mínima de calor a retirar ao processo por uma utilidade fria, $Q_{F,\min}$;

- A localização do ponto de estrangulamento, para um dado ΔT_{\min} , que corresponde às temperaturas de maior aproximação das curvas compostas. Quanto menor for o valor de ΔT_{\min} , maior a possibilidade de recuperação de calor e, conseqüentemente, menor o consumo de utilidades exteriores, no entanto, a área de transferência de calor requerida será maior.

De salientar que, para a transferência de calor ser possível, é necessário que a curva composta quente seja, em toda a sua gama de temperaturas de integração, superior à curva composta fria.

A localização do ponto de estrangulamento permite a divisão do sistema em duas zonas termodinâmicas distintas. Na zona acima do ponto de estrangulamento, as correntes quentes transferem todo o calor disponível para aquecer as correntes frias e por isso esta zona denomina-se também por zona absorvedora de calor. Por outro lado, na zona abaixo do ponto de estrangulamento, as correntes frias são aquecidas por transferência de calor com as correntes quentes e qualquer excesso de calor é retirado através de uma utilidade fria, e como tal, esta zona é também designada como fonte de calor.

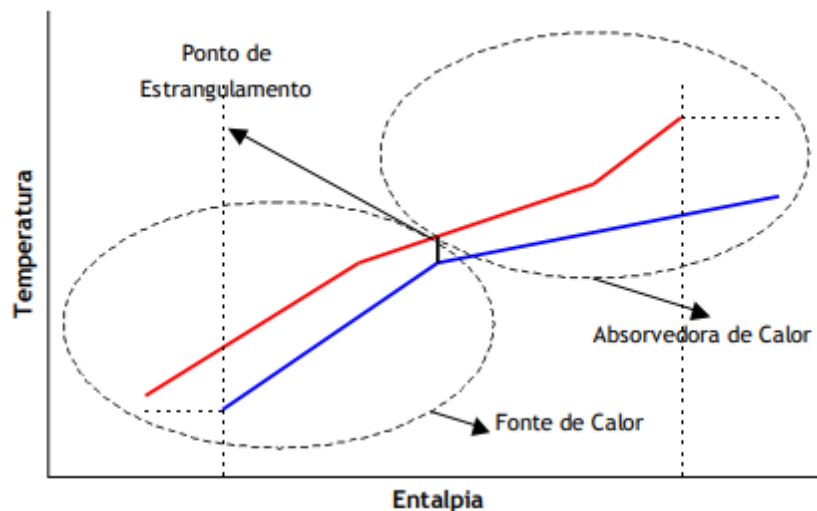


Figura 7-Representação do ponto de estrangulamento e regiões acima e abaixo do mesmo (Relvas et al., 2002).

Assim, para obter um processo com um consumo mínimo de utilidades devem respeitar-se as regras do ponto de estrangulamento:

- Não transferir calor através do ponto de estrangulamento;
- Não utilizar utilidades frias acima do ponto de estrangulamento;
- Não utilizar utilidades quentes abaixo do ponto de estrangulamento.

As curvas compostas permitem estabelecer os objetivos energéticos, mas não são uma ferramenta adequada para a escolha de utilidades. Para isso é necessário traçar a curva composta global a partir de temperaturas corrigidas (T') e dos valores de entalpia acumulados obtidos da cascata de calor.

2.2.3 Fontes de excesso de calor

Quando existe excesso de calor num processo e este não é recuperado, em geral, é necessário removê-lo. Este processo pode ser conseguido com recurso a utilidades frias, por exemplo, através de sistemas de arrefecimento com água de refrigeração, nos aeroarrefecedores ou através da libertação de fumos quentes das chaminés.

Numa torre de arrefecimento, a água de refrigeração quente proveniente, por exemplo, de um condensador, é introduzida no topo da torre por um distribuidor e posta em contacto com uma corrente ascendente de ar. Uma pequena parte desta corrente de líquido evapora-se para o ar, que aumenta ligeiramente a sua humidade, enquanto a temperatura do líquido diminui. Para manter o balanço de massa, a quantidade de água que é perdida para o gás é reposta do exterior, designando-se por água de compensação. A força motriz para a evaporação é a diferença de pressão de vapor da água e a sua pressão de vapor correspondente à temperatura húmida do ar. Esta operação é efetuada apenas com o objetivo de arrefecer a corrente líquida, sendo pequena a humificação sentida pelo ar (Azevedo and Alves, 2017). O arrefecimento da água envolve transferência simultânea de massa e de calor (Rosa, 2018).

As torres de arrefecimento dividem-se em torres com circulação natural (figura 8A) e torres com circulação mecânica (figura 8B) (Correia, 2018).

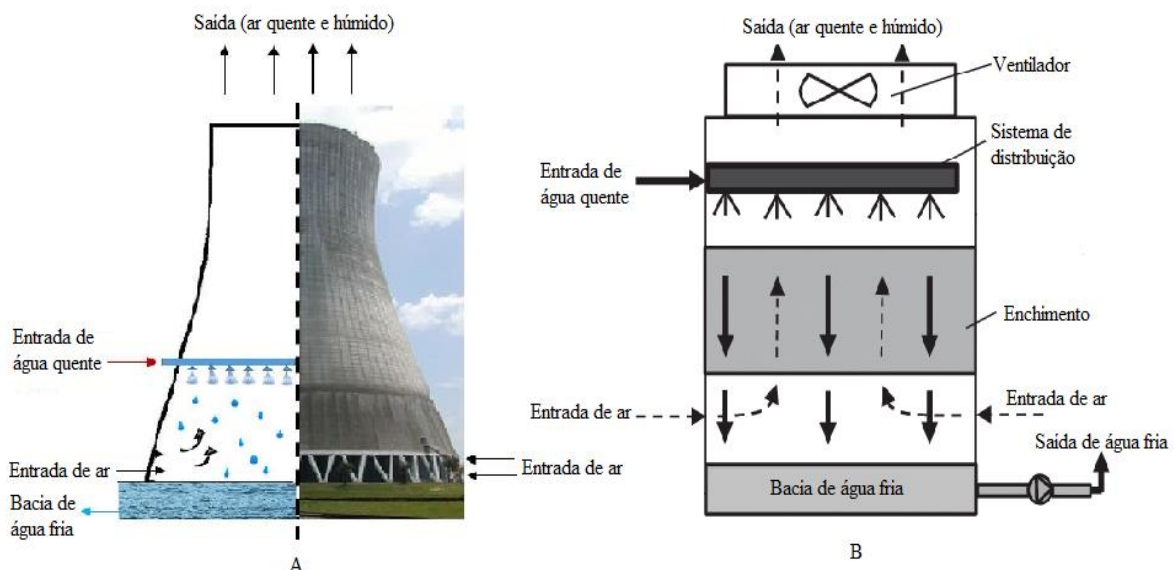


Figura 8-Torres de arrefecimento com circulação natural (A) e com circulação mecânica (B) (Afroz et al., 2017; Afshari and Dehghanpour, 2018).

Nas torres com circulação natural, a circulação do ar depende da diferença de densidade entre o ar frio que entra e o ar quente que sai. Para que sejam eficientes, estas torres têm de ser muito altas e só devem ser utilizadas em zonas em que a humidade e temperatura do ar ambiente sejam baixas (Correia, 2018).

As torres com circulação mecânica apresentam vantagens relativamente às de circulação natural nomeadamente pelo facto de, para a mesma capacidade, serem muito mais pequenas devido ao volume de ar introduzido pelo ventilador ser maior, aumentando a capacidade de refrigeração. Dividem-se em torres com circulação forçada e torres com circulação induzida. Nas torres com

circulação forçada, o ar é forçado a entrar na base da torre por ação de ventiladores, e existem alguns problemas associados com a recirculação do ar quente e húmido para o ventilador, o que conduz a uma diminuição do caudal de ar no topo e a uma diminuição da eficiência. Nas torres de circulação induzida, o ventilador encontra-se no topo da torre, contribuindo para uma boa distribuição do ar pelo enchimento e velocidade de ar elevada (Correia, 2018).

Um aeroarrefecedor é um equipamento cujo objetivo é promover a transferência de calor entre um fluido processual e o ar ambiente. Os aeroarrefecedores, apesar das fracas propriedades de refrigeração do ar, apresentam algumas vantagens como a disponibilidade ilimitada do ar ao longo do ano, a ausência de custos de aquisição do ar e ainda o facto de não existirem problemas associados ao descarte de ar quente no meio ambiente (Kröger, 2004).

Os aeroarrefecedores podem ser construídos em várias configurações, sendo a mais típica o permutador e o ventilador dispostos horizontalmente com um fluxo de ar vertical. Relativamente ao tipo de circulação existem dois tipos de aeroarrefecedores: os de circulação forçada e os de circulação induzida. Nos aeroarrefecedores de circulação forçada, o permutador fica por cima do ventilador (figura 9A) enquanto que nos aeroarrefecedores de circulação induzida, o permutador fica por baixo do ventilador (figura 9B) (Amercool Manufacturing Inc., 2020)

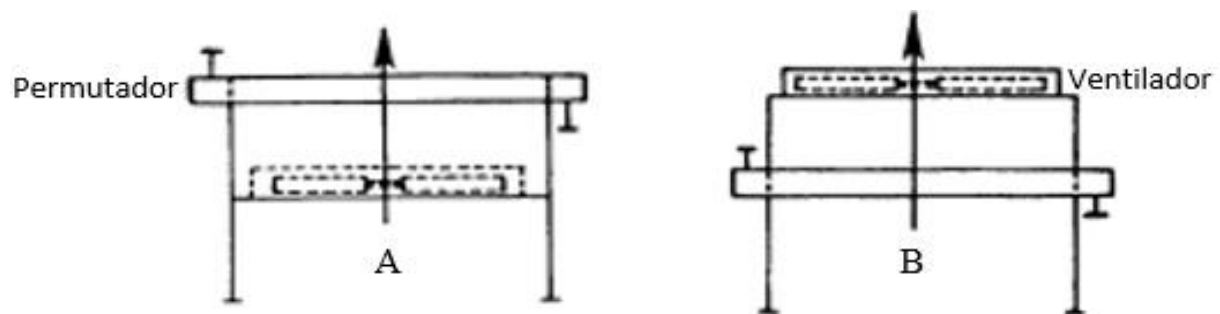


Figura 9-Aeroarrefecedores com circulação forçada (A) e com circulação induzida (B) (Amercool Manufacturing Inc., 2020).

A maioria dos aeroarrefecedores são de circulação forçada, uma vez que este tipo de circulação tem uma construção e manutenção mais fáceis. Neste tipo de aeroarrefecedores a potência necessária é também ligeiramente inferior uma vez que o volume de ar à entrada é mais baixo. Outra vantagem deste tipo de circulação prende-se com o facto do ventilador se encontrar na zona de entrada do ar, quando este ainda está à temperatura ambiente e não à saída, quando a temperatura é superior, o que torna a escolha do material menos crítica (Wermac, 2020).

No entanto, também os aeroarrefecedores de circulação induzida apresentam vantagens como a melhor distribuição do fluxo de ar através do permutador e a menor possibilidade de recirculação do ar quente como acontece nos aeroarrefecedores de circulação forçada, uma vez que o ar é expelido a uma velocidade superior comparativamente com a de entrada (Amercool Manufacturing Inc., 2020).

Também as chaminés, responsáveis pela dispersão de fumos na atmosfera, muitas vezes a altas temperaturas, são outro equipamento para eliminação do excesso de calor. A recuperação do calor, neste caso, passa pela promoção da troca de calor com uma carga fria ou água para a produção de vapor.

2.2.4 Tecnologias para aproveitamento e recuperação do excesso de calor

As tecnologias de aproveitamento e recuperação do excesso de calor podem ser agrupadas em 3 grupos: uso direto sem melhoria, uso após melhoria com bombas de calor e geração de energia.

2.2.4.1 Tecnologias tradicionais

As tecnologias tradicionais para recuperação de excesso de calor incluem a reutilização de calor no local onde é produzido, a utilização de permutadores de calor e a implementação de bombas de calor industriais.

A reutilização interna de calor baseia-se no aumento da recuperação de calor, gerando menos excesso de calor, através da introdução de novos métodos de integração de processos com vista ao aumento da eficiência energética. Um exemplo de um equipamento mais eficiente pode ser o SUPERHIDIC sugerido pela Toyo Engineering Corporation, que permite uma poupança energética de 50% comparativamente com colunas de destilação convencionais. Contrariamente ao que acontece na destilação convencional, em que é necessário fornecer calor ao ebulidor no fundo e remover calor no condensador de topo, na tecnologia SUPERHIDIC há a introdução de um condensador e de um ebulidor laterais, cujo efeito integrado com uma bomba de calor permite a poupança de energia. A pressurização da secção de retificação torna possível a transferência de calor em excesso do condensador lateral para o ebulidor lateral. A secção de *stripping* encontra-se acima da secção de retificação, o que permite a troca de calor interna. Esta tecnologia permite também a redução das emissões de CO₂ na ordem dos 40-75% comparativamente com a destilação convencional. Na figura 10 encontra-se uma representação da tecnologia SUPERHIDIC, que se encontra disponível para aplicação em várias unidades processuais de refinarias (Toyo Engineering Corporation, 2018).

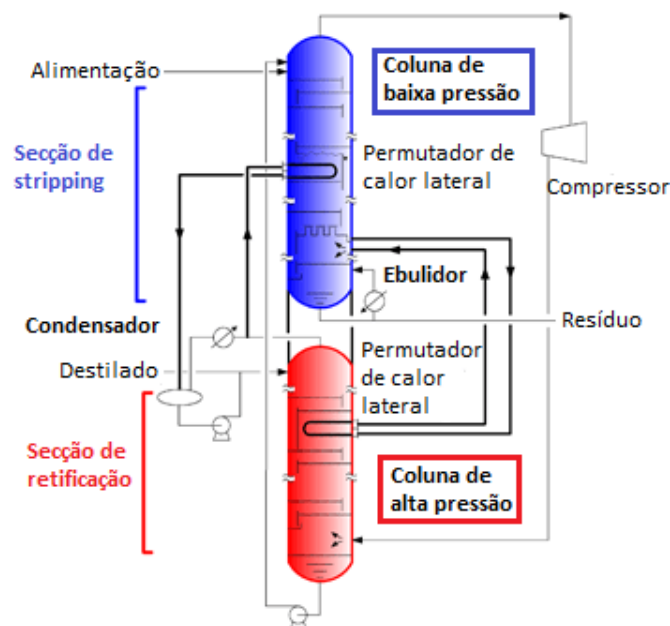


Figura 10-Esquema da tecnologia SUPERHIDIC (Toyo Engineering Corporation, 2018).

Os permutadores de calor são a tecnologia de recuperação de calor mais comum, e consistem num dispositivo que permite a transferência de calor entre dois fluidos através de uma superfície sólida. A transferência de calor dá-se por convecção e condução, fluindo o calor naturalmente das zonas de temperaturas mais elevadas, também designadas por fontes de calor, para as zonas de temperaturas mais baixas, ou recetores de calor. A escolha do tipo de materiais de construção dos permutadores de calor deve ter em atenção a gama de operação e as propriedades físicas dos fluidos envolvidos na transferência de calor.

As bombas de calor industriais (BCI) tornaram-se extremamente importantes no mundo como uma tecnologia para melhorar a eficiência energética e reduzir as emissões de CO₂. As BCI usam o calor excedente do processo como fonte de calor, promovendo-o a uma temperatura superior, de tal forma que possa ser utilizado noutra zona do processo para aquecimento ou pré-aquecimento. O aumento de temperatura típico é de 30 a 50°C.

Nos processos industriais, as necessidades de aquecimento encontram-se maioritariamente na gama de temperaturas entre os 90 e os 120°C, estando o calor residual muitas vezes a temperaturas de 30-60°C. Assim, as bombas de calor são tecnologias de extrema importância na redução do consumo de energia. Os refrigerantes mais comuns atualmente são os hidrofluorcarbonetos (HFCs), mas estão limitados a uma temperatura de distribuição de 80°C. Assim, a falta de refrigerantes no intervalo de temperaturas pretendido é um problema que deve ser resolvido com vista à implementação de bombas de calor industriais. Foram feitos testes usando R-134a, R-245fa, R-717, R-744 e hidrocarbonetos, tendo-se concluído que, excepto o R-744, o R-717 e os hidrocarbonetos que são refrigerantes naturais e apresentam um potencial de aquecimento global extremamente baixo, o R-134a e o R-245fa têm um potencial de aquecimento global elevado e prevê-se que a sua utilização seja regulada num futuro próximo por prevenção. Assim, é também necessário o estudo de refrigerantes alternativos com baixo potencial de aquecimento global.

A eficiência de uma bomba de calor pode ser dada pelo coeficiente de desempenho (COP), traduzido pela razão entre a quantidade de energia útil fornecida por unidade de energia gasta, segundo a expressão 2.1:

$$COP = \frac{Q_{condensador}}{W_{compressor}} \quad (2.1)$$

Os processos termodinâmicos mais importantes para bombas de calor industriais são:

- Ciclos de compressão fechados - acionado eletricamente ou acionado por motor a gás;
- Recompressão mecânica do vapor (MVR) ou recompressão térmica do vapor (TVR);
- Ciclo de sorção;
- Ciclo de absorção-compressão.

Ciclos de compressão mecânica:

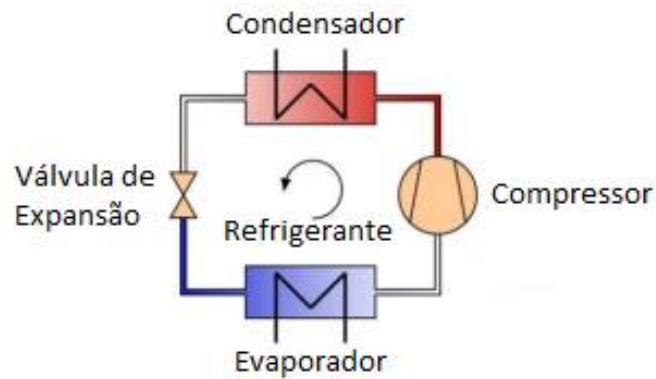


Figura 11-Esquema de um ciclo de compressão mecânica (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2014).

A figura 11 representa um ciclo fechado de compressão mecânica em que o refrigerante é sempre recirculado. O refrigerante entra no compressor em estado gasoso e é comprimido, o que também permite o aumento da temperatura. Chegado ao condensador, este é condensado, rejeitando o calor para o meio circundante. De seguida, e já na fase líquida, segue para uma válvula de expansão, onde a pressão e a temperatura diminuem devido ao efeito de estrangulamento. O refrigerante líquido entra então no evaporador, onde ao absorver calor, é evaporado.

Existem vários tipos de compressores e a escolha de cada tipo está relacionada com a quantidade de calor final. Os compressores do tipo espiral são usados para um *output* até 100 kW, os compressores do tipo pistão até 500 kW, os compressores do tipo parafuso-rotativo até 5 MW e os compressores centrífugos em sistemas de grandes dimensões, acima de 2 MW (U.S. Department of Energy, 2008).

Injeção de vapor:

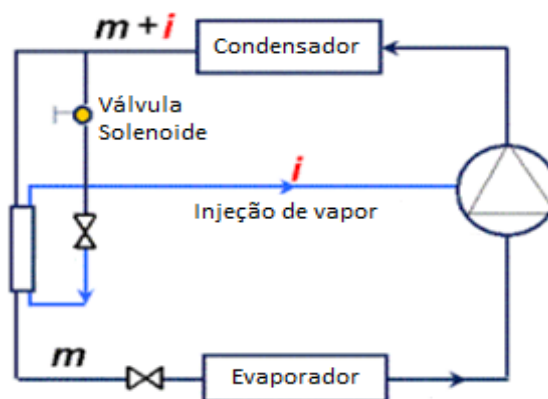


Figura 12-Esquema de um ciclo com injeção de vapor (Emerson Climate Technologies, 2012).

Num ciclo com injeção de vapor, como o representado na figura acima, o líquido saído do condensador é dividido em duas partes: uma pequena porção (i), que é expandida e segue para um permutador de calor de placas, e a maior porção (m), que é arrefecida no permutador de calor enquanto evapora e sobreaquece a outra porção do fluido. Este permutador de calor, também designado por economizador, atua como sub-arrefecedor para a porção principal (m) e como evaporador para a

porção mais pequena (i). À saída do permutador, a porção mais pequena (i) encontra-se no estado de vapor sobreaquecido e é injetada no andar intermédio do compressor, aumentando a sua eficiência. O arrefecimento adicional da maior porção (m) permite um aumento de capacidade do evaporador. Este ciclo oferece como vantagem maior capacidade de arrefecimento e um coeficiente de desempenho melhor comparativamente com um ciclo convencional (Emerson Climate Technologies, 2012).

Bombas de calor de absorção:

Contrariamente ao que acontece numa bomba de calor mecânica que opera a eletricidade, a bomba de calor de absorção opera a energia térmica. Este tipo de bombas de calor é bastante interessante do ponto de vista económico quando existe uma fonte de energia térmica de baixo custo a temperaturas de 100-200°C (Fernandes *et al.*, 2016).

A base destes ciclos é o facto do ponto de ebulição de uma mistura ser superior ao correspondente ponto de ebulição de um fluido de trabalho volátil e puro. É comum a utilização do sistema água (meio absorvente) - amónia (refrigerante) ou água - brometo de lítio (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2014).

A energia térmica é fornecida ao desabsorvedor, o que faz com que o fluido refrigerante evapore do meio absorvente. Por sua vez o meio absorvente, através de uma válvula, é direcionado ao absorvedor, onde ocorre a absorção do fluido refrigerante gasoso, e provoca a libertação de calor. A mistura é redirecionada ao desabsorvedor através de uma bomba. O fluido refrigerante gasoso, separado no desabsorvedor entra no condensador, onde após a condensação, existe libertação de calor e o fluido refrigerante líquido segue por uma válvula de expansão para o evaporador. Com o fornecimento de calor, ocorre a evaporação do fluido refrigerante que segue para o absorvedor onde será novamente adicionado com o meio absorvente (Fernandes *et al.*, 2016).

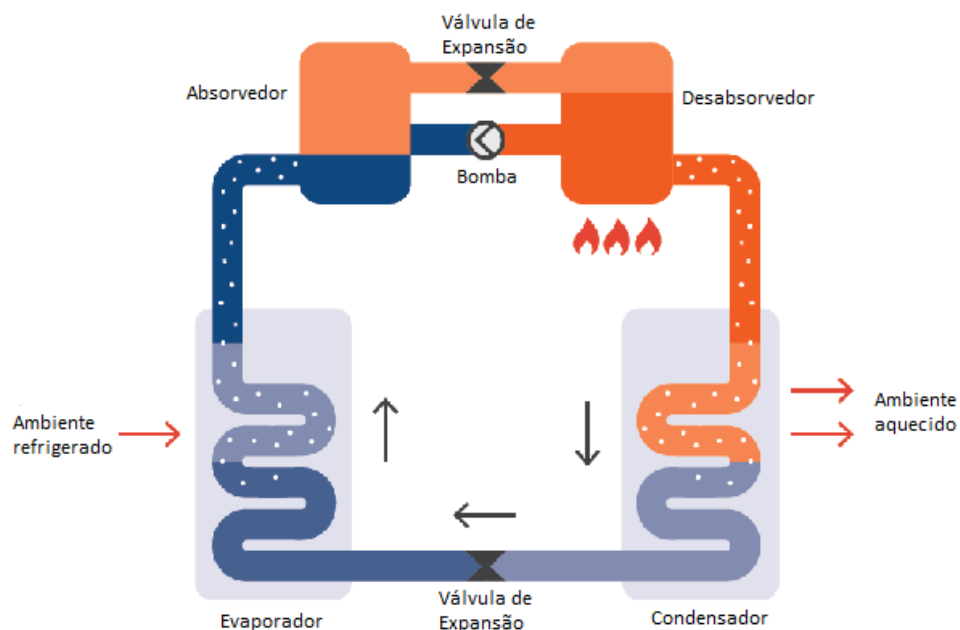


Figura 13-Esquema de uma bomba de calor de absorção (Tzekova, 2016).

Bombas de calor de absorção-compressão:

Este tipo de bombas de calor combina partes substanciais do processo de absorção e compressão, uma vez que utiliza uma mistura de absorvente e refrigerante e um compressor. Uma diferença importante é o facto do absorvedor e do desabsorvedor estarem colocados ao contrário do que se verifica na bomba de calor de absorção, ou seja, a dessorção ocorre a baixas temperatura e pressão e a absorção a altas temperatura e pressão (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2014). As principais vantagens das bombas de calor de absorção-compressão são a redução do tamanho e da potência necessária no compressor, coeficientes de transferência de calor elevados e fluidos de trabalho que não destroem a camada de ozono (Bergland, 2015).

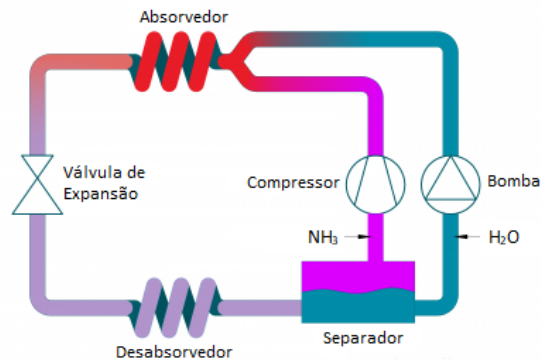


Figura 14-Esquema de uma bomba de calor de absorção-compressão (Industrial Heat Pumps, 2020).

Recompressão mecânica de vapor (MVR):

A recompressão mecânica de vapor é uma tecnologia que permite aumentar a pressão e a temperatura dos gases residuais, o que permite a reutilização do calor. Existem várias configurações possíveis, no entanto, a mais comum é um tipo de sistema semiaberto, no qual o vapor é comprimido diretamente, seguindo depois para um condensador (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2014).

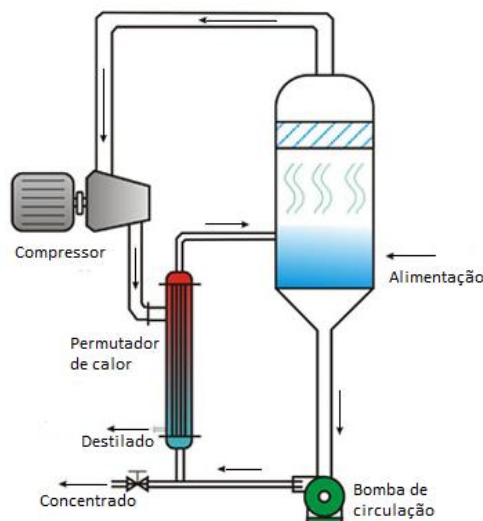


Figura 15-Esquema de uma recompressão mecânica de vapor (3R Technology, 2020).

Recompressão térmica de vapor (TVR):

Na recompressão térmica de vapor, o vapor é comprimido num ejetor e, contrariamente ao sistema MVR, não é necessário o uso de energia mecânica. Esta tecnologia apresenta inúmeras aplicações, nomeadamente quando existe uma diferença significativa entre o preço do combustível e da eletricidade (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2014; Fernandes *et al.*, 2016).

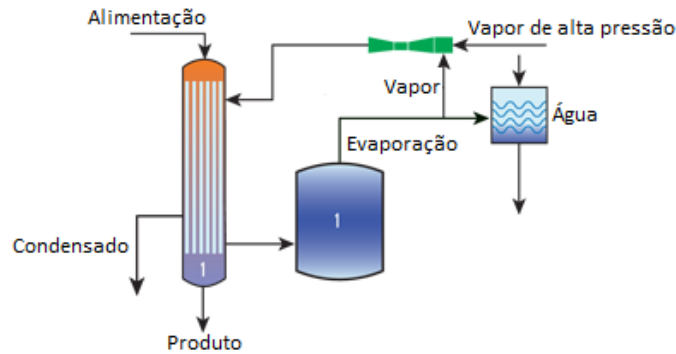


Figura 16-Esquema de uma recompressão térmica de vapor (Dedert, 2020).

2.2.4.2 Uso externo do excesso de calor

Atualmente, as principais aplicações para o uso externo do excesso de calor são o aquecimento e arrefecimento urbano, o aproveitamento em estufas e a produção de energia.

Em países com grandes sistemas de aquecimento urbano, o excesso de calor industrial é utilizado, há vários anos, para aquecer esses sistemas. Um desses países é a Suécia, em que os níveis típicos de temperatura nos sistemas de aquecimento urbano são de 90-110°C e de 40-60°C no retorno. Verificou-se que a quantidade total anual de calor fornecida nos sistemas de aquecimento urbano no país é de 45-50 TWh/ano, onde aproximadamente 4 TWh/ano provinha de excesso de calor (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2015).

Relativamente ao arrefecimento urbano, o princípio é o mesmo do aquecimento urbano, ou seja, distribuir água de arrefecimento num tubo para espaços que precisem de arrefecimento.

Para temperaturas muito baixas (<50°C), o excesso de calor pode ser usado para aquecimento de estufas. Existem inclusive projetos onde, para além do excesso de calor industrial é também exportado CO₂.

Apesar da produção de energia elétrica com excesso de calor ser uma tecnologia tradicional, é ainda muito pouco aplicada. O excesso de calor a altas temperaturas torna-se bastante económico, mas a baixos e médios níveis de temperatura, é necessário um preço de energia elevado e fortes regulamentações da emissão de gases com efeito de estufa para tornar a tecnologia economicamente interessante.

2.2.4.3 Tecnologias emergentes de utilização do excesso de calor

Dentro das tecnologias emergentes salientam-se as novas tecnologias de produção de eletricidade, a turbina de vapor, os sistemas de secagem e a captura e armazenamento de carbono.

O ciclo de *Rankine* orgânico (CRO) é uma tecnologia muito promissora na conversão de energia térmica de baixa e média temperatura em eletricidade, como a recuperação do excesso de calor com temperaturas superiores a 150°C, de acordo com o *Excess Heat Inventory 2017*. Consiste num ciclo termodinâmico em que o fluido de trabalho muda de fase: o fluido orgânico vaporiza após recuperar calor do evaporador e segue para uma turbina ligada a um gerador. O fluido segue então para o condensador e passa depois por uma bomba, fechando o ciclo termodinâmico, como se pode verificar na figura 17.

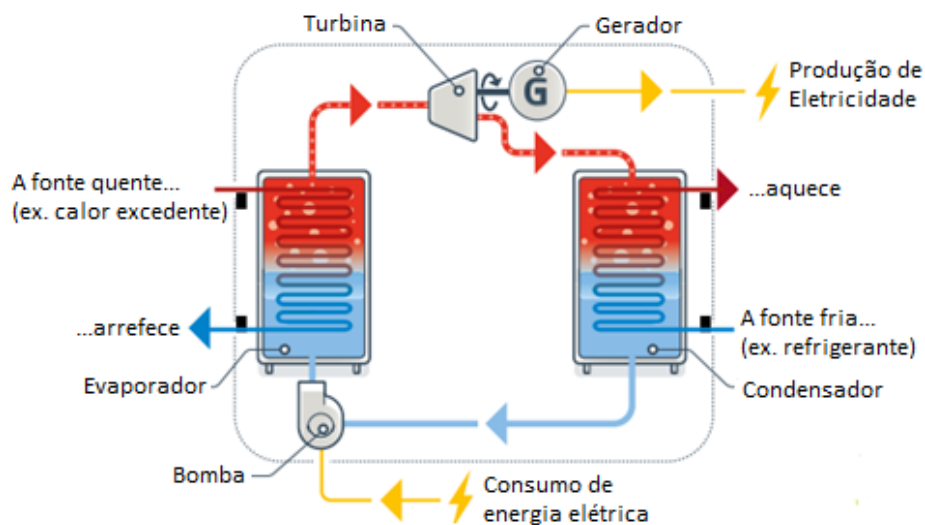


Figura 17-Esquema do ciclo de Rankine orgânico (ADEME, 2017).

O princípio é muito semelhante ao do ciclo de Rankine com vapor, no entanto, uma vantagem da utilização de um fluido orgânico prende-se com a sua capacidade de reciclar uma fonte quente a baixas temperaturas (abaixo de 400°C), uma vez que o fluido orgânico apresenta um ponto de ebulição mais baixo que o da água. Outra vantagem da utilização de fluidos orgânicos é a razão de volume do fluido de trabalho na saída e entrada da turbina, que pode ser até uma ordem de grandeza inferior comparativamente com a água e que permite o uso de turbinas mais simples e baratas (Rogers and Mayhew, 1992). Comparativamente com o vapor de água, os fluidos usados nos ciclos de Rankine orgânicos têm uma massa molecular mais alta, o que permite designs mais compactos, com maior caudal mássico e maior eficiência da turbina (80-85%). No entanto, como o ciclo funciona a temperaturas mais baixas, a eficiência geral é de apenas 10 a 20%, dependendo da temperatura do condensador e do evaporador, o que seria de esperar pois os ciclos de baixa temperatura são sempre menos eficientes que os ciclos de alta temperatura (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2015).

Parte da dificuldade da utilização de CRO está na escolha do fluido de trabalho orgânico mais apropriado, o que está relacionado com as suas propriedades termodinâmicas, e que assim, afetam o rendimento do ciclo (Saleh *et al.*, 2007).

A curva de saturação do fluido de trabalho é a característica mais importante num CRO, uma vez que influencia a aplicabilidade do fluido, a eficiência do ciclo e a disposição do equipamento. O fluido de trabalho pode ser classificado em três categoriais: fluidos húmidos, secos ou isentrópicos. Os fluidos húmidos como a água necessitam de ser sobreaquecidos, enquanto que os secos ou isentrópicos não necessitam (Chen, Goswami and Stefanakos, 2010).

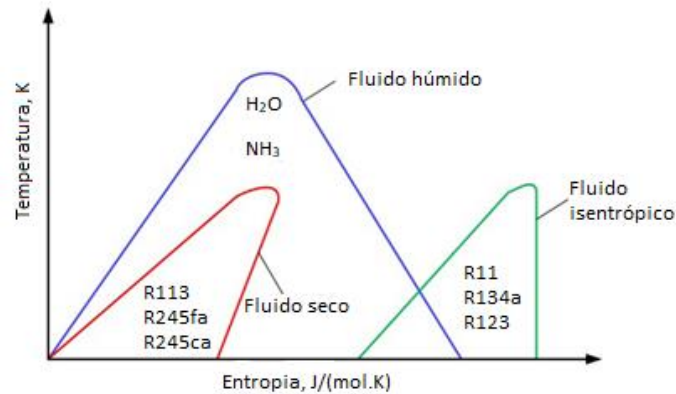


Figura 18-Diagrama T-s evidenciando as diferenças entre fluidos de trabalho secos, húmidos e isentrópicos (Zhou, Dede and Joshi, 2016).

Os fluidos de trabalho isentrópicos e secos são os mais recomendados para CRO, uma vez que evitam a formação de gotículas líquidas nas pás da turbina durante a expansão. No entanto, se o fluido for muito seco, o vapor expandido deixará a turbina com um sobreaquecimento substancial, o que provoca desperdício e aumenta a carga de arrefecimento no condensador (Chen, Goswami and Stefanakos, 2010). De acordo com Hung *et al.* os fluidos isentrópicos são os mais adequados para recuperar calor excedente de baixa temperatura.

Em fábricas que possuam uma rede de vapor, é frequente observarem-se diferentes níveis de pressão. Com uma turbina de vapor é, então, possível recuperar parte da energia libertada devido à redução de pressão para a produção de eletricidade.

Atualmente, alguns sistemas de secagem podem utilizar o calor excedente existente em algumas zonas do processo. A secagem de carvão e a secagem de biomassa são alguns exemplos dessa aplicação. O teor de humidade no carvão é uma variável de extrema importância e que afeta bastante a eficiência do processo. A secagem do carvão pode ser feita recorrendo a calor excedente de baixa temperatura. No caso da biomassa, a secagem pode ser realizada com vários tipos de excesso de calor, como ar quente, gases de combustão ou vapor. A secagem com ar quente pode ocorrer em secadores de correia, onde o ar é aquecido com excesso de calor industrial, sendo que a temperatura mínima deve ser de 65°C. Na secagem com gases de combustão, por norma estes são usados na caldeira de recuperação. A temperatura de entrada é alta, entre os 250-400°C e a de saída pode ser, na combustão de gás natural, no mínimo 80°C. A secagem com vapor geralmente ocorre a uma pressão elevada com o intuito de utilizar, para aquecimento, o calor latente na mistura evaporada, aumentando a eficiência geral.

Uma oportunidade para a redução de emissões de gases com efeito de estufa na indústria é a captura e armazenamento de carbono. Esta tecnologia permite capturar o CO₂, transportá-lo para um local apropriado e armazená-lo de forma segura e permanente.

De acordo com a base de dados da Agência Internacional de Energia das emissões de GEE cerca de 638 refinarias pelo mundo emitem 798 milhões de toneladas de CO₂ por ano, contribuindo a refinaria de Sines com 2,3 milhões de ton de CO₂ por ano (International Energy Agency, 2008).

Existem três tecnologias para a captura do dióxido de carbono, dependendo do momento no processo em que a captura ocorre: pós-combustão, oxi-combustão e pré-combustão. De entre as várias tecnologias, a captura na pós-combustão é o processo mais simples e de aplicação mais fácil, estando já disponível comercialmente na indústria petrolífera. No entanto, é também o mais caro pois necessita de muita energia (Chalmers and Gibbins, 2007).

Um dos métodos mais usados na captura de CO₂ por pós-combustão é a absorção por solventes químicos (por exemplo, soluções de aminas), e esta baseia-se na natureza reversível de uma reação ácido-base entre um solvente aquoso alcalino e um gás rico em CO₂. Após o arrefecimento do gás de combustão, este é colocado em contacto com o solvente no absorvedor, que opera a temperaturas entre 40-60°C. O gás de combustão é posteriormente sujeito a uma lavagem com água para remover qualquer vestígio de solvente que possa ter ficado. O solvente quimicamente ligado ao CO₂ é bombeado para o topo de uma coluna de *stripping* (ou coluna de regeneração), através de um permutador de calor e a regeneração do solvente é realizada a temperaturas elevadas (100-140°C) e a baixa pressão. É fornecido calor ao ebulidor para manter as condições de regeneração, necessárias para que ocorra a dessorção do CO₂ e para a produção de vapor que atua como gás de *stripping*. O vapor é recuperado no condensador e devolvido à coluna de regeneração sob a forma de refluxo, enquanto o gás rico em CO₂ sai da coluna. O solvente regenerado é bombeado de volta ao absorvedor (Metz *et al.*, 2005). Por norma, os solventes mais testados e usados atualmente são à base de aminas, como no exemplo da figura 19.

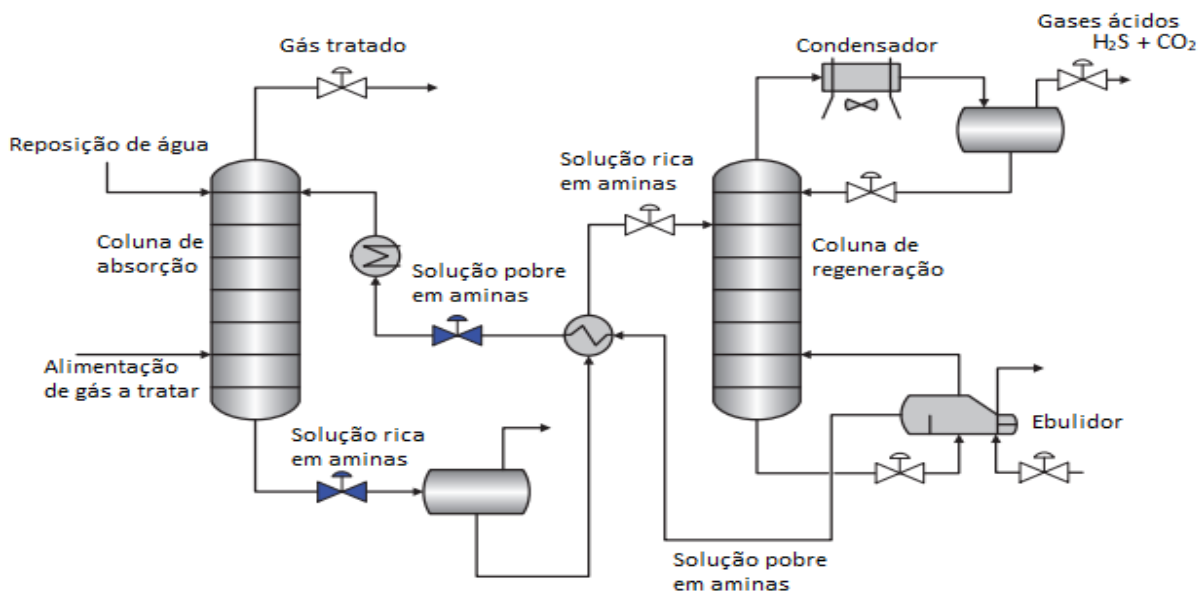


Figura 19-Esquema de captura de CO₂ por absorção química (Metso, 2011).

O excesso de calor pode desempenhar um papel importante pois o custo de aquecimento na dessorção, se for feito com aquecimento primário, representa cerca de 40 a 65% dos custos totais do sistema, incluindo a distribuição e armazenamento. O excesso de calor pode ser usado para cobrir

parcial ou totalmente a necessidade de calor nesta parte do processo, o que reduz significativamente o custo (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2015)

2.2.5 Potencial de excesso de calor identificado em vários países

2.2.5.1 Noruega

Um estudo feito na Noruega em 2009 estimou que a quantidade total de calor excedente no país era de 19,2 TWh/ano, com base em cerca de 63% das indústrias norueguesas que usam energia e em mais de 4 instalações de incineração de resíduos, que representam mais de 50% da capacidade de incineração do país. Na tabela abaixo encontram-se os intervalos de temperatura do excesso de calor, a quantidade disponível e a fração correspondente, de acordo com o estudo efetuado. Determinou-se ainda que a indústria química, que inclui a refinação, representa 16,5% do calor excedente com 3,162 TWh/ano (Enova, 2009).

Tabela 1-Níveis de temperatura e correspondente disponibilidade de excesso de calor na Noruega (Enova, 2009).

Intervalo de temperatura	Calor excedente disponível em TWh/ano	Fração do calor excedente total
>140°C	7,0	37%
60-140°C	3,1	16%
40-60°C	5,8	30%
25-40°C	3,3	17%

2.2.5.2 Dinamarca

Em 2002, num estudo baseado num questionário relativo ao uso de energia, com cobertura de cerca de 35% da indústria, foi identificado um potencial de 2 TWh/ano, correspondente a cerca de 17,2% do uso de energia. Desses 2 TWh/ano, estima-se que a recuperação de 0,64 TWh/ano seja viável com um período de retorno médio de 2,4 anos (Mikkelsen, 2002).

Uma análise mais recente à indústria, em 2013 permitiu concluir que o potencial de recuperação de calor, com um período de recuperação inferior a 4 anos, era de 2,5 TWh/ano, sendo que 78% desse valor é recuperado em bombas de calor (Viegand Maagøe, 2013).

Nos últimos 2-3 anos, novos investimentos têm sido usados para a aplicação do excesso de calor industrial no sistema de aquecimento urbano. Isto deve-se ao facto da redução da tributação na utilização de excesso de calor e ao aumento do custo marginal de produção de calor nos sistemas de aquecimento urbano devido aos baixos preços da eletricidade na rede (grande quantidade de energia eólica).

2.2.5.3 Alemanha

Um relatório alemão indica um potencial de excesso de calor disponível no setor industrial correspondente a 87,8 TWh/ano. Os dados são baseados em estatísticas sobre o consumo de energia primária na indústria, estudos detalhados de outros países e em estimativas, uma vez que não existem dados disponíveis sobre o excesso de calor industrial. O relatório estima ainda que o potencial de

excesso de calor identificado corresponde a cerca de 18% do consumo de energia do país (Institute for Energy and Environmental Research, 2010).

2.2.5.4 Áustria

Um relatório austríaco de 2012 estima que o potencial de recuperação de calor excedente no país seja de 15 TWh/ano, sendo 2,246 TWh/ano correspondentes à indústria química (KPC, 2012).

2.2.5.5 Suíça

Estima-se que em 2012 a quantidade de calor excedente disponível seja de cerca de 2 TWh/ano e que seja possível recuperar 1,5 TWh/ano (Industrial Energy-Related Technologies and Systems, 2015).

2.2.5.6 Reino Unido

A quantidade de excesso de calor estimada na indústria de processos do Reino Unido em 2010 tem um potencial técnico de cerca de 10-20 TWh/ano (McKenna and Norman, 2010). No entanto, estudos mais antigos mostram um potencial bastante superior, de 70 TWh/ano em 1994 (Ammar *et al.*, 2012). Pensa-se que esta diferença deve estar relacionada com a melhoria de eficácia energética verificada na indústria bem como o encerramento de um número significativo de empresas no país desde 1994. Segundo o estudo de 2010, a indústria química apresenta um potencial de 2,5 TWh/ano se a recuperação for elevada e de 1,4 TWh/ano se a recuperação for baixa, sendo que o calor excedente se encontra entre os 100 e os 500°C (McKenna and Norman, 2010).

Um outro estudo de 2014 identifica um potencial técnico de 11 TWh/ano, e indica uma possível redução de emissões de CO₂ na ordem de 2,2 milhões de toneladas de CO₂ por ano (Besseling and Pershad, 2014).

2.2.5.7 Canadá

Foi elaborado um estudo no Québec em 2011 que relata um potencial total de 76 TWh/ano, correspondendo 15,22 TWh/ano a refinarias de petróleo. Desses 15,22 TWh/ano perdidos na forma de uma corrente gasosa, 7,25 TWh/ano são perdidos a uma temperatura inferior a 177°C, e 7,97 TWh/ano são perdidos a uma temperatura superior a 177°C (Niget, 2011). Considerando o total de calor excedente que é possível recuperar, o estudo refere ainda que as emissões de gases com efeito de estufa seriam reduzidas em 13,9 milhões de toneladas de CO₂ equivalente por ano.

2.2.5.8 Estados Unidos da América

Em 2008, o potencial de excesso de calor identificado nos Estados Unidos da América foi de 428 TWh/ano, agrupado de acordo com as gamas de temperatura apresentadas na figura 20 (U.S. Department of Energy, 2008).

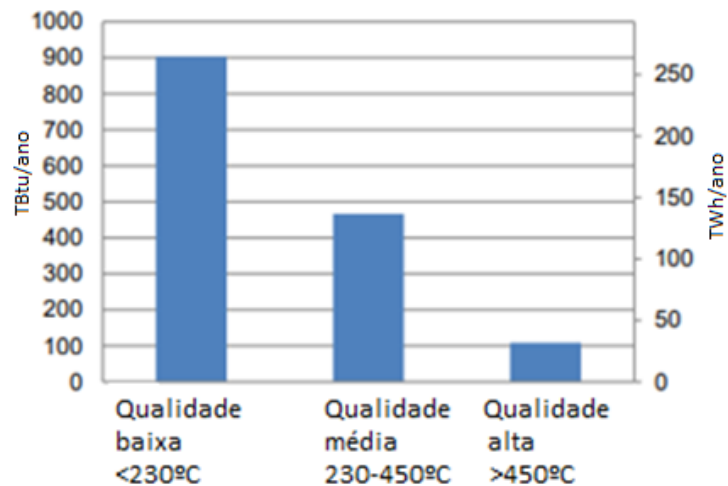


Figura 20-Quantidade de excesso de calor disponível para cada nível de temperatura (U.S. Department of Energy, 2008).

2.2.5.9 França

Uma investigação francesa de 2012 acerca do excesso de calor industrial, com uma cobertura de 70% das atividades industriais com necessidade de energia, estimou um excesso de calor de 100 TWh/ano numa gama de temperaturas entre 40 e 250°C (Berthou and Bory, 2012).

Um estudo mais recente, de 2017, identificou que o excesso de calor no país era de 109,5 TWh/ano, sendo a distribuição por setores de acordo com a figura 21 (ADEME, 2017).

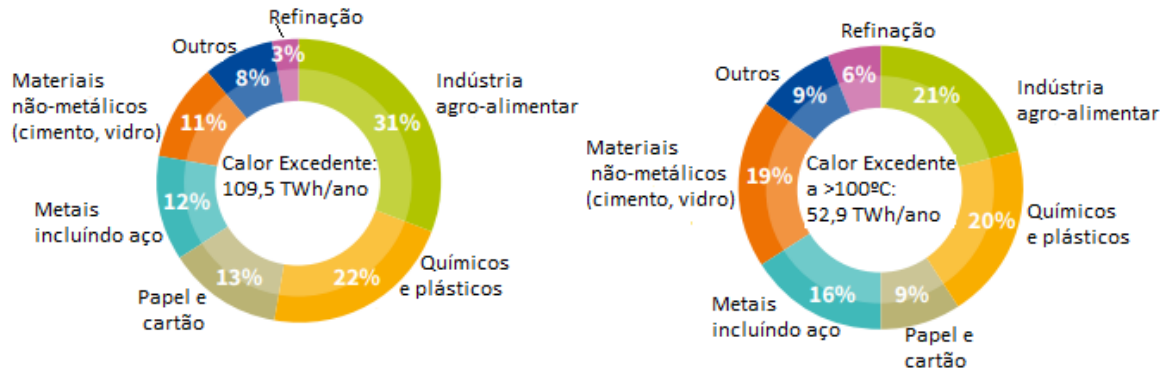


Figura 21-Distribuição do excesso de calor por indústria em 2017 (ADEME, 2017).

3. Enquadramento da empresa

O grupo Galp encontra-se presente nos seguintes segmentos de negócio (Galp, 2020):

- Exploração e Produção, incluindo mais de 50 projetos em 6 países;
- Refinação e Distribuição, onde o petróleo é transformado nas refinarias de Sines e Matosinhos que possuem em conjunto uma capacidade de processamento de 330 mil barris por dia e distribuído para a Península Ibérica e exportado dentro e fora da Europa;
- *Gas & Power*, que incorpora atividades de aprovisionamento, distribuição e comercialização de gás natural, que têm vindo a ser integradas com a produção e comercialização de eletricidade.

3.1 Refinaria de Sines

A refinaria de Sines tem atualmente uma capacidade de destilação de aproximadamente 220 mil barris por dia, sendo por isso a principal refinaria de Portugal e responsável por aproximadamente 70% do total da capacidade de refinação (Galp, 2020b).

A refinaria de Sines iniciou a sua produção em 1978 com a fábrica I de *hydroskimming* simples, adaptada à procura existente na altura: gás propano e butano, jet de aviação, gasóleo e uma grande fração de fuel. No início dos anos 90 foi iniciada a construção da fábrica II orientada para a produção de gasolinas, um grande investimento que integrava a construção do FCC e do complexo de alquilação, tendo iniciado funções em 1994. A alteração das especificações dos combustíveis nomeadamente ao teor do enxofre do gasóleo e gasolina levaram à construção e modernização de algumas das unidades existentes. Em 2008 iniciou-se a produção de gasóleo com 10 ppm de enxofre. A central de cogeração a gás natural, para além dos benefícios ambientais da produção de eletricidade a partir de um combustível mais limpo, colmatou as necessidades de vapor de água e tornou a refinaria fornecedora de energia elétrica à rede nacional. Dando resposta a novos perfis de consumo de combustíveis, foi comissionada em 2013 uma unidade de *hydrocracking*, orientada para a produção de gasóleo e jet de aviação. Portugal passou, assim, a ser exportador de gasóleo, o que constituiu um grande impacto na balança comercial do país. Num mercado extremamente exigente e competitivo a procura da excelência é motor de progresso, e a refinaria passou, a partir de 2017, a incorporar biocombustível hidrogenado – HVO (*Hydrotreated Vegetable Oils*) no gasóleo rodoviário, obtendo um gasóleo final semelhante ao de origem fóssil. Esta incorporação representa uma redução efetiva de cerca de 100 mil toneladas de CO₂ emitidas por ano (Energiser, 2018).

Em 2015, a refinaria produziu 11 261 kton de produtos acabados, de acordo com a distribuição da figura 22. Relativamente ao tipo de crudes processados, a refinaria de Sines utilizou em 2015, 44% do tipo *Heavy Sour*, que é um crude com maior teor de enxofre e 56% do tipo *Light Sweet*, que contém um teor de enxofre mais reduzido (Galp, 2015).

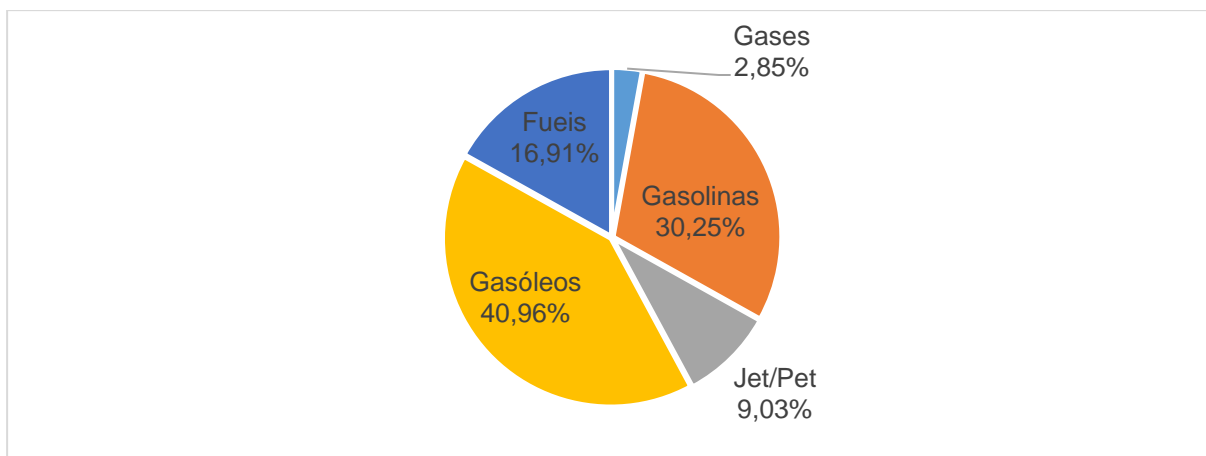


Figura 22-Produtos acabados da refinaria de Sines em 2015 por categoria (Galp, 2015).

3.1.1 Descrição do processo

A refinaria de Sines compreende 34 unidades processuais que se dividem em quatro grandes estágios de refinação para separar o crude em substâncias utilizáveis (Galp, 2020):

- Separação física dos vários tipos de hidrocarbonetos através da destilação;
- Purificação de produtos intermédios em unidades de pré-tratamento;
- Processamento químico das frações de menor valor em produtos mais leves;
- Tratamento e mistura dos produtos intermédios por remoção de elementos e compostos indesejáveis para integração em produtos finais.

O diagrama geral de processo da refinaria de Sines encontra-se apresentado na figura 23.

A primeira etapa na refinação do crude e que alimenta todas as restantes unidades é a destilação atmosférica (CC). Nessa unidade e nas duas de destilação a vácuo (CV e VV) realiza-se a separação física inicial do petróleo bruto nas suas frações de gases, nafta, petróleo, gasóleo, resíduo atmosférico, gasóleo de vácuo e resíduo de vácuo, complementadas por duas unidades de dessulfuração de gasóleo (HD e HG). Nas unidades de conversão molecular como a de *cracking* catalítico de gasóleo de vácuo (FCC), a de *hydrocracking* de gasóleo de vácuo (HC) e a de *cracking* térmico de resíduo de vácuo ou *visbreaker* (VB) produzem-se produtos mais leves e “limpos”, para o que também contribuem as unidades de dessulfuração de gasóleo de vácuo (HV) e de dessulfuração de gasolina do FCC (HT). Na unidade de *reforming* catalítico ou *platforming* (PP) melhora-se o índice de octano da gasolina com produção simultânea de hidrogénio. Na unidade de alquilação (AL) é produzida uma gasolina sem aromáticos nem olefinas a partir de correntes gasosas de butanos e butilenos. Nas duas unidades de *steam reforming* (HI e HR) produz-se hidrogénio a partir de gás natural, sendo este fundamental para as unidades de *hydrocracking* e de dessulfuração (Galp, 2013).

Como suporte e complemento a todas estas unidades principais de produção, existem na refinaria de Sines diversas unidades de fracionamento, de Merox e de tratamento de gases, bem como três unidades Claus para conversão dos gases ácidos em enxofre elementar (SS, SB e SC), que permitem assegurar as especificações dos produtos exigidas pelos mercados a que se destinam e a minimização dos impactos ambientais (Galp, 2013).

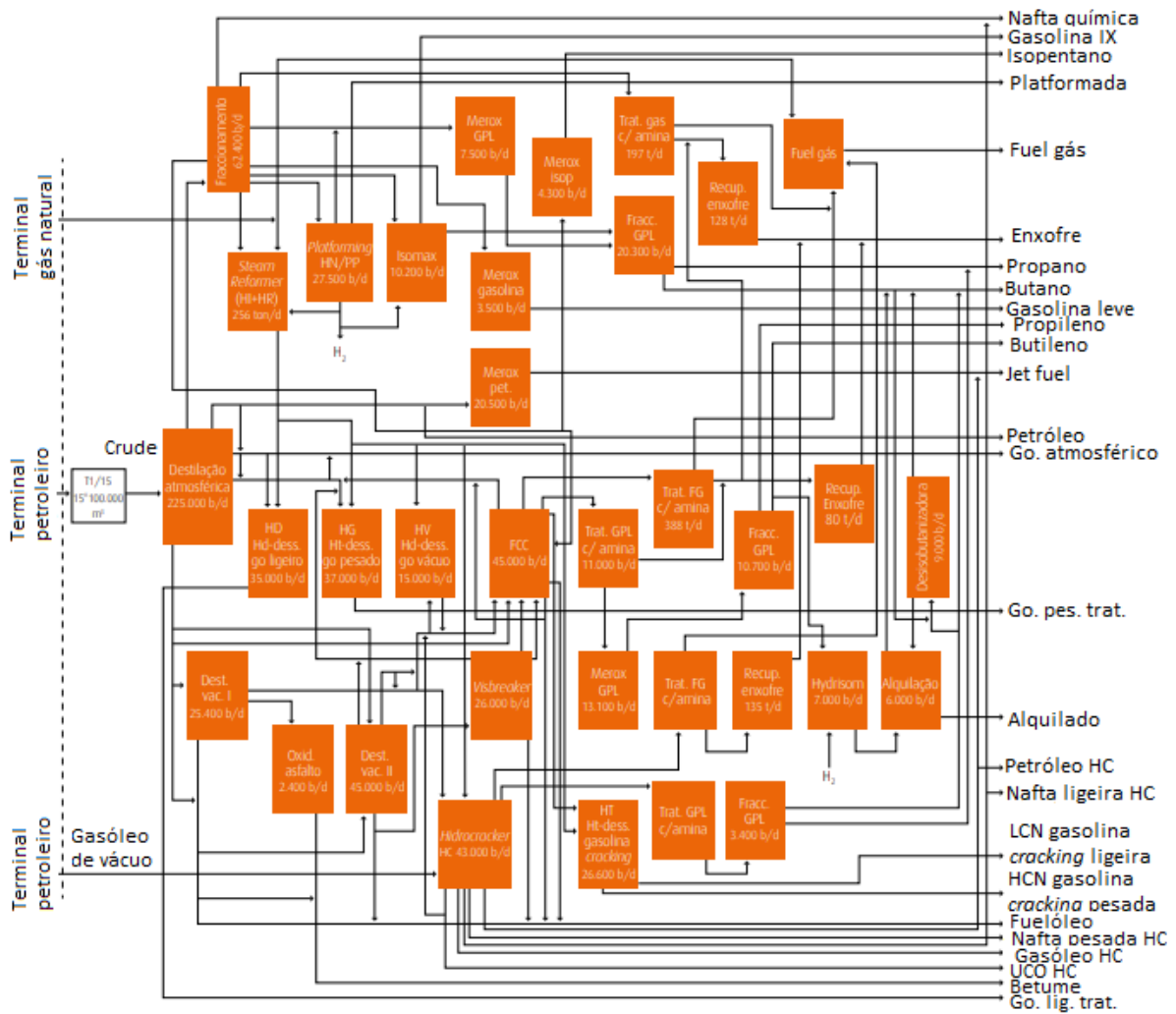


Figura 23-Diagrama geral de processo da refinaria de Sines (Galp, 2013).

4. Quantificação do excesso de calor existente na unidade industrial

Conforme referido no capítulo 2, a maior parte do excesso de calor numa refinaria de petróleo é rejeitado através das torres de arrefecimento, nos aeroarrefecedores e nos fumos libertados. No caso dos aeroarrefecedores, a quantidade de calor está associada a uma gama de temperaturas. Por outro lado, no caso das torres de arrefecimento, existe uma indicação da quantidade do calor excedente, mas perde-se a informação relativa ao nível térmico desse calor. Assim, em vez de recolher informação das torres de arrefecimento, esta foi retirada dos permutadores de calor que operam com água de refrigeração.

4.1 Aeroarrefecedores

A determinação do calor excedente nos aeroarrefecedores baseou-se em 2 princípios diferentes, uma vez que o calor se divide em calor sensível e calor latente. O calor sensível (expressão 4.1) está relacionado com diferenças de temperaturas e depende da capacidade calorífica e é o calor responsável pela diminuição de temperatura dos fluidos processuais. Por outro lado, o calor latente (expressão 4.2) é o calor envolvido em mudanças de estado físico.

$$Q_s = m \times Cp \times \Delta T \quad (4.1)$$

$$Q_l = m \times \Delta H \quad (4.2)$$

Onde numa base horária:

m – massa em kg

Cp – capacidade calorífica média em $\frac{J}{kg,^{\circ}C}$

ΔT – variação de temperatura em $^{\circ}C$

ΔH – entalpia de mudança de fase em kJ/kg

Estas expressões permitem calcular o excesso de calor em cada um dos aeroarrefecedores, em *Joules* (J). No entanto, para obter o valor anual de excesso de calor, é necessário multiplicar o valor horário obtido pelo número de horas de funcionamento num ano. Foi utilizado o valor de 8400 h/ano, correspondente a um funcionamento de 24 h por um período de 350 dias, de forma a anualizar os efeitos das paragens programadas para manutenção. Como referido no capítulo 3, o tipo de crude alimentado à destilação atmosférica, *Heavy Sour* ou *Light Sweet*, vai influenciar todo o processo, inclusive caudais e propriedades dos fluidos que circulam nos aeroarrefecedores.

Foram analisados um total de 99 aeroarrefecedores de todas as unidades fabris existentes na refinaria. Exemplifica-se na tabela 2 o tipo de dados recolhidos e os cálculos que foram efetuados.

Tabela 2-Exemplo da análise feita a um aeroarrefecedor.

Exemplo para um aeroarrefecedor da unidade de <i>Hydrocracker & LPG Splitter</i>	
Caudal (kg/h)	205 656
Temperatura de entrada (°C)	139,0
Temperatura de saída (°C)	60,0
Calor (MMkcal/h)	28,77
Calor (kW)	33 453,1
\overline{Cp} (kJ/kg. °C)	7,4
tempo de operação (h/ano)	8 400
Calor anual (TWh/ano)	0,3

Na tabela 2 foi ainda calculado o \overline{Cp} da mistura que, quando comparado com o Cp da água (4,2 kJ/kg.°C) permite averiguar a possível existência de condensação no aeroarrefecedor. Por norma, os compostos orgânicos apresentam um valor de Cp inferior ao da água e só o hidrogénio tem um valor muito superior (da ordem dos 14 kJ/kg.°C). No caso apresentado na tabela 2, o valor obtido de \overline{Cp} indica que provavelmente ocorreu condensação e/ou um erro na contabilização da variação de temperatura ou do caudal processado. O efeito deste parâmetro \overline{Cp} será avaliado mais à frente.

Apresenta-se no Anexo A o excesso de calor e o nível térmico dos 99 aeroarrefecedores analisados para o caso em que o crude processado é do tipo Heavy Sour. De acordo com os histogramas apresentados nesse anexo, dos 99 aeroarrefecedores, 4 têm potências entre 13,8 e 20,7 MW e 6 entre 20,7 e 48,3 MW. Relativamente à temperatura inicial, 47 dos 99 aeroarrefecedores, têm temperaturas superiores a 149°C.

Depois da análise de cada um dos 99 aeroarrefecedores, apresenta-se, na tabela 3, o resultado do cálculo do excesso de calor determinado para os aeroarrefecedores e para cada tipo de crude alimentado.

Tabela 3-Valores de excesso de calor anual nos aeroarrefecedores consoante o tipo de crude.

Tipo de Crude	Excesso de calor (TWh/ano)
<i>Heavy Sour</i>	5,537
<i>Light Sweet</i>	5,628

4.2 Permutadores de calor a água de refrigeração

Para estes equipamentos, o levantamento e tratamento de dados foi semelhante ao utilizado nos aeroarrefecedores, e por isso, na tabela 4 apresentam-se os valores do excesso de calor anual nos permutadores com água de refrigeração consoante o tipo e crude processado. Foram analisados 79 permutadores de calor a água de refrigeração da mesma forma da apresentada na tabela 2, apresentando-se no anexo B o excesso de calor e nível térmico de cada um. Neste anexo é possível constatar que existem 64 permutadores de calor a água de refrigeração abaixo de 3,6 MW, 3 entre 3,6 e 8 MW e 2 acima de 8 MW.

Tabela 4-Valores de excesso de calor anual nos permutadores de calor a água de refrigeração consoante o tipo de crude.

Tipo de Crude	Excesso de calor (TWh/ano)
<i>Heavy Sour</i>	0,864
<i>Light Sweet</i>	0,875

Por comparação dos valores apresentados nas tabelas 3 e 4, verifica-se que o excesso de calor anual existente nos permutadores de calor a água de refrigeração é significativamente menor. Para minimizar os custos operatórios, a utilização de aeroarrefecedores é privilegiada. Verifica-se que existem menos permutadores de calor que usam água e além disso a quantidade de calor envolvida na troca também é menor, pelo facto de muitas vezes se tratarem de *trim coolers*.

4.3 Fumos

Para a determinação do calor excedente existente nos fumos provenientes das várias chaminés foi necessário ter em conta o teor de SO_x presente, uma vez que o ponto de orvalho do ácido é determinado pela concentração de SO_x nos fumos. A temperatura até onde se pode aproveitar a corrente de fumos deve ser, segundo o API (API, 2007), 20°C superior à da temperatura do ponto de orvalho do ácido de modo a evitar condensação ácida e corrosão. Assim, e usando uma calculadora online, com a %volúmica de água, e de SO₂ e o valor da pressão foi possível determinar a temperatura do ponto de orvalho do ácido (Perma Pure, 2020). Os valores de ponto de orvalho do ácido, obtidos por esta calculadora, foram mais reduzidos do que se estava à espera, cerca de 60°C para todas as chaminés excepto para a principal. Assim, inseriram-se as correntes no simulador Aspen Plus de modo a determinar a temperatura do ponto de orvalho do ácido e obtiveram-se valores bastante similares. Numa tentativa de outra abordagem, recorreu-se a uma expressão 4.3 de A. G. Okkes que permite determinar esta temperatura, mas em função das frações molares de água e SO₃, tendo-se definido que a conversão de SO₂ em SO₃ seria de 4%, conforme sugere a literatura (Keep and Sakko, 2019). Esta expressão usa a fração molar de trióxido de enxofre pois é este composto que reage com a água para formar o ácido sulfúrico. Os valores obtidos por este método foram bem mais elevados, e muito mais coerentes com o que seria de esperar de uma chaminé que liberta fumos contendo SO₂.

$$T = 203,25 + 27,6 \times \log_{10}(pH_2O) + 10,83 \times \log_{10}(pSO_3) + 1,06 \times (\log_{10}(pSO_3) + 8)^{2,19} \quad (4.3)$$

Onde:

T – temperatura em °C

pH_2O , pSO_3 – frações molares de H₂O e SO₃

Para as chaminés cujos fumos não continham SO₂ definiu-se como temperatura de ponto de orvalho ácido a obtida pelo Aspen, de modo a prevenir a condensação do vapor de água existente nos fumos. Ao valor obtido pelo simulador foram somados 20°C, conforme referido no API.

A expressão usada para a determinação do excesso de calor existente foi a equação 4.1, e para tal foi necessário determinar o caudal mássico. Sabendo a composição volumétrica das correntes, e usando as expressões (4.4. e 4.5) determinou-se a massa volúmica de cada componente e de seguinte a massa volúmica ponderada da corrente.

$$P \times V = n \times R \times T = \frac{m \times R \times T}{MM} \quad (4.4)$$

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (4.5)$$

Onde:

P – pressão em Pa

V – volume em m^3

n – moles em kmol

R – constante dos gases perfeitos em $\frac{J}{kmol.K}$

T – temperatura em K

m – massa em kg

MM – massa molar em $\frac{kg}{kmol}$

ρ – massa volúmica em $\frac{kg}{m^3}$

Na tabela 5 apresentam-se os resultados obtidos para uma das chaminés analisadas, demonstrativa dos cálculos efetuados.

Tabela 5-Cálculos efetuados para a determinação da massa volúmica ponderada de uma das chaminés.

Gás	Fração volumétrica	Massa Molar (kg/kmol)	P(Pa)	T(K)	R(J/kmol.K)	Massa volúmica (kg/m ³)	Massa volúmica ponderada (kg/m ³)
H ₂ O	0,1	18	101325	470	8314	0,47	0,74
O ₂	0,103	32				0,83	
CO ₂	0,074	44				1,14	
N ₂	0,723	28				0,73	

O caudal mássico foi determinado pela multiplicação da massa volúmica ponderada da mistura dos gases presentes nos fumos pelo caudal volumétrico a PTT. Para aplicar a expressão 4.1, que dará o excesso de calor presente nos fumos, falta apenas determinar o calor específico da mistura. No caso dos gases, o calor específico varia significativamente com a temperatura, pelo que foi necessário recorrer às expressões 4.6, 4.7 e 4.8 para determinar o calor específico ponderado da mistura (Moran *et al.*, 2014). As constantes tabelas para cada gás encontram-se no anexo C.

$$C_p = R \times (\alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4) \quad (4.6)$$

$$\overline{C_{p,i}} = \frac{\int_{T_1}^{T_2} C_p \cdot dT}{T_2 - T_1} \quad (4.7)$$

$$\overline{C_{p,mistura}} = \sum_{i=1}^n x_i \times \overline{C_{p,i}} \quad (4.8)$$

Onde:

R – constante universal dos gases perfeitos em $\frac{J}{kmol.K}$

$\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon$ – constantes tabeladas para cada gás

T – temperatura em K

$\overline{C_{p,i}}$ – capacidade calorífica média entre T1 e T2

x_i – percentagem do gás i na mistura

Multiplicando então o caudal mássico pela capacidade calorífica média da mistura e pela diferença de temperaturas, é possível determinar o excesso de calor anual. No total, foram analisadas 13 chaminés e na tabela 6 apresenta-se o procedimento seguido numa das chaminés.

Tabela 6-Sequência de cálculos para a determinação do excesso de calor produzido por uma chaminé.

Gás	Fração volumétrica	Cp(J/(kg°C))	Cp mistura (J/(kg°C))	Temperatura inicial T1 (°C)	Temperatura final T2 (°C)	Caudal mássico (kg/h)	Q (kW)
H ₂ O	0,1	1,93E+03	1125,1	197	182	1218462,9	5711,9
O ₂	0,103	9,60E+02					
CO ₂	0,074	9,87E+02					
N ₂	0,723	1,05E+03					

A temperatura T1 diz respeito à temperatura de entrada na chaminé, e a temperatura T2 é a temperatura do ponto de orvalho do ácido calculada com a margem de 20°C, segundo refere o API.

Na tabela 7 apresentam-se os resultados de excesso de calor, nível térmico, $\overline{C_p}$ da mistura e caudal mássico para as 13 chaminés.

Tabela 7-Resultados obtidos de excesso de calor, nível térmico, Cp médio e caudal mássico para as 13 chaminés.

Chaminé	Temperatura inicial T1 (°C)	Temperatura final T2 (°C)	$\overline{C_{p,mistura}}$ (J/kg°C)	Caudal mássico (kg/h)	Q (kW)
1	197	182	1125,1	1218463	5712
2	153	63,2	1086,5	543075	14719
3	156	64,2	1090,1	542655	15084
4	148	123	1150,5	165791	1333
5	155	125	1179,6	243894	2425
6	367	118	1153,8	34622	2763
7	221	121	1131,9	18942	594
8	412	122	1147,6	47406	4386
9	315	119	1129,4	17459	1071
10	430	119	1159,2	19983	2003
11	377	119	1126,7	19637	1584
12	133	123	1131,3	75234	242
13	368	119	1164,2	27772	2236

A tabela 7 permite verificar que a chaminé cujos fumos apresentam maior concentração de SO_x é a chaminé 1, pois é a que apresenta a temperatura de saída mais alta. Verifica-se também que as chaminés cuja temperatura de entrada é mais elevada ($>200^\circ\text{C}$) são as que têm um caudal mássico de circulação de fumos menor e um menor excesso de calor.

O valor anual calculado de excesso de calor existente nos fumos provenientes das 13 chaminés foi de 0,455 TWh/ano. O valor obtido de calor excedente pelos fumos é o mais baixo comparativamente com os aeroarrefecedores e permutadores de calor, no entanto, é o que se encontra a um nível térmico mais elevado.

4.4 Curvas compostas

Com os dados obtidos pelos pontos anteriores, determinou-se que o excesso de calor anual na refinaria de Sines é de 6,856 TWh/ano no caso do processamento de crude *Heavy Sour* e de 6,958 TWh/ano para crude *Light Sweet*. Estes dados permitem quantificar o excesso de calor existente, mas não fornecem informação relativa ao nível térmico desse mesmo calor, e por isso, elaboraram-se as curvas compostas quentes.

Conhecendo todas as correntes quentes, provenientes dos aeroarrefecedores, permutadores de calor a água de refrigeração e fumos provenientes das chaminés, a sua temperatura inicial e final e o calor trocado, determinou-se então o “MCp médio”, utilizado na construção das curvas compostas, apresentadas abaixo. Na figura 24 apresentam-se as curvas compostas quentes para os dois tipos de crude processados, identificando 3 zonas distintas, que correspondem às temperaturas associadas ao excesso de calor de cada fonte.

Como já foi referido, os permutadores de calor a água de refrigeração existentes na refinaria são maioritariamente *trim coolers* e existem apenas para fazer o arrefecimento final que os aeroarrefecedores já não permitem, e por isso, o excesso de calor existente nestes equipamentos encontra-se a baixas temperaturas, o que dificulta a sua recuperação. Os aeroarrefecedores englobam excesso de calor a temperaturas altas e intermédias e constituem uma boa fonte de calor para alternativas como a integração energética ou a implementação de bombas de calor. Por fim, o excesso de calor existente nos fumos provenientes das chaminés, encontra-se a temperaturas elevadas podendo ser utilizado para produção de vapor ou aplicação de ciclos de Rankine orgânicos para produção de eletricidade.

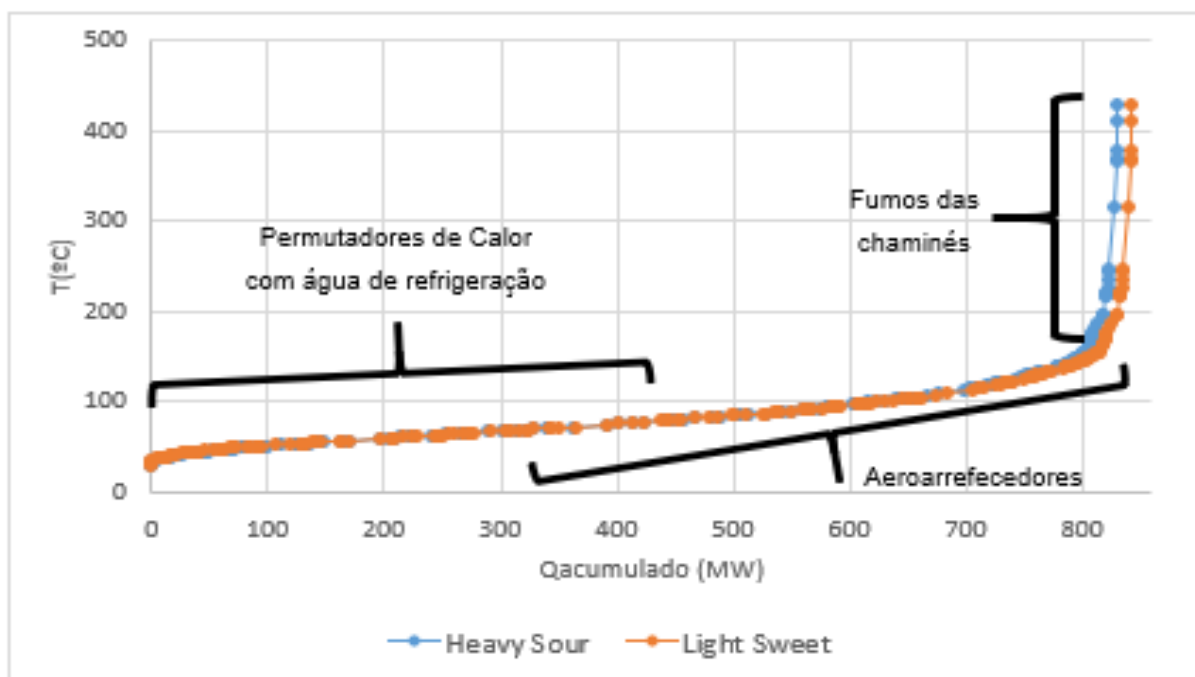


Figura 24-Curvas compostas quentes para os dois tipos de crude processados.

Da análise da figura 24, conclui-se também que existe uma quantidade significativa de calor residual, cerca de 25%, a um nível térmico superior a 100°C, que pode ser aproveitado para aquecimento de cargas frias provenientes dos tanques de armazenagem. Na figura 25, apresentam-se as curvas compostas para temperaturas superiores a 100°C. Não foi feito um estudo exaustivo das correntes atualmente aquecidas com vapor de baixa pressão e que eventualmente poderiam ser integradas com algumas destas correntes quentes agora identificadas.

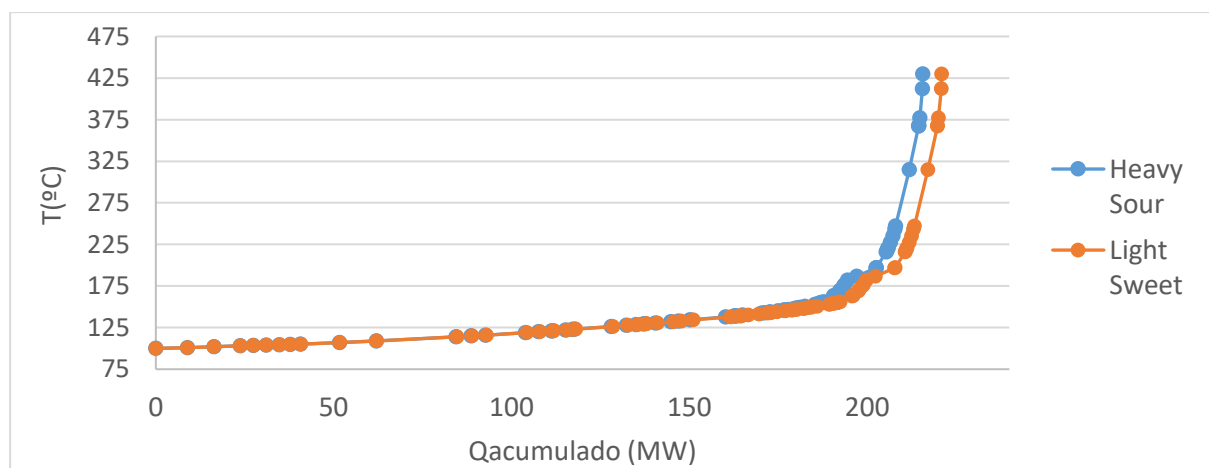


Figura 25-Curvas compostas quentes para temperaturas superiores a 100°C para os dois tipos de crude processados.

As correntes intervenientes nas curvas compostas apresentadas na figura 25 são provenientes dos aeroarrefecedores e das chaminés.

Alguns dos aeroarrefecedores são condensadores de topo de coluna e pode existir um primeiro arrefecimento seguido de condensação e de posterior sub-arrefecimento, e nestes casos a aproximação de MCp linear não é válida e é necessário dividir a curva de entalpia por troços. Assim, para as correntes com maior potencial energético e a temperaturas elevadas, foi feito um estudo para

avaliar o comportamento em função da temperatura. Sabendo o calor trocado, as temperaturas inicial e final e o caudal mássico, determinou-se o C_p médio. Sempre que este valor era muito superior ao da água, verificou-se se o aeroarrefecedor envolvia condensação. Este processo foi realizado com o auxílio quer das *datasheets*, quer da simulação das *TQ Curves* no programa *Aspen Plus*, tendo-se determinado o perfil de temperaturas em função do calor trocado.

Nas figuras 26,27 e 28 apresentam-se alguns dos comportamentos verificados.

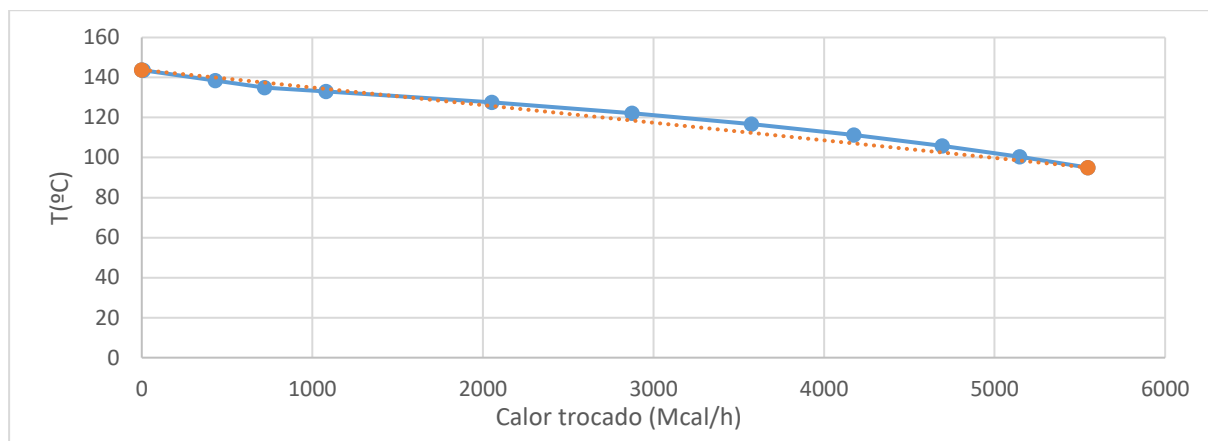


Figura 26-Exemplo de um aeroarrefecedor em que a aproximação de MC_p linear é válida.

A figura 26 é o exemplo do perfil de temperaturas em função do calor trocado de um aeroarrefecedor em que o C_p médio calculado foi de $8,9 \text{ J/g.K}$, cerca de 2 vezes superior ao da água, pelo que existe de facto condensação, como se verificou depois na *datasheets*. Neste caso, no entanto, a aproximação de MC_p linear é válida e pode ser considerada.

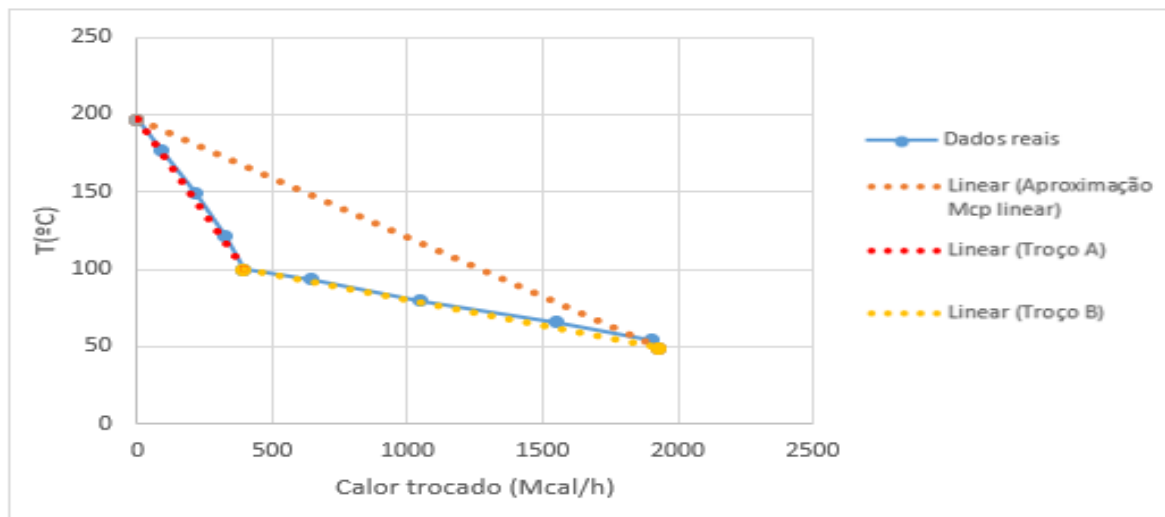


Figura 27-Exemplo de um aeroarrefecedor em que a aproximação de MC_p linear é otimista.

Na figura 27, por outro lado, assumir que o MC_p é linear apresenta um desvio muito grande da realidade, até porque esta hipótese é bastante otimista, no sentido em que se estima que o calor trocado está sempre a uma temperatura superior da que de facto é verificada.

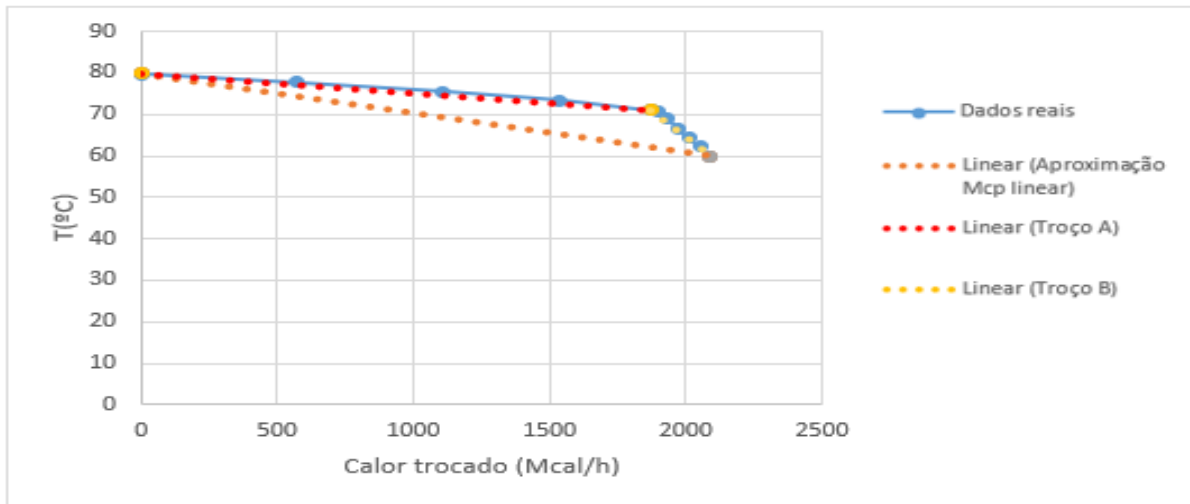


Figura 28-Exemplo de um aeroarrefecedor em que a aproximação de MCp linear é pessimista.

A figura 28 representa o caso oposto, em que a aproximação de MCp linear constitui uma aproximação pessimista, pois segundo a mesma o calor trocado encontra-se a uma temperatura mais baixa da que se verifica na realidade.

Assim, para as correntes em que se verificou que a aproximação de MCp linear se desviava bastante da realidade, dividiu-se a corrente em troços, podendo observar-se na tabela 8 e na figura 29 os resultados obtidos. No total, 13 aeroarrefecedores e 3 permutadores de calor a água de refrigeração foram alvo desta divisão. Foram identificados outros equipamentos onde também existia condensação, no entanto, a aproximação de MCp linear mostrou-se adequada.

Tabela 8-Resultados das Curvas Compostas para as duas aproximações mencionadas.

Caso de estudo	Aproximação MCp linear (MW)	Aproximação por troços (MW)
<i>Heavy Sour</i>	816,2	815,9
<i>Light Sweet</i>	828,3	828,1
<i>Heavy Sour. T>100°C</i>	210,0	216,3
<i>Light Sweet. T>100°C</i>	215,3	221,6

Como se pode verificar pelos dados da tabela 8, quando é considerada toda a gama de temperaturas, o excesso de calor estimado pelas duas aproximações é praticamente o mesmo, no entanto, para níveis térmicos superiores a 100°C é possível concluir que, com a divisão das correntes por troços, o calor excedente é superior. Esta diferença é também facilmente visível na figura 29, onde as curvas azul e cinzenta, correspondentes à aproximação por troços estão claramente mais à direita das curvas laranja e amarela, correspondentes à aproximação de MCp linear.

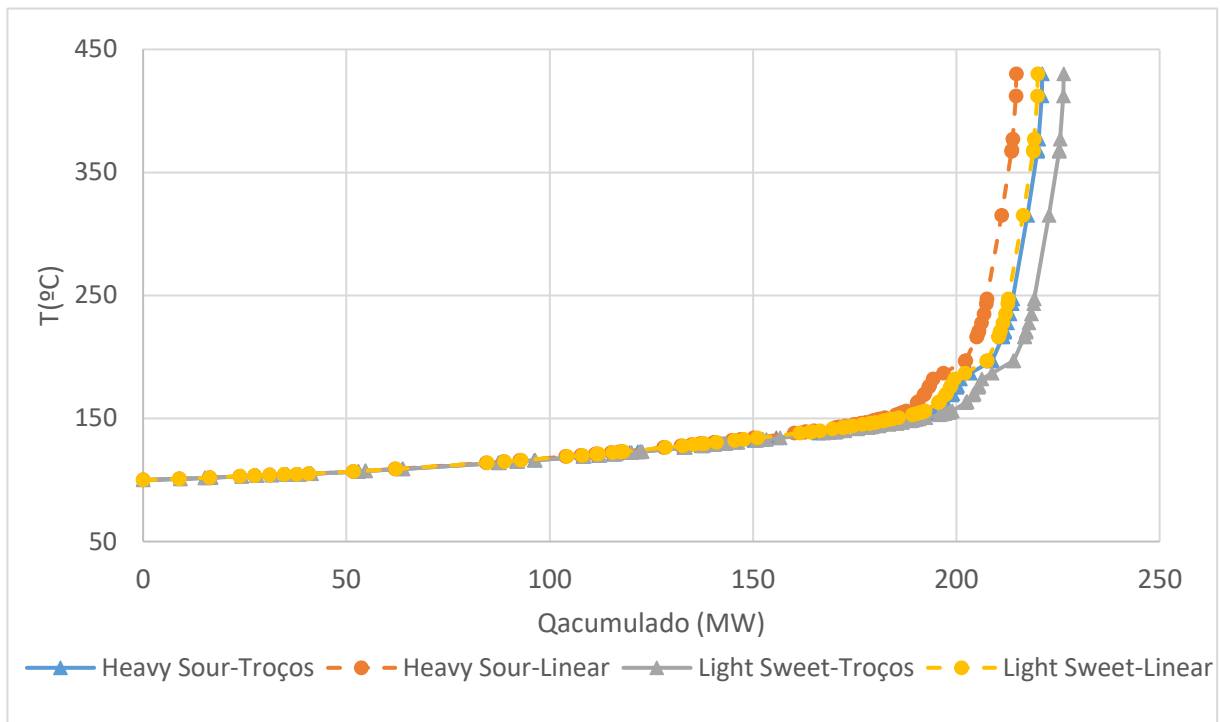


Figura 29-Resultado das curvas compostas com $T > 100^{\circ}\text{C}$.

Esta diferença não tem grande influência na análise global do excesso de calor, no entanto, é importante na análise individual, e deve ser considerada caso venham a ser propostas alternativas de recuperação e aproveitamento do calor de alguma destas correntes.

Relativamente a todos os aeroarrefecedores, verificou-se que dos 99 analisados, 62 apresentavam temperaturas de entrada acima dos 100°C , enquanto que nos permutadores de calor a água de refrigeração apenas 13 o fazem, o que corrobora o facto destes equipamentos serem maioritariamente usados como complementos aos aeroarrefecedores. Nos fumos provenientes das chaminés, como seria de esperar, apresentam todos temperaturas superiores a 100°C .

5. Recuperação do excesso de calor

No capítulo anterior foi quantificado o excesso de calor existente na refinaria de Sines, com base em dados das três principais fontes. Este capítulo visa apresentar algumas alternativas de recuperação do excesso de calor para as diferentes fontes. A título de exemplo apresentam-se alguns casos de estudo e ainda uma breve análise da viabilidade económica.

Na figura 30 encontram-se esquematizadas as principais tecnologias de recuperação de excesso de calor implementadas atualmente, e constitui um resumo das alternativas apresentadas no capítulo 2.

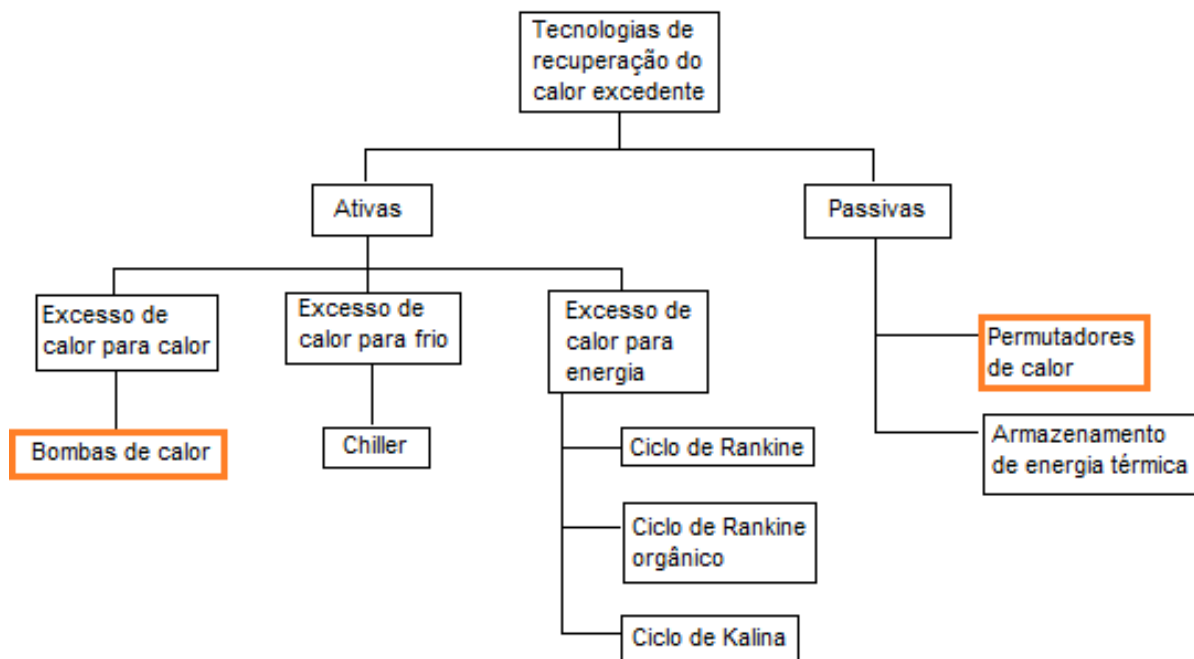


Figura 30-Esquema-resumo das tecnologias de recuperação do calor excedente (Brückner *et al.*, 2015).

Grande parte da literatura relacionada com o tema em estudo refere-se ao aproveitamento do excesso de calor para aquecimento urbano, algo que já é bastante utilizado no norte da Europa como forma de promover o aquecimento das casas. No entanto, esta situação não seria viável em Sines, uma vez que não existem zonas residenciais próximas da refinaria e a distâncias elevadas, o potencial de aproveitamento do excesso de calor é perdido.

Também a recuperação do calor excedente para a produção de energia é frequentemente referida na bibliografia, no entanto, esta alternativa foi discutida junto da empresa, tendo-se chegado à conclusão de que não traria vantagens significativas que justificasse o seu estudo neste trabalho. Assim, nesta dissertação, as tecnologias estudadas para possível implementação foram apenas as bombas de calor e o uso de permutadores de calor para produção de vapor.

5.1 Bombas de Calor

Uma das tecnologias mais promissoras para a recuperação e aproveitamento do excesso de calor é a implementação de bombas de calor, uma vez que estas permitem reduzir o consumo de energia, por exemplo na destilação. A destilação é a tecnologia de separação mais usada nas refinarias e é responsável por cerca de 40% do uso de energia em indústrias químicas (Kiss and Ferreira, 2017).

Para além da bomba de calor já ter demonstrado ser viável economicamente na ótica de poupança de energia existe ainda outra vantagem que ainda não foi mencionada, relacionada com a redução da pegada de CO₂. Esta tecnologia torna-se ainda mais importante se as emissões de CO₂ forem cada vez mais limitadas pelos governos, como se espera que o sejam (Díez *et al.*, 2009).

Como quase todas as tecnologias em estudo, também as bombas de calor apresentam desvantagens, nomeadamente o grande investimento inicial em equipamento.

Assim, analisou-se os P&ID's das várias unidades da refinaria de modo a identificar potenciais hipóteses para a implementação de uma bomba de calor. Inicialmente, considerou-se que seria mais vantajoso o estudo da aplicação de uma bomba de calor em que o condensador era um permutador de calor a água de refrigeração, uma vez que o uso desta utilidade envolve maiores custos comparativamente com o arrefecimento com ar e por isso a poupança seria maior. No entanto, e como já foi referido, a maior parte dos permutadores de calor a água de refrigeração são *trim coolers* e não condensadores de topo de coluna. As únicas exceções verificam-se nas unidades de alquilação, tendo-se descartado estas hipóteses pelo facto de ser uma unidade com graves problemas inerentes. Na unidade de alquilação circulam fluidos ácidos e bastante corrosivos, como o ácido fluorídrico, que tornariam uma situação de potencial fuga extremamente perigosa. Assim, restaram as hipóteses em que o condensador é um aeroarrefecedor e foi então analisada a diferença de temperaturas entre o condensador e o ebulidor, bem como o calor trocado em cada um dos equipamentos. De entre as várias hipóteses averiguadas, escolheu-se a coluna desisobutanizadora, conforme apresentado na figura 31. No anexo D encontram-se dados de outras colunas que tinham potencial para a implementação de uma bomba de calor mas que não foram selecionadas.

A desisobutanizadora tem como principal função a melhoria da qualidade da corrente de butanos saturados que alimenta a unidade de alquilação, ou seja, promover uma melhor separação entre o isobutano e o n-butano e diminuir a quantidade de n-butano enviada para a unidade. O condensador, como já foi referido, trata-se de um aeroarrefecedor que permite a condensação total da corrente de topo da coluna, constituída por cerca de 85% de isobutano. A mistura entra gasosa a 61,1°C e 7,85 barg e sai a 55,4°C e 7,35 barg. O ebulidor, um termossifão, promove a vaporização de 30% do fundo da coluna que volta a entrar na mesma, funcionando a 8,75 barg e 78,9°C. O calor trocado quer no condensador quer no ebulidor é de cerca de 10 Gcal/h, o que é um valor bastante elevado, conduzindo a uma necessidade de condensar 21024 kg/h de vapor de baixa pressão no ebulidor e de 198 kW de eletricidade para as ventoinhas do aeroarrefecedor.

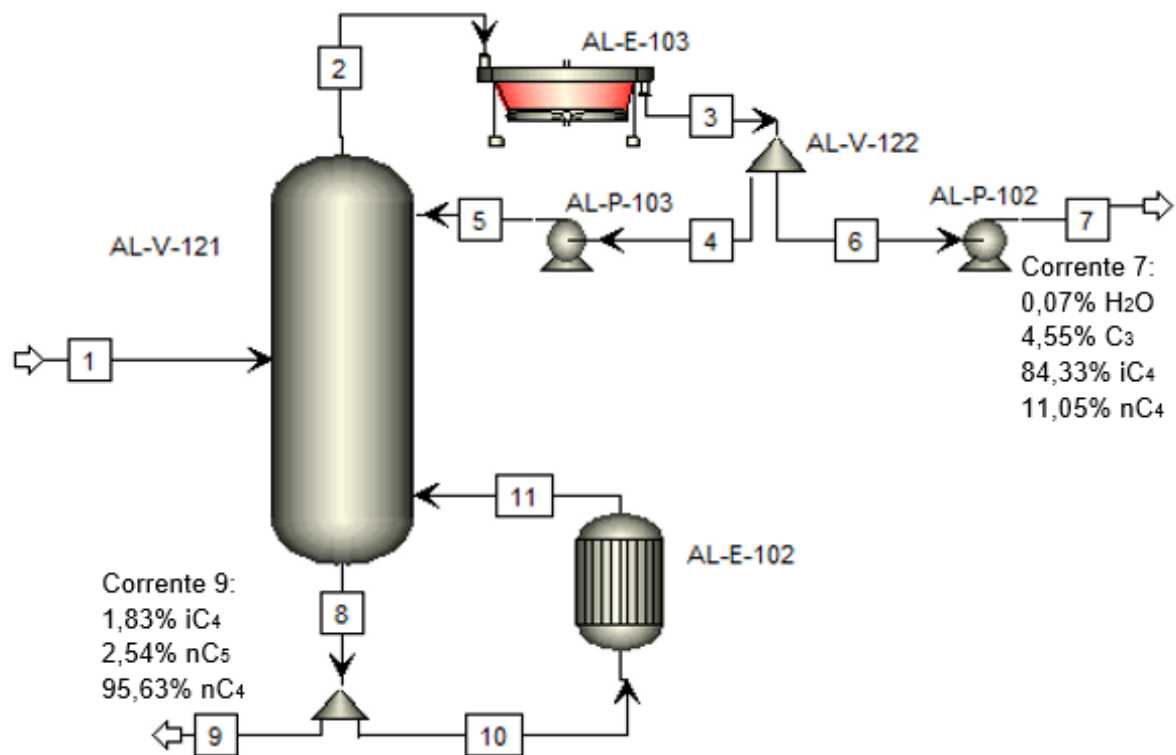


Figura 31-Esquema atual da desisobutanizadora.

A seleção do modelo termodinâmico adequado para o caso em estudo é uma das etapas mais importantes da simulação, uma vez que os resultados obtidos são afetados pelo modelo. Assim, é necessário assegurar que as propriedades dos componentes são estimadas de forma adequada. Embora nenhum modelo termodinâmico consiga reproduzir rigorosamente o comportamento de todas as espécies, em todas as condições, considerou-se que o modelo Peng Robinson seria o mais adequado. Este modelo é recomendado para gases e aplicações petroquímicas, para além de adequado para uma larga gama de condições. Assim, e de modo a confirmar a escolha do modelo, a desisobutanizadora foi simulada, permitindo obter uma comparação entre os valores reais e a simulação obtida pelo programa Aspen Plus.

A simulação da coluna foi feita usando o modelo RadFrac, tendo-se definido que seria uma coluna de pratos e que não teria condensador nem ebulidor, de modo a que pudessem ser especificados à parte. A coluna tem 80 pratos reais, sendo a entrada no prato 31, de acordo com a *datasheet* da mesma. Foi definida a pressão de topo e a perda de pressão da coluna. A simulação do Aspen Plus mostrou ser bastante semelhante aos dados reais da coluna, com diferenças inferiores a 1°C nas temperaturas obtidas e composições com diferenças inferiores a 3%.

Para determinar os custos com utilidades quer da situação atual, quer das alternativas propostas foram considerados os preços médios dos primeiros 6 meses do ano de 2020, apresentados na tabela 9. Estes valores foram fornecidos pela empresa.

Tabela 9-Preço das utilidades.

Utilidade	Custo
Eletricidade	75,11 €/MWh
Vapor de 3,5 barg	11,69 €/ton
Água de refrigeração	0,03 €/ton

A situação atual, considerando novamente as 8400h de funcionamento por ano, de forma a contabilizar as paragens da unidade, corresponde assim a um custo anual de utilidades de cerca de 2,2 M€, de acordo com a tabela 10.

Tabela 10-Custo anual com utilidades na situação atual.

Utilidade	Consumo	Custo por unidade de tempo (€/h)	Custo total anual com utilidades (k€)
Eletricidade	198 kW	14,87	2189,4
Vapor de 3,5 barg	21024 kg/h	245,77	

5.1.1 Bombas de calor com ciclo de compressão mecânica

Atualmente, este tipo de bombas de calor é o mais comum com aplicação à escala industrial. Necessita de um fluido refrigerante específico que circula entre a fonte e a zona absorvedora de calor e também de equipamentos adicionais, nomeadamente um compressor e uma válvula de expansão. Estes equipamentos garantem que o fluido se encontra nas condições adequadas para trocar calor quer com o condensador quer com o evaporador da bomba de calor (Kiss and Ferreira, 2017).

Este tipo de bombas de calor mostrou-se bastante eficaz e benéfico quando os componentes da coluna são corrosivos e sujos, no entanto, é bastante dependente da capacidade de encontrar um fluido refrigerante capaz de satisfazer as restrições operacionais, ambientais e de segurança. Para a maioria das aplicações, não se encontra um fluido refrigerante adequado, e quando isto acontece, a poupança energética não é diretamente proporcional à poupança económica (Kiss, Landaeta and Ferreira, 2012).

Foi então necessário fazer uma seleção de fluidos adequados às condições operatórias do condensador e do ebulidor, tendo-se chegado a 6 fluidos refrigerantes: pentano (R-601), isopentano (R-601a), etil éter (R-610), butano (R-600), isobutano (R-600a) e metilformato (R-611). Na tabela 11 encontram-se algumas propriedades dos fluidos refrigerantes considerados adequados (Murphy, 2010; Zühlsdorf, Jensen and Elmegaard, 2019). O potencial de aquecimento global é uma medida de comparação do efeito de estufa relativamente ao CO₂.

Tabela 11-Fluidos refrigerantes considerados e propriedades características (Murphy, 2010; Zühlsdorf, Jensen and Elmegaard, 2019).

Fluido refrigerante	Tipo	Categoria	Potencial de aquecimento global	Ponto de ebulição normal (°C)	Temperatura crítica (°C)	Pressão crítica (bar)
Pentano	Hidrocarboneto	Seco	5	36,1	196,6	33,7
Isopentano	Hidrocarboneto	Seco	4	27,8	187,3	33,8
Etil etér	Etér	Seco	5	34,6	193,7	36,4
Butano	Hidrocarboneto	Seco	4	-0,5	152,0	38,0
Isobutano	Hidrocarboneto	Seco	3	-11,7	134,7	36,3
Metilformato	Orgânico	Seco	0	31,5	214	60,1

5.1.1.1 Modelo 1

O primeiro modelo simulado em Aspen Plus, representado na figura 32, é o que mais se assemelha com os descritos na literatura e apresentado no estado da arte.

Relativamente ao compressor optou-se por simular uma compressão politrópica, uma vez que é a que é mencionada em vários artigos e estudos como sendo a mais próxima da realidade.

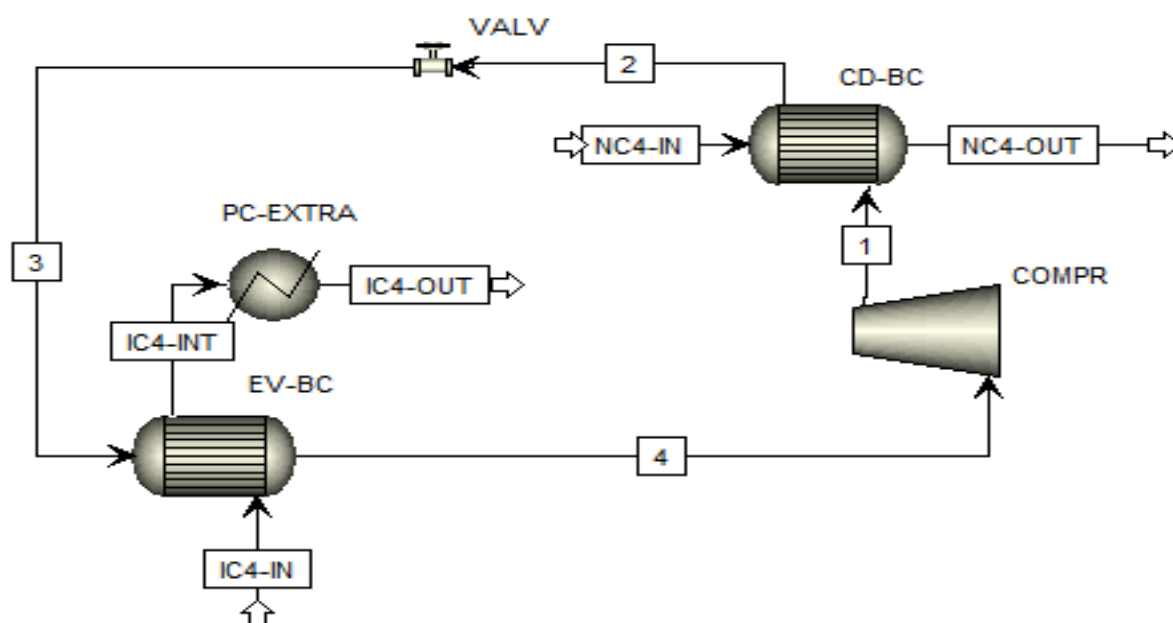


Figura 32-Esquema do Modelo 1 de bomba de calor.

Neste modelo, o fluido refrigerante proveniente do compressor encontra-se no estado gasoso, a uma pressão e temperatura elevadas, permitindo a troca de calor no condensador da bomba de calor com o n-butano do fundo da desisobutanizadora. O fluido refrigerante segue então para a válvula de expansão onde, para além de redução da pressão, se verifica uma vaporização de parte da corrente. Esta vaporização de parte do fluido refrigerante faz com que o líquido restante não seja suficiente para condensar o isobutano proveniente do topo da coluna e por isso é necessário um permutador de calor extra com água de refrigeração para que ocorra a condensação restante. Para finalizar o ciclo, o fluido

refrigerante, agora vaporizado, segue para o compressor onde atingirá as condições necessárias para entrar novamente no condensador da bomba de calor.

Na tabela 12 encontram-se os resultados obtidos para os fluidos em estudo.

Tabela 12-Resultados obtidos para o modelo 1 para os vários fluidos refrigerantes.

Fluido refrigerante	Caudal de refrigerante (ton/h)	Pressão compressor (bar)	Pressão válvula (bar)	Q-Permutador de calor (Gcal/h)	W-compressor (Gcal/h)	Custo com utilidades (M€/ano)
Pentano	134	4,5	1,5	2,21	3,22	2,4
Isopentano	140	9,0	2	2,95	4,15	3,1
Etil éter	140	6,0	1,6	2,07	3,04	2,3
Butano	158	13,0	4,8	1,85	2,76	2,1
Isobutano	185	18,0	6,5	2,08	3,05	2,3
Metilformato	110	6,0	1,8	1,33	2,12	1,6
Caso Atual	-	-	-	-	-	2,2

De salientar que o calor apresentado na coluna “Q-Permutador de calor” diz apenas respeito ao permutador extra, que é o único que opera com utilidades e permite determinar o caudal de água de refrigeração.

Como se pode verificar por análise da tabela 12, os fluidos que implicam menores necessidades de utilidade no permutador de calor extra e menor potência exigida no compressor são o butano e o metilformato. Estes são os únicos fluidos em que o custo de utilidades seria inferior ao verificado na situação atual.

Para o caso do butano, esta alternativa permite uma redução do consumo de utilidades anual de 4,73% face ao caso atual e apresenta um coeficiente de desempenho de 3,91.

Para melhor perceção do comportamento do fluido refrigerante apresenta-se de seguida o diagrama de Mollier ou digrama Ph (ASHRAE, 2017) para o caso do butano, bem como uma tabela com a indicação das condições operatórias de cada corrente.

Tabela 13-Condições operatórias das correntes intervenientes no Modelo 1 para o caso do butano.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Fração de Vapor
1	91,9	1,3	1
2	88,3	1,3	0
3	48,9	0,48	0,33
4	48,9	0,48	1

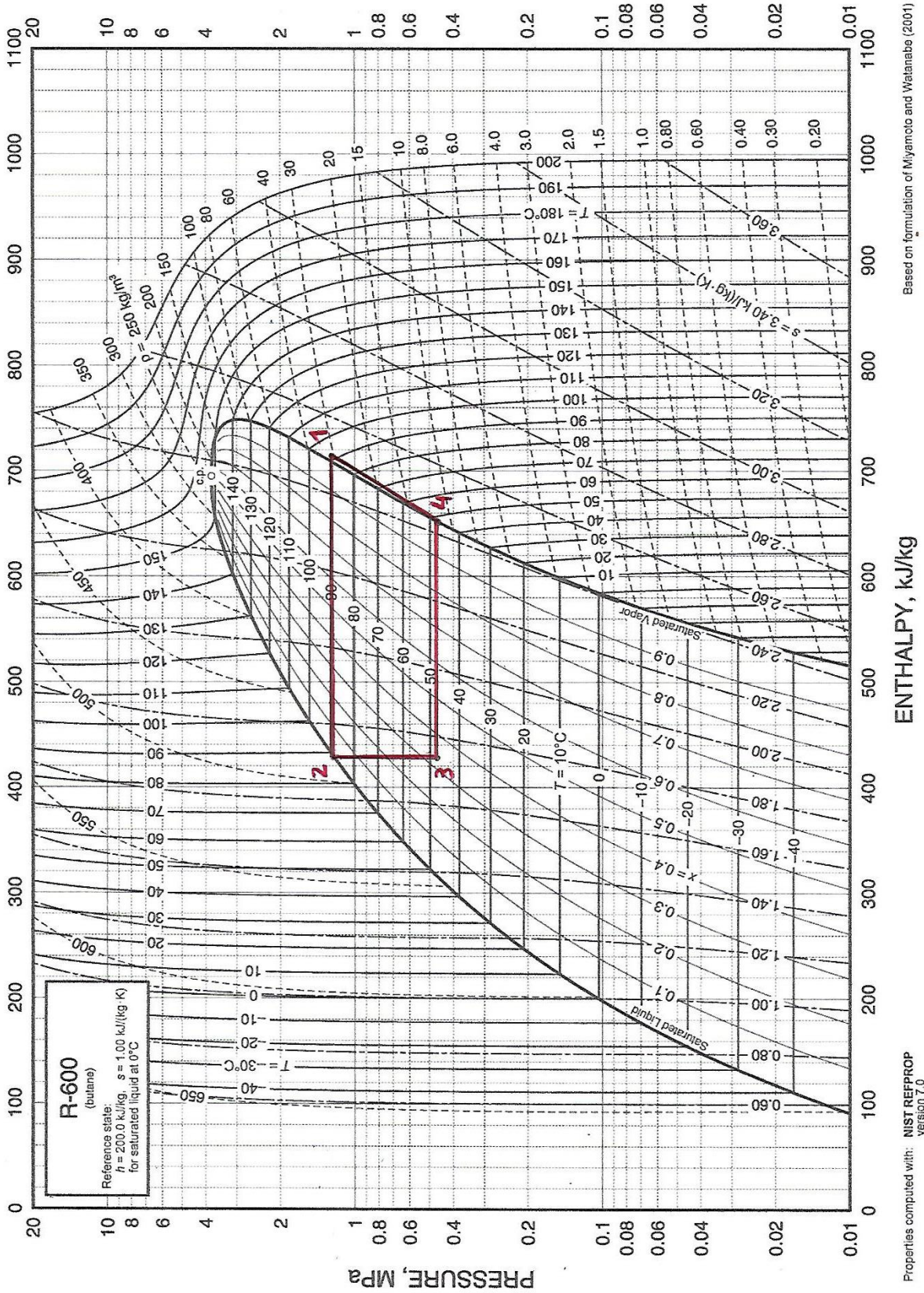


Figura 33-Diagrama de Mollier para o caso do butano e para o modelo 1 (ASHRAE, 2017).

5.1.1.2 Modelo 2

No modelo 2 a estrutura é bastante semelhante, no entanto o permutador extra em vez de ser usado para condensar o isobutano ainda gasoso, é colocado logo depois da válvula de expansão, condensando o fluido refrigerante apenas o suficiente para poder vaporizar completamente no evaporador da bomba de calor e condensar todo o isobutano do topo.

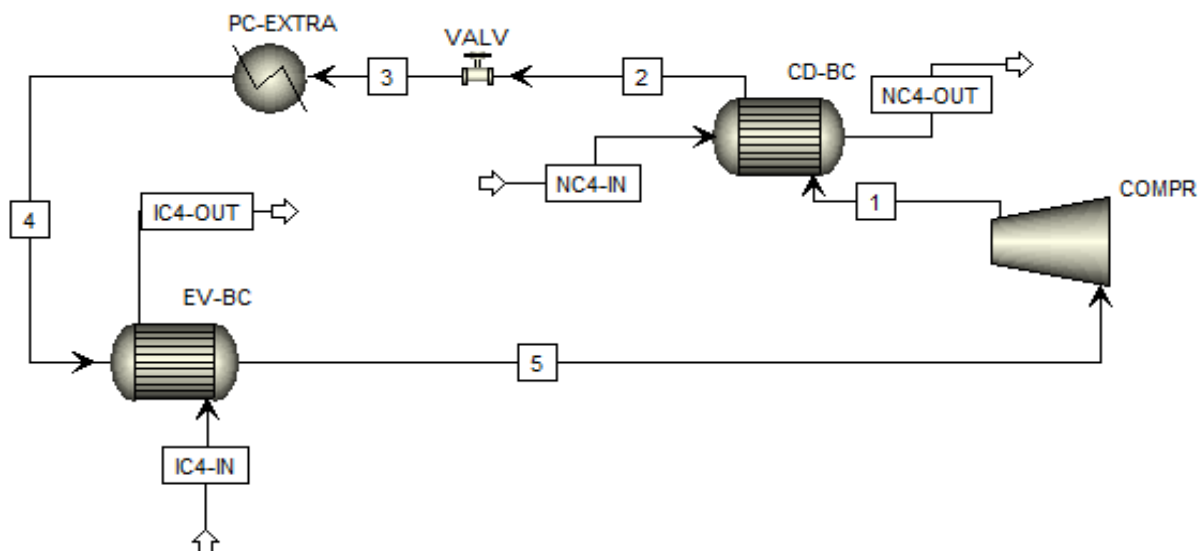


Figura 34-Esquema do Modelo 2 de bomba de calor.

A principal diferença do modelo 2 para o modelo 1 reside no facto do permutador de calor extra, colocado após a válvula, condensar apenas o fluido refrigerante necessário para promover a condensação do isobutano. Neste modelo é possível, para a maioria dos fluidos refrigerantes analisados, uma diminuição do calor trocado nesse mesmo permutador e também uma redução da potência do compressor, como se pode verificar pela tabela 14.

Tabela 14-Resultados obtidos para o modelo 2 para os vários fluidos refrigerantes.

Fluido refrigerante	Caudal de refrigerante (ton/h)	Pressão compressor (bar)	Pressão válvula (bar)	Q-Permutador de calor (Gcal/h)	W-compressor (Gcal/h)	Custo com utilidades (M€/ano)
Pentano	134	4,5	1,3	2,38	3,43	2,6
Isopentano	140	9,0	1,8	2,81	3,96	3,0
Etil éter	140	6,0	1,4	1,92	2,85	2,2
Butano	158	13,0	4,3	1,78	2,68	2,0
Isobutano	185	18,0	6	2	2,96	2,2
Metilformato	110	6,0	1,6	1,66	2,53	1,9
Caso Atual	-	-	-	-	-	2,2

Para este modelo existem já 3 fluidos que reduzem o gasto anual com utilidades verificado atualmente, sendo eles o etil éter, o butano e o metilformato.

Apesar dos valores do custo anual com utilidades, calor necessário no permutador de calor extra e trabalho no compressor, obtidos pelo fluido refrigerante metilformato serem inferiores aos

obtidos pelos restantes fluidos, é necessário considerar a disponibilidade dos mesmos na refinaria ou a facilidade de obtenção. Assim sendo, o metilformato apresenta uma grande desvantagem comparativamente com o butano, existente na refinaria, e por isso, seria dificilmente implementado.

Como se pode verificar pelos resultados, para o caso do butano, esta alternativa permite poupar anualmente cerca de 166,8 k€, o que se traduz numa redução do consumo de utilidades anual de 7,62% face ao caso atual. Também o COP do modelo 2 é superior ao do modelo 1, apresentando o valor de 4,03.

Apresenta-se mais uma vez a tabela com as condições operatórias das correntes intervenientes no modelo 2 e o diagrama de Mollier para o caso do butano, que é o fluido refrigerante mais acessível e com melhores resultados.

Tabela 15-Condições operatórias das correntes intervenientes no Modelo 2 para o caso do butano.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Fração de Vapor
1	92,4	1,3	1
2	88,7	1,3	0
3	44,8	0,43	0,36
4	44,8	0,43	0,22
5	49,5	0,43	1

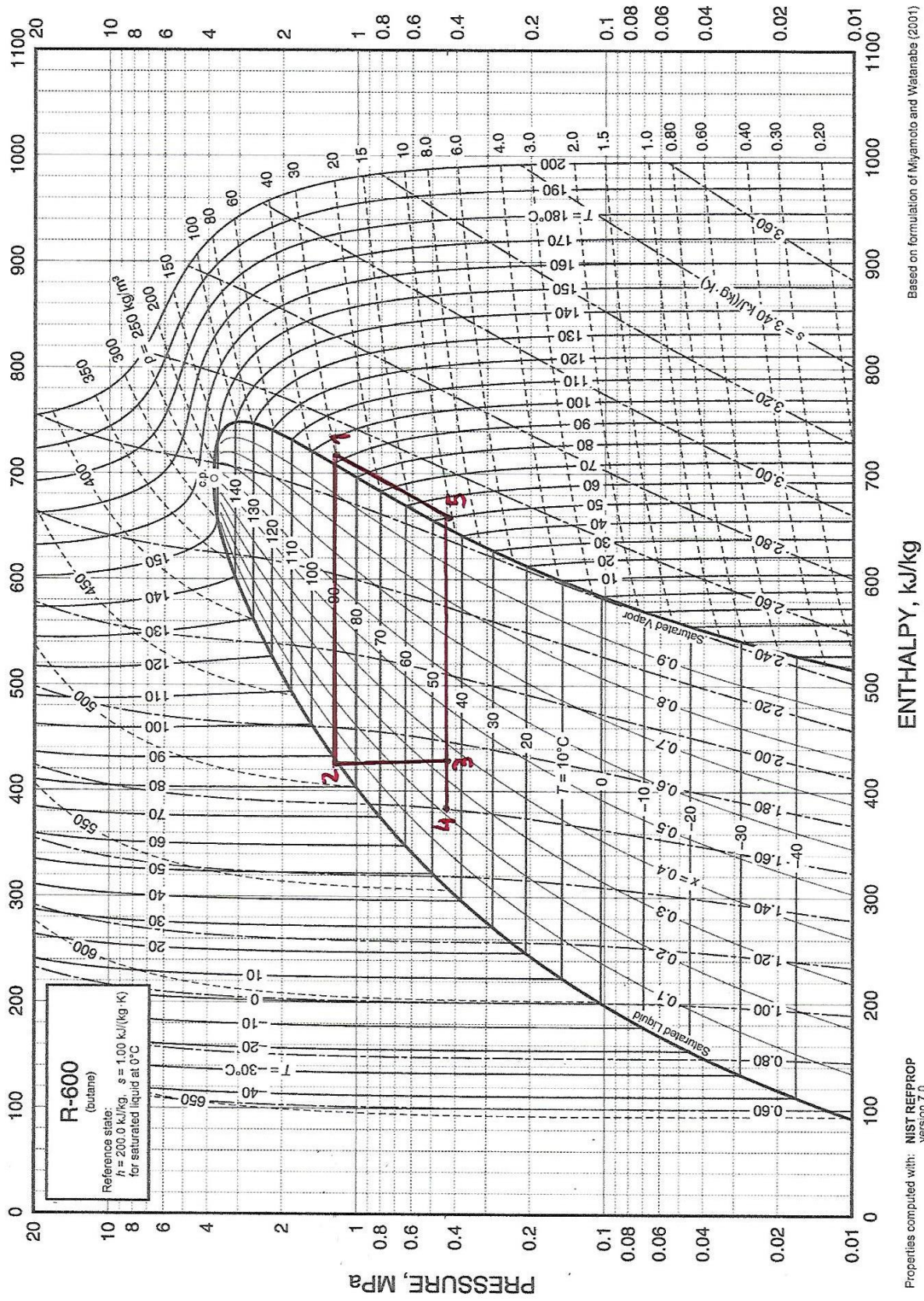


Figura 35-Diagrama de Mollier para o caso do butano e para o modelo 2 (ASHRAE, 2017).

5.1.1.3 Modelo 3

No modelo 3 procurou-se aproveitar o arrefecimento que tem de existir depois do condensador da bomba de calor para aquecer a corrente de entrada no compressor e assim poupar em utilidades (Zühlsdorf, Jensen and Elmegaard, 2019). Esta alternativa apresenta ainda outra vantagem que é o facto de garantir que o fluido refrigerante entra sobreaquecido no compressor, o que permite evitar a condensação por compressão e evitar estragos no compressor.

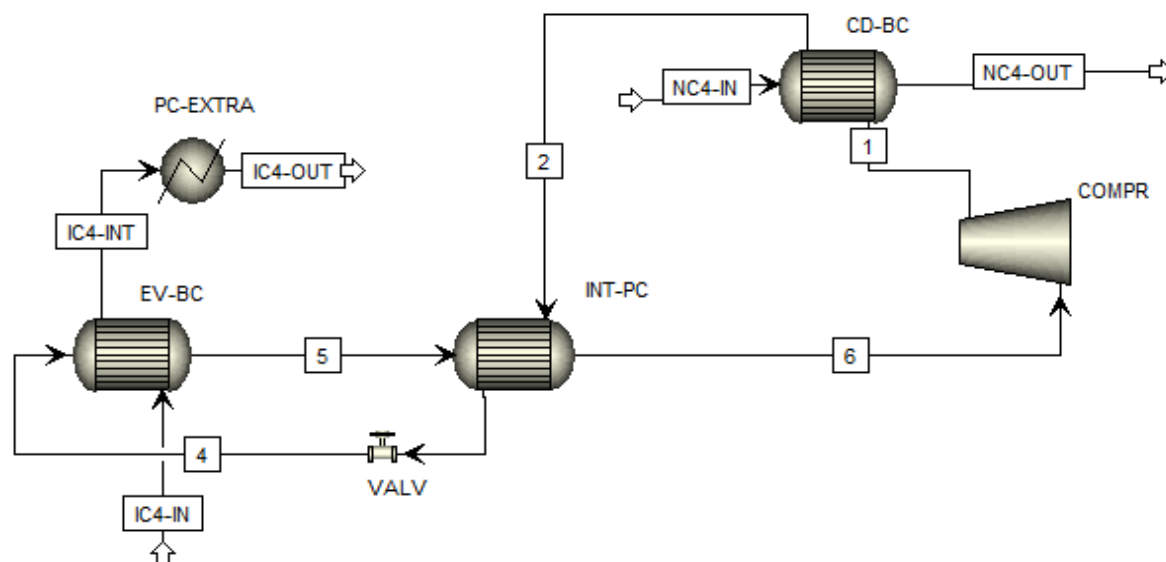


Figura 36-Esquema do Modelo 3 de bomba de calor.

O fluido refrigerante já comprimido segue então para o condensador da bomba de calor, onde vai vaporizar 30% do n-butano proveniente do fundo da coluna, e depois para um permutador de calor intermédio onde é arrefecido com a corrente que sai do evaporador e posteriormente para uma válvula que reduz a pressão até ao valor adequado para poder condensar parte do isobutano. Como a válvula provocou a evaporação de parte do fluido refrigerante, é necessário um permutador de calor extra para condensar o restante isobutano. O fluido refrigerante saído do evaporador da bomba de calor, na corrente 5, encontra-se gasoso, e ao trocar calor no permutador de calor intermédio permite que este fique sobreaquecido, entrando depois no compressor e fechando o ciclo.

Tabela 16-Resultados obtidos para o modelo 3 para os vários fluidos refrigerantes.

Fluido refrigerante	Caudal de refrigerante (ton/h)	Pressão compressor (bar)	Pressão válvula (bar)	Q-Permutador de calor (Gcal/h)	W-compressor (Gcal/h)	Custo com utilidades (M€/ano)
Pentano	138	5,5	1,3	1,72	2,76	2,1
Isopentano	140	9,0	1,8	1,88	3,13	2,4
Etil éter	140	6,0	1,4	1,56	2,76	2,1
Butano	158	13,0	4,3	1,76	2,67	2,0
Isobutano	185	18,0	6	1,57	2,99	2,2
Metilformato	110	6,0	1,6	1,46	2,56	1,9
Caso atual	-	-	-	-	-	2,2

Pela tabela 16 confirma-se que com a introdução do permutador de calor intermédio, diminui significativamente o consumo anual de utilidades, o que implica que a utilização de 4 dos 6 fluidos conduz sempre a alternativas mais vantajosas do que a atual.

Para o caso do butano, o modelo 3 viabiliza uma redução do consumo de utilidades anual de 8,42% face ao caso atual e apresenta um coeficiente de desempenho de 4,04.

Na tabela 17 apresentam-se as condições operatórias das correntes para o caso do butano e na figura 37 o diagrama de Mollier, onde se confirma que o fluido refrigerante à entrada do compressor está sobreaquecido.

Tabela 17-Condições operatórias das correntes intervenientes no Modelo 3 para o caso do butano.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Fração de Vapor
1	92,0	1,3	1
2	88,2	1,3	0
3	85,6	1,3	0
4	44,8	0,43	0,33
5	44,8	0,43	1
6	49,0	0,43	1

O sobreaquecimento mencionado anteriormente e que pode ser constatado na figura 37, não tem, no entanto, um impacto relevante no aumento do tamanho do compressor. Foi feita a simulação considerando que a corrente de entrada no compressor era a corrente 5 e verificou-se que o trabalho necessário seria de 2,62 Gcal/h em vez de 2,67 Gcal/h obtido para o caso do butano com sobreaquecimento, o que se traduz numa diferença de cerca de 40 k€ no custo anual com utilidades.

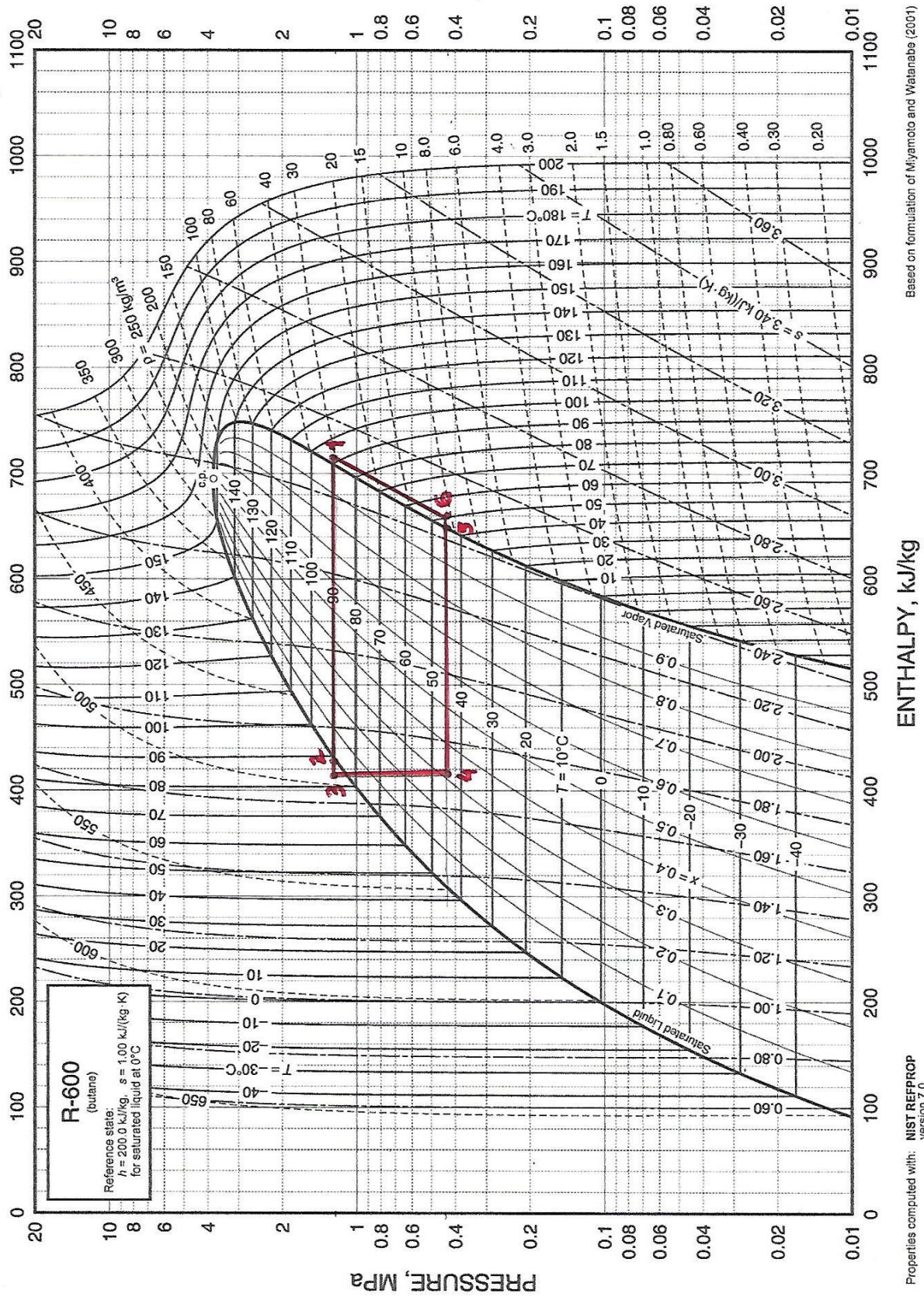


Figura 37-Diagrama de Mollier para o caso do butano e para o modelo 3 (ASHRAE, 2017).

5.1.1.4 Modelo 4

O modelo 4 partiu do modelo 3, mas em vez de incluir um permutador de calor extra para condensar o isobutano restante, tem um ciclo em recirculação com mais fluido refrigerante, como se pode verificar na figura 38.

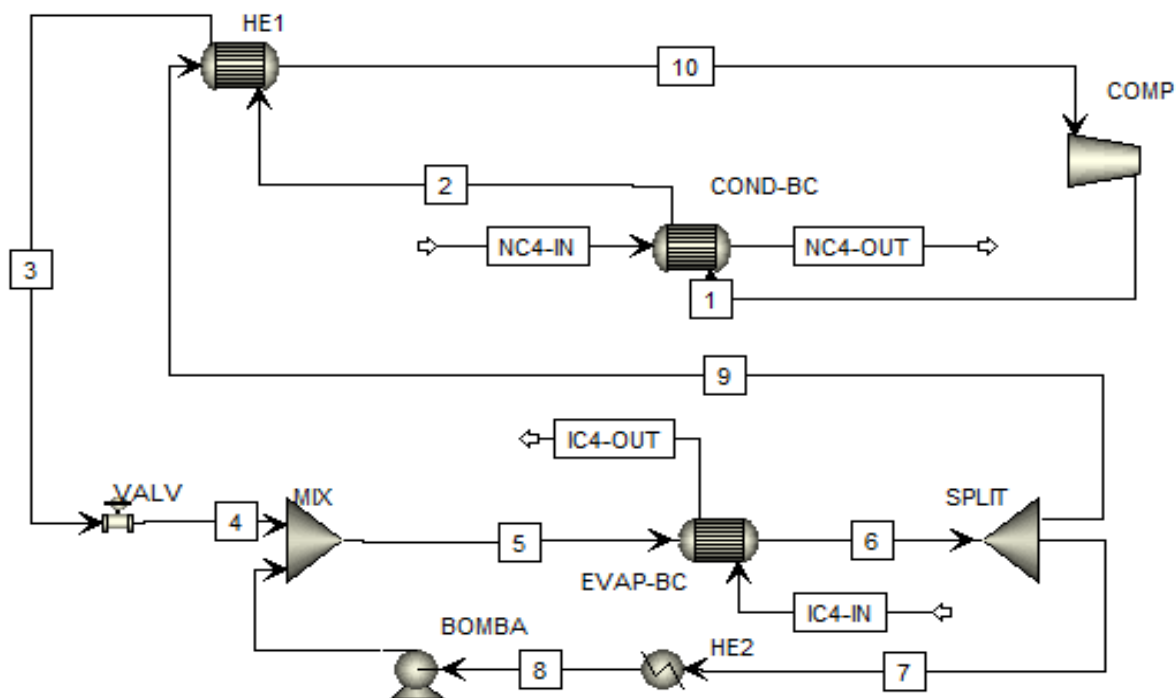


Figura 38-Esquema do Modelo 4 de bomba de calor.

Neste modelo, a zona do condensador é bastante semelhante à do modelo 3, a principal diferença reside no facto de existir uma recirculação em 7 e 8 de fluido refrigerante, o que permite que o calor no permutador extra seja mais pequeno e o consumo anual de utilidades seja mais reduzido. Isto acontece porque neste caso o caudal de fluido refrigerante a condensar pelo permutador extra é de cerca de 20 ton/h e nos modelos 1 e 3 o permutador extra tem de condensar a corrente de isobutano, que corresponde a cerca de 142 ton/h.

Tabela 18-Resultados obtidos para o modelo 4 para os vários fluidos refrigerantes.

Fluido refrigerante	Caudal de refrigerante (ton/h)	Pressão compressor (bar)	Pressão válvula (bar)	Q-Permutador de calor (Gcal/h)	W-compressor (Gcal/h)	Custo com utilidades (M€/ano)
Pentano	134+17	4,5	1,3	1,46	2,28	1,7
Isopentano	140+23	9,0	1,8	1,85	2,77	2,1
Etil éter	140+19	6,0	1,4	1,61	2,48	1,9
Butano	158+21	13,0	4,3	1,72	2,61	2,0
Isobutano	185+24	18,0	6	1,73	2,61	2,0
Metilformato	110+13,5	6,0	1,6	1,38	2,19	1,6
Caso atual	-	-	-	-	-	2,2

Para o modelo 4, qualquer que seja o fluido refrigerante escolhido, o custo anual com utilidades é inferior à situação atual. Este modelo é então, de todos os apresentados, o que conduz a um melhor desempenho da bomba de calor pois possibilita uma redução do consumo de utilidades anual de 10,02% (para o caso do butano) face ao caso existente e apresenta um coeficiente de desempenho de 4,14.

De seguida apresentam-se as condições operatórias das correntes intervenientes, bem como o diagrama de Mollier, ambos para o caso do butano.

Tabela 19-Condições operatórias das correntes intervenientes no Modelo 4 para o caso do butano.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Fração de Vapor
1	91,8	1,3	1
2	88,2	1,3	0
3	83,2	1,3	0
4	44,8	0,43	0,31
5	44,8	0,43	0,28
6	45,1	0,43	1
7	45,1	0,43	1
8	44,8	0,43	0
9	45,1	0,43	1
10	53,2	0,43	1

Mais uma vez avaliou-se o impacto do sobreaquecimento do gás à entrada do compressor, tendo-se verificado, por simulação em Aspen Plus, que o trabalho necessário deixaria de ser 2,61 Gcal/h no caso do n-butano para ser 2,54 Gcal/h.

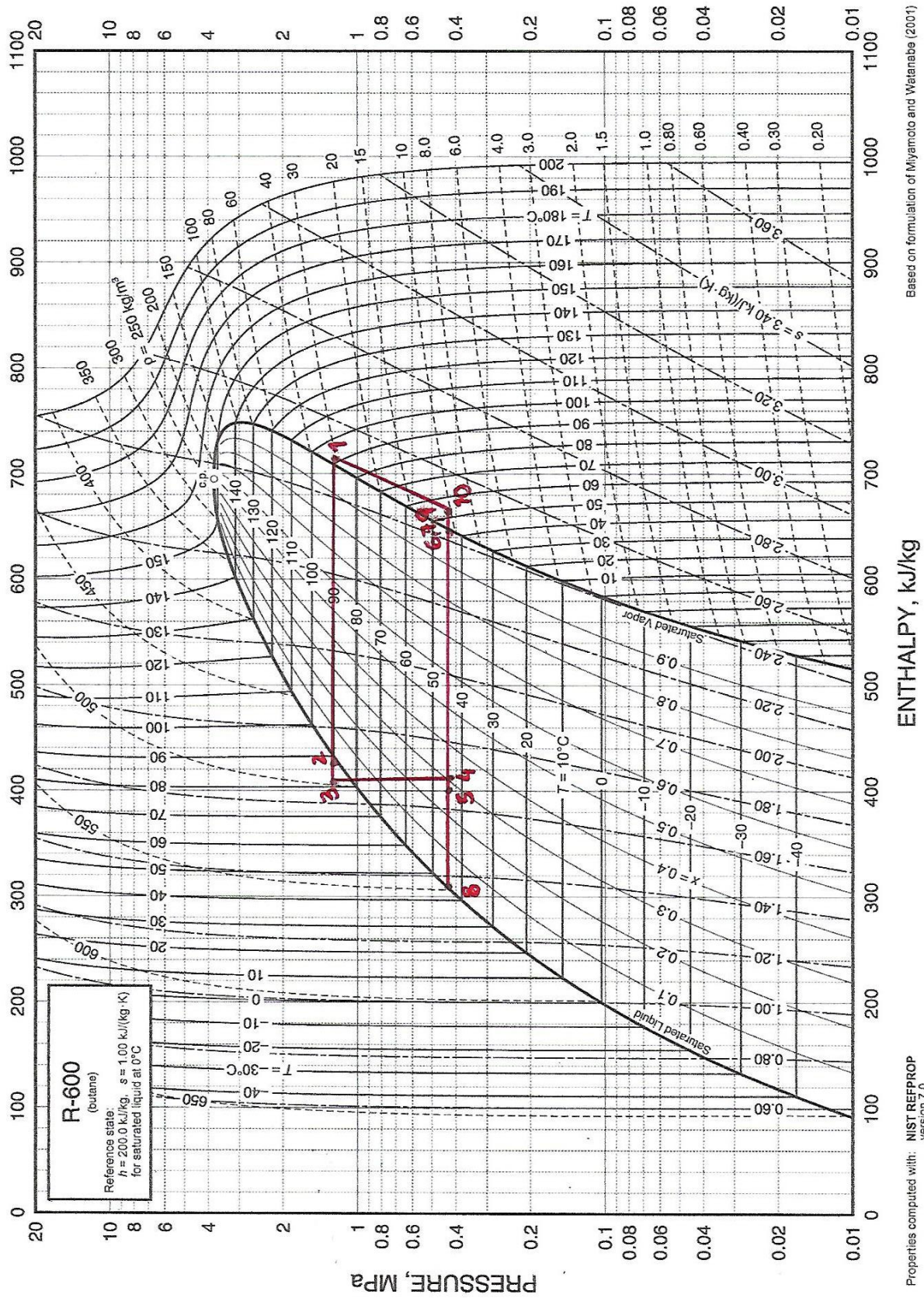


Figura 39-Diagrama de Mollier para o caso do butano e para o modelo 4 (ASHRAE, 2017).

Os quatro modelos apresentados anteriormente representam 4 alternativas diferentes de bombas de calor usando um fluido externo e resultaram do estudo de muitas outras opções, tendo-se concluído que estas quatro alternativas são exemplificativas do trabalho realizado na procura de uma solução energeticamente mais eficiente. De forma a tornar a sua comparação mais simples, na tabela 20 encontram-se apresentados os resultados obtidos para cada um dos modelos apenas para o caso do n-butano.

Tabela 20-Comparação entre os quatro modelos para o caso do fluido refrigerante n-butano.

Modelo	Caudal de refrigerante (ton/h)	Pressão compressor (bar)	Pressão válvula (bar)	Q-Permutador de calor (Gcal/h)	W-compressor (Gcal/h)	Custo com utilidades (k€/ano)
1	158	13,0	4,8	1,85	2,76	2086
2	158	13,0	4,3	1,78	2,68	2023
3	158	13,0	4,3	1,76	2,67	2005
4	158+21	13,0	4,3	1,72	2,61	1970

Como se pode verificar pela tabela 20, ao longo dos quatro modelos os valores de caudais e pressões foram quase sempre os mesmos, o que torna ainda mais evidente a melhoria de modelo para modelo, refletida na diminuição do calor dos permutadores a funcionar com recurso a utilidades e também na diminuição do trabalho do compressor. Quanto menor o calor do permutador de calor, menor o caudal de água de refrigeração necessário e consequentemente menor o gasto desta utilidade. Para o compressor, a lógica é semelhante, se o trabalho necessário para comprimir o fluido refrigerante é menor, também o consumo de eletricidade para o motor será menor. A diminuição destas duas parcelas ao longo dos modelos, permitiu uma diminuição do custo anual com utilidades. No entanto, o grau de complexidade do modelo 4 é bastante superior ao do modelo 1, o que também pode ser verificado pela maior quantidade de equipamentos. Esta tabela permite observar a evolução feita na procura de alternativas energeticamente mais eficientes.

No entanto, nos quatro modelos existe um permutador de calor, designado por pc-extra, que serve para arrefecimento com água de refrigeração, o que implica um gasto extra com utilidades. A solução existente atualmente não apresenta um permutador de calor com água de refrigeração, mas sim um aeroarrefecedor e por isso, foram simulados, novamente em Aspen Plus, os 4 modelos substituindo o pc-extra pelo aeroarrefecedor existente.

Na tabela 21 encontram-se os resultados obtidos para o caso do permutador de calor com água de refrigeração e para o caso do aeroarrefecedor quando o fluido refrigerante é o butano, relembrando que o custo atual com utilidades é de 2189,4 k€/ano.

Tabela 21-Comparação de custos anuais com utilidades para o uso de diferentes permutadores e para cada modelo considerando o n-butano como fluido refrigerante.

Modelos	Permutador de calor com água de refrigeração			Aeroarrefecedor	
	Custo anual com utilidades (k€/ano)	Custo total com utilidades (k€/ano)	% Redução do consumo anual com utilidades ¹	Custo anual com utilidades (k€/ano)	% Redução do consumo anual com utilidades ¹
Modelo 1	Eletricidade: 2027	2086	4,73%	2031	7,25%
	Água de refrigeração: 58				
Modelo 2	Eletricidade: 1966	2023	7,62%	1987	9,25%
	Água de refrigeração: 56				
Modelo 3	Eletricidade: 1949	2005	8,42%	1953	10,81%
	Água de refrigeração: 56				
Modelo 4	Eletricidade: 1916	1970	10,02%	1922	12,23%
	Água de refrigeração: 54				

Como seria de esperar os custos anuais com utilidades são inferiores para o caso em que é utilizado o aeroarrefecedor, uma vez que deixa de ser necessária água de refrigeração e passa apenas a ser necessária eletricidade para as pás do ventilador rodarem. A poupança anual com utilidades no caso do aproveitamento do aeroarrefecedor é cerca de 1,2 a 1,5 vezes a verificada no caso do permutador de calor com água de refrigeração.

A alternativa de usar o aeroarrefecedor já existente apresenta ainda outra vantagem que reside no facto de ser menos um equipamento a ser adquirido, o que faz com que o projeto, a ser considerado, seja economicamente mais rentável. Mais à frente, falar-se-á do custo do equipamento.

5.1.2 Bombas de calor com ciclo de recompressão mecânica do vapor

As bombas de calor com ciclos de recompressão mecânica do vapor são um sistema ainda bastante recente na indústria, mas que apresentam bons resultados na destilação binária e em especial quando os componentes a separar apresentam pontos de ebulição próximos, como é o caso (Fonyo and Mizsey, 1994). Neste tipo de bombas de calor, o vapor do topo da coluna é usado como meio de transferência de calor e é alimentado diretamente ao compressor, permitindo a poupança de um permutador de calor comparativamente com a alternativa anterior (Olujic *et al.*, 2006). Esta alternativa apresenta uma eficiência superior bem como menores custos de investimento comparativamente com as bombas de calor com ciclo de compressão mecânica. Para além disso, não necessita da existência de fluido refrigerante extra, o que também acarreta menos custos. A principal desvantagem do ciclo de recompressão mecânica do vapor, também verificada no ciclo de compressão mecânica é o gasto de eletricidade no compressor, que é bastante elevado.

¹ Face ao caso atual

Tabela 23-Informações da bomba de calor com ciclo de recompressão mecânica do vapor.

Fração de vapor na corrente 5	Fração de vapor na corrente 16	Pressão compressor (bar)	Pressão à saída da válvula (bar)	Q-Permutadores de calor (Gcal/h)	W-compressor (Gcal/h)	Custo com utilidades (M€/ano)
0	0,24	17,0	8,86	6,11 (B6: 3,51 B12: 2,06 B2: 0,54)	1,34	1,6

Como já tinha sido referido anteriormente, o Q-Permutadores de calor apresentado na tabela diz apenas respeito aos permutadores de calor que necessitam de utilidades, encontrando-se discriminado o calor de cada um desses equipamentos. O permutador de calor B4, que promove a troca de calor entre o topo e o fundo da coluna tem uma potência de 8,6 Gcal/h.

Para esta alternativa não é possível mostrar o diagrama de Mollier, uma vez que se trata de uma mistura e não foi possível obter o mesmo para a mistura em estudo, no entanto, e à semelhança do que foi apresentado anteriormente, na tabela 24 encontram-se as condições operatórias das correntes envolvidas. Como não é possível obter a representação no diagrama de Mollier desta alternativa, é difícil dizer se o permutador B2 responsável apenas pelo sobreaquecimento da corrente de entrada do compressor é mesmo necessário. Considerando a sua composição, à partida não existirá o problema de ocorrer condensação por compressão, no entanto, e uma vez que se trata de um permutador de dimensões reduzidas e com uma potência baixa, optou-se por mantê-lo.

Tabela 24-Condições operatórias das correntes intervenientes no Modelo de aproveitamento do topo da coluna.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Fração de Vapor
2	61,8	0,91	1
3	70,0	0,91	1
4	97,3	1,7	1
5	88,3	1,6	0
6	59,9	0,89	0,29
7	55,4	0,89	0
8	55,4	0,89	0
9	55,4	0,91	0

Esta alternativa, que doravante será designada por modelo de aproveitamento do topo da coluna pode ainda ser melhorada, uma vez que o permutador B6 pode ser substituído pelo aeroarrefecedor já existente, poupando assim água de refrigeração e ainda a compra de um novo equipamento. O permutador B12 pode também ser substituído pelo termosifão já existente na coluna, poupando o investimento inerente à compra de um novo equipamento. Assim, para esta alternativa seria necessária apenas a compra dos permutadores B2 e B4, do compressor B3 e da bomba B11.

Relembrando que o custo atual com utilidades é de 2189,4 k€/ano, na tabela 25 apresentam-se os resultados obtidos para este modelo para a situação de utilização de um permutador de calor com água de refrigeração e para a situação de utilização de um aeroarrefecedor.

Tabela 25-Poupança anual com utilidades para o caso do modelo de aproveitamento do topo da coluna.

Modelos	Permutador de calor com água de refrigeração			Aeroarrefecedor		
	Custo anual com utilidades (k€/ano)	Custo total com utilidades (k€/ano)	% Redução do consumo anual com utilidades ²	Custo anual com utilidades (k€/ano)	Custo total com utilidades (k€/ano)	% Redução do consumo anual com utilidades ²
Aproveitamento do topo da coluna	Eletricidade: 993	1591	27,32%	Eletricidade: 993	1421	35,11%
	Água de refrigeração: 111			Vapor saturado: 428		
	Vapor saturado: 488			-		

A principal diferença verificada no custo de utilidades é no permutador B6. A alteração do B6 para o aeroarrefecedor, permitiu que o custo anual com utilidades diminuísse de 1591 k€/ano para 1421 k€/ano, o que fez com que a redução do consumo de utilidades aumentasse mais de 7%.

O esquema do modelo de aproveitamento do topo da coluna com as melhorias referidas encontra-se apresentado na figura 41. Assinala-se com um círculo vermelho os equipamentos que devem ser adquiridos.

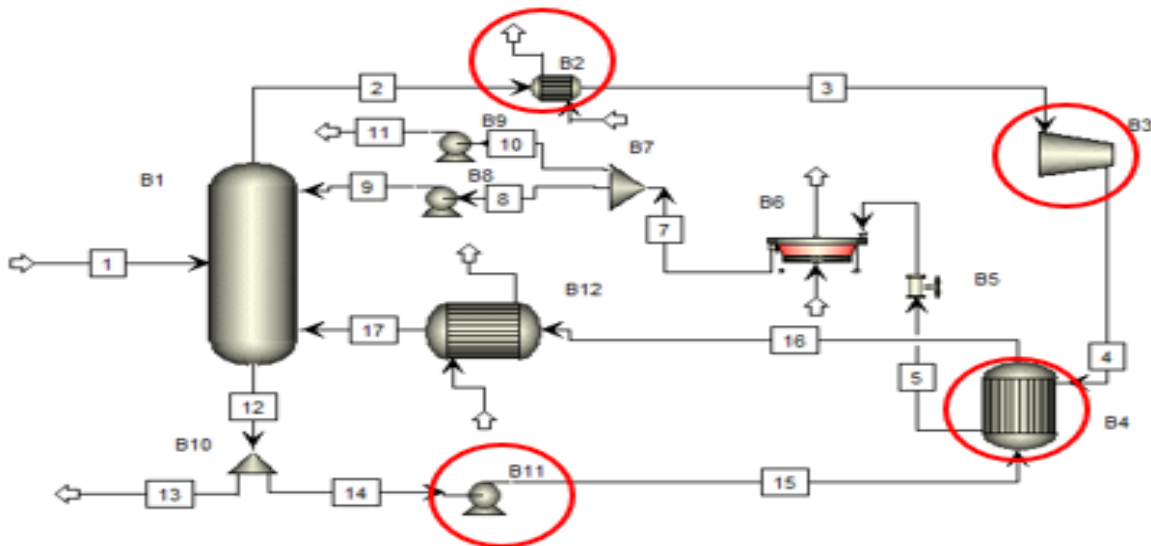


Figura 41-Esquema do modelo de aproveitamento do topo da coluna usando o aeroarrefecedor e termosifão existentes.

² Face ao caso atual

5.1.3 Bombas de calor com *Bottom flashing*

Este tipo de bombas de calor permite que o fundo da coluna possa ser expandido e usado para condensar o produto de topo. Apesar de eficiente, este caso é muito menos abordado em artigos comparativamente com o caso de recompressão mecânica do vapor. No entanto, no caso da desisobutanizadora em estudo mostrou-se uma alternativa a considerar com uma pequena alteração. Por norma, todo o caudal de produtos do fundo da coluna que entra no ebulidor é vaporizado e como tal, este tipo de bombas de calor, usa todo esse caudal para passar na válvula de expansão, trocar calor com o produto de topo, condensar e voltar a entrar na coluna como retorno do ebulidor. No caso da desisobutanizadora, apenas se pretende vaporizar 30% da corrente de fundo, constituída maioritariamente por n-butano, e por isso, ao usar apenas esses 30% do caudal para trocar calor com o topo da coluna é possível poupar em muito o trabalho no compressor, comparativamente com a alternativa em que todo o fluido da base circulava.

Mais uma vez, foram simuladas as condições mencionadas anteriormente relativamente à desisobutanizadora.

Na figura 42 encontra-se um esquema representativo da bomba de calor implementada com *bottom flashing*.

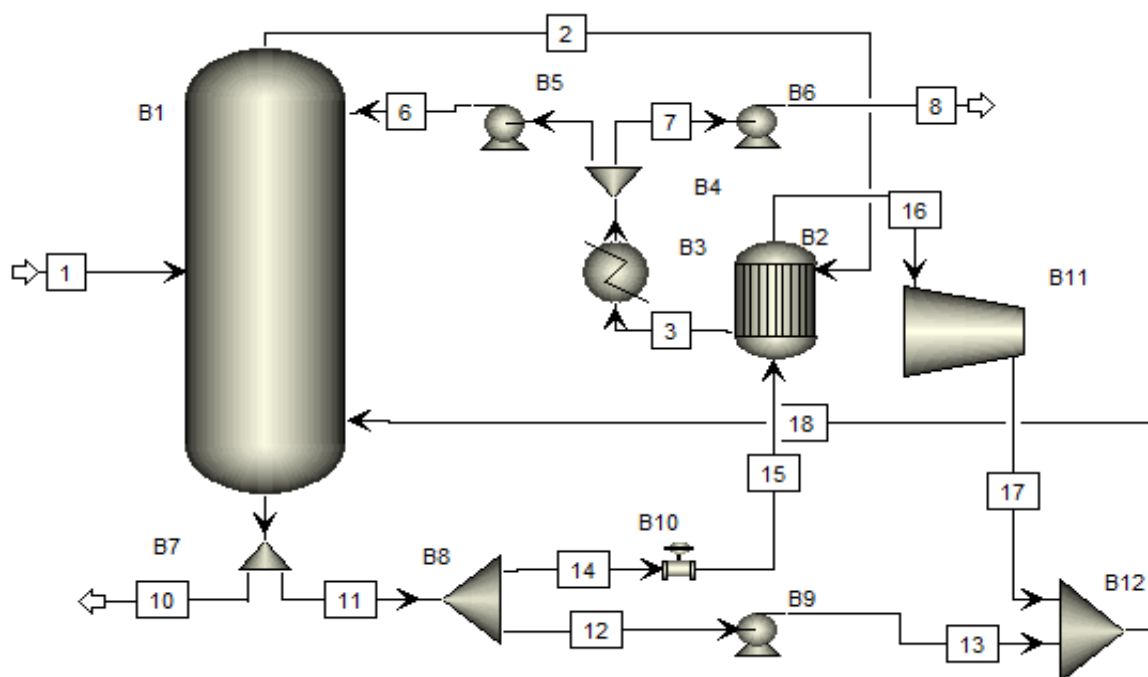


Figura 42-Esquema de bomba de calor com bottom flashing.

Segundo o modelo representado na figura 42, o fluido da base da coluna que seria encaminhado para o ebulidor é dividido, seguindo 30% pela corrente 14 e os restantes 70% pela corrente 12. O fluido da corrente 14 segue para uma válvula de expansão, que impõe uma redução da pressão e conseqüentemente da temperatura devido ao efeito de Joule-Thomson, e depois prossegue para o permutador B2 onde irá trocar calor com o topo da coluna. O calor do permutador B2 é apenas o da vaporização da mistura de n-butano do fundo da coluna, pelo que foi necessário introduzir o permutador B3 para condensar o restante isobutano. Na corrente 16, o n-butano, já vaporizado segue

para o compressor B11 onde a pressão é aumentada para 8,75 barg e segue para o misturador B12, onde se mistura com a corrente líquida e retornam à coluna na proporção desejada.

Tabela 26-Informações da bomba de calor com *bottom flashing*.

Fração de vapor na corrente 3	Pressão compressor (bar)	Pressão válvula (bar)	Q-Permutador de calor (Gcal/h)	W-compressor (Gcal/h)	Custo com utilidades (k€/ano)
0,065	9,76	4,8	1,14	1,63	1236

O calor do permutador de calor mencionado na tabela é referente ao único permutador que requer utilidades, o B3. O permutador de calor B2 permite a troca de 9,4 Gcal/h entre parte da corrente de fundo e o topo da coluna.

Das alternativas apresentadas, esta é a que requer uma menor potência no compressor e no permutador de calor e conseqüentemente menor custo anual com utilidades. Pode ainda tornar-se mais rentável, substituindo o permutador de calor a água de refrigeração (B3) pelo aeroarrefecedor já existente na unidade, como apresentado na figura 43. A vermelho encontram-se assinalados os equipamentos que devem ser adquiridos.

O modelo com o aeroarrefecedor passará a designar-se, daqui em diante, de modelo de aproveitamento do fundo da coluna e apresenta um custo anual de utilidades de 1228 k€/ano, o que representa uma poupança anual de cerca de 962 k€ relativamente à situação que existe atualmente.

Sabendo que o custo atual com utilidades é de 2189,4 k€/ano, na tabela 27 encontram-se os resultados de custo anual com utilidades e % de poupança face ao caso atual.

Tabela 27-Poupança anual com utilidades para o caso do modelo de aproveitamento do fundo da coluna.

Modelos	Permutador de calor com água de refrigeração			Aeroarrefecedor	
	Custo anual com utilidades (k€/ano)	Custo total com utilidades (k€/ano)	% Redução do consumo anual com utilidades ³	Custo anual com utilidades (k€/ano)	% Redução do consumo anual com utilidades ³
Aproveitamento do fundo da coluna	Eletricidade: 1200	1236	43,53%	1228	43,93%
	Água de refrigeração: 36				

Esta redução anual do consumo de utilidades de quase 50% face à situação atual é um valor bastante promissor na obtenção de uma alternativa energeticamente mais eficiente e atrativa do ponto de vista económico.

³ Face ao caso atual

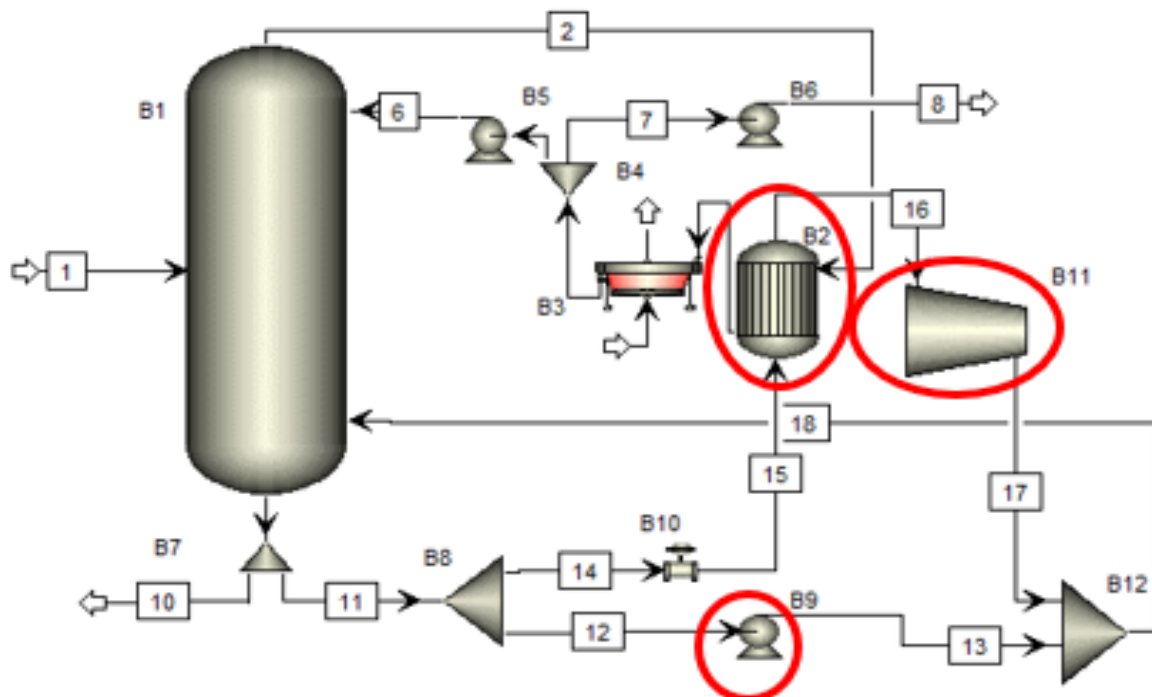


Figura 43-Esquema do modelo de aproveitamento do fundo da coluna.

O fundo da coluna é composto por isobutano, n-butano e n-pentano, no entanto, o n-butano apresenta uma pureza superior a 95%, pelo que se considerou aceitável representar esta alternativa no diagrama de Mollier do n-butano. Assim, na tabela 28 encontram-se as condições operatórias das correntes envolvidas e na figura 44 o diagrama de Mollier para este caso.

Tabela 28-Condições operatórias das correntes intervenientes no modelo de aproveitamento do fundo da coluna.

Corrente	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Fração de Vapor
11	78,9	0,976	0
12	78,8	0,936	0
13	78,9	0,976	0
14	78,8	0,936	0
15	49,4	0,48	0,24
16	49,4	0,47	1
17	78,8	0,976	1
18	78,8	0,976	0,3

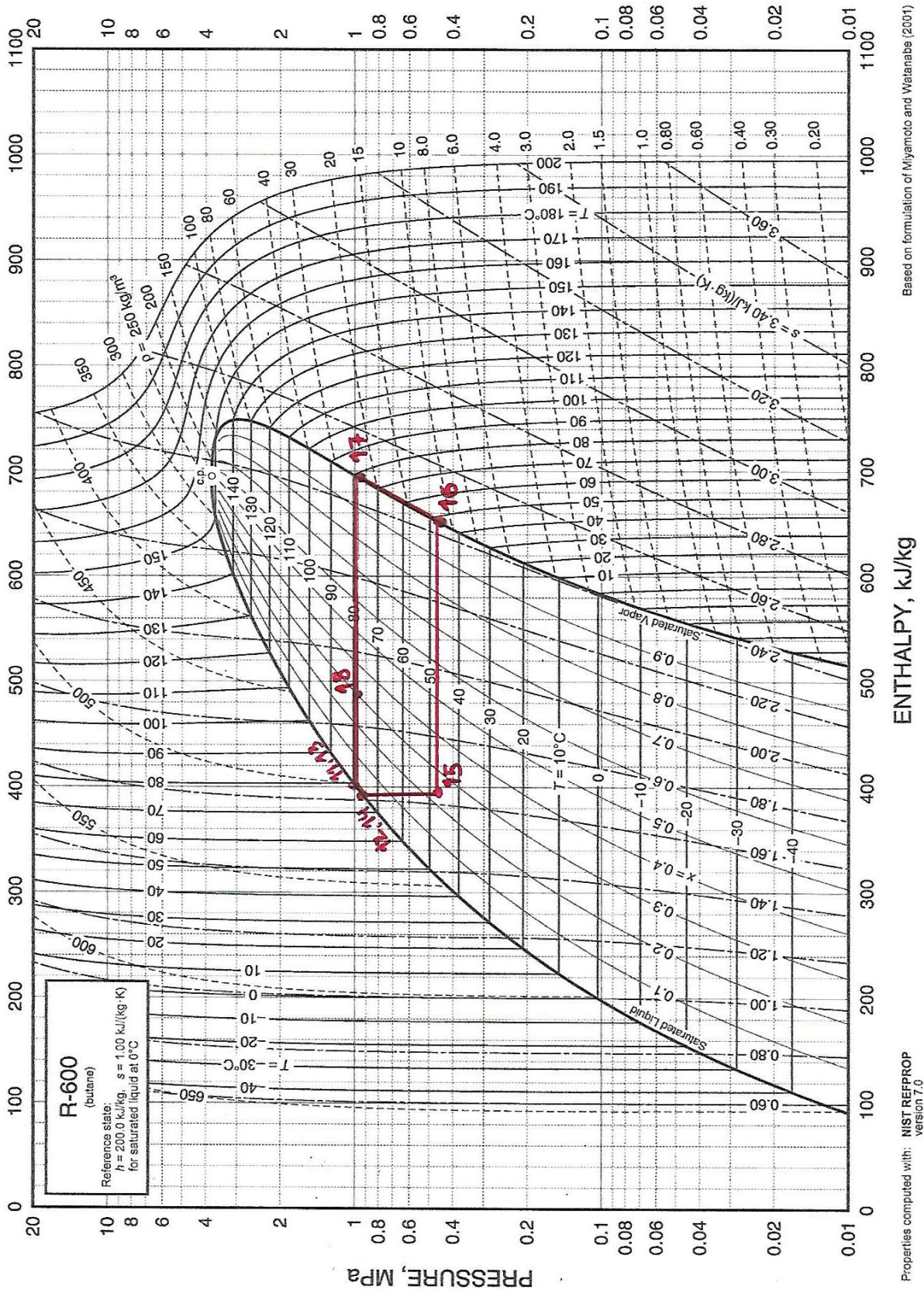


Figura 44-Diagrama de Mollier para o caso do butano e para o modelo de aproveitamento do fundo da coluna (ASHRAE, 2017).

5.1.4 Estimativa dos custos de investimento e período de retorno simples do investimento de algumas alternativas

Para os vários modelos apresentados anteriormente apenas os custos anuais com utilidades foram determinados, uma vez que são estes que dão conta da poupança energética decorrente da aplicação das bombas de calor sugeridas. No entanto, todas as alternativas requerem a compra de equipamentos novos, pelo que é necessário considerar neste subcapítulo os custos de capital de cada uma das alternativas mais viáveis.

Assim, apresentar-se-ão apenas os custos de equipamentos dos modelos de aproveitamento do topo da coluna e de aproveitamento do fundo da coluna, uma vez que são os que, à partida, podem ser viáveis pois permitem a poupança de cerca de 787 k€/ano e 962 k€/ano, respetivamente. Os restantes modelos, com ciclos de compressão de vapor, para além de apresentarem menores poupanças anuais com utilidades, também são os que necessitam de maior compra de equipamento, pelo que, não seriam viáveis de implementar.

5.1.4.1 Custos de equipamento no modelo de aproveitamento do topo da coluna

Para este modelo é necessária a compra de um compressor (B3), uma bomba (B11) e dois permutadores de calor (B2 e B4), referidos na figura 41. Reforçar novamente que apenas será necessária a compra destes equipamentos pois o aeroarrefecedor e o termossifão existentes serão aproveitados como forma de atenuar o investimento inicial.

O compressor foi escolhido com a ajuda da empresa MAN Diesel & Turbo, a quem foram enviados os dados de caudal volumétrico, pressão final e potência requerida e que recomendaram a escolha de um compressor de Parafuso MAN modelo CP252 de 2,3 MW com um custo de 2,1 M€. Este compressor apresenta uma razão de compressão de 1,95 e uma potência de 1560 kW. Os compressores rotativos de parafuso são compressores de deslocamento positivo, sendo que neste tipo de equipamentos, a compressão do ar dá-se pela redução física do volume de uma massa constante de ar. Estes compressores são concebidos a partir de dois parafusos, um com contorno convexo e outro côncavo, e o ar é aprisionado numa cavidade entre espirais adjacentes e obrigada a comprimir por redução de volume. A principal vantagem deste tipo de compressores é o facto de fornecerem um fluxo de ar praticamente contínuo.

Os restantes equipamentos foram dimensionados no simulador Aspen Plus, tendo-se considerado os preços do simulador e de dois sites especializados no cálculo de custo de equipamento, o mhhe, baseado no livro “Plant Design and Economics for Chemical Engineers” (Peters, Timmerhaus and West, 2002), e o matches, que se trata de uma empresa licenciada de engenharia (Matches, 2014). Os preços fornecidos pelos sites especializados referem-se a anos específicos e por isso foram atualizados com os valores de CEPCI(CE Plant Cost Index, 2002, 2014, 2019), apresentados na tabela 29. Não foi possível obter índices para o ano de 2020 e por isso foram atualizados para 2019.

Tabela 29-Valores de CEPCI para 2002, 2014 e 2019.

Equipamentos	Março 2002	Outubro 2014	Janeiro 2019
Permutadores de Calor	352,9	652,3	677,3
Bombas e compressores	698,2	941,1	1060,6

A bomba B11 é uma bomba centrífuga e apresenta uma potência de 13 kW, e os permutadores B2 e B4 são ambos permutadores de caixa e tubos que apresentam áreas de 20 m² e 866 m², respetivamente. O permutador B4 apresenta cabeça flutuante, um U(sujo) de 855,6 kcal/hm²°C e um LMTD corrigido de 12°C, mais informações podem ser consultadas no anexo E. Os custos obtidos de acordo com as várias alternativas encontram-se apresentados na tabela 30.

Tabela 30-Custo atualizado dos equipamentos a comprar segundo as várias alternativas para o modelo de aproveitamento do topo da coluna.

Equipamento	Referência	Custo (\$)	Custo atualizado a 2019 (\$)	Custo atualizado a 2019 (€)
Bomba B11	mhhe	1017	1545	1373
	Matches	4900	5522	4909
	Aspen Plus	-	-	9957
Permutador de Calor B2	mhhe	6271	12036	10700
	Matches	19600	20351	18092
	Aspen Plus	-	-	20980
Permutador de Calor B4	mhhe	88754	170340	151431
	Matches	231000	239853	213228
	Aspen Plus	-	-	706571

Assim, somando o custo do compressor dado pela MAN com as várias alternativas de obtenção de preços, obtêm-se os custos com equipamentos apresentados na tabela 31:

Tabela 31-Custos com equipamentos segundo vários simuladores de preços para o modelo de aproveitamento do topo da coluna.

Alternativa	Custo atualizado a 2019 (€)
Compressor MAN + Restantes equipamentos mhhe	2263504
Compressor MAN + Restantes equipamentos matches	2336229
Todos os equipamentos Aspen Plus	1715487

Como se pode confirmar pela tabela 31, os custos obtidos pelos simuladores de preços são semelhantes e na ordem dos 2 M€ e superiores ao custo obtido através do simulador Aspen Plus. Esta diferença está relacionada com o facto do preço do compressor no simulador Aspen Plus (978 k€) ser cerca de 1 M€ inferior ao dado pela MAN. Esta diferença de preço do compressor pode também estar relacionada com o facto de não ser possível especificar no Aspen Plus que o compressor era do tipo rotativo de parafuso, e este simulador assumir que era um compressor centrífugo.

Relativamente ao material dos equipamentos, a escolha dos mesmos foi discutida com a empresa e analisados os materiais atualmente existentes, pelo que foi decidido optar pela solução mais económica do aço carbono, por ser suficiente, tendo em conta os fluidos que circulam.

5.1.4.2 Custos de equipamento no modelo de aproveitamento do fundo da coluna

Este modelo exige a compra de menos um equipamento, sendo por isso apenas necessário comprar um compressor (B11), uma bomba (B9) e um permutador de calor (B2), de acordo com a figura 43. À semelhança do modelo de aproveitamento do topo da coluna, também segundo esta alternativa será aproveitado o aeroarrefecedor já existente.

O compressor foi novamente escolhido com a ajuda da empresa MAN Diesel & Turbo, a quem foram enviados os dados de caudal volumétrico, pressão final e potência requerida e que recomendaram a escolha de um compressor de Parafuso MAN modelo CP320 de 2 MW com um custo de 2,4 M€. Este compressor apresenta uma razão de compressão de 2,1 e uma potência de 1937 kW.

À semelhança do que foi realizado anteriormente, os restantes equipamentos foram dimensionados no simulador Aspen Plus, tendo-se considerado os preços do simulador e de dois sites especializados no cálculo de custo de equipamento, o mhhe, e o matches.

A bomba B9 é uma bomba centrífuga e apresenta uma potência de 9,1 kW, e o permutador B2 é um permutador de caixa e tubos que apresenta uma área de 1010 m². Este permutador foi dimensionado detalhadamente e apresenta cabeça flutuante, um U(sujo) de 844,6 kcal/hm²°C e um LMTD corrigido de 13°C, mais informações podem ser consultadas no anexo F. Os custos atualizados para 2019 e para euros das várias alternativas encontram-se apresentados na tabela 32.

Tabela 32-Custos dos vários equipamentos segundo as várias alternativas para o modelo de aproveitamento do fundo da coluna.

Equipamento	Referência	Custo atualizado a 2019 (€)
Bomba B9	mhhe	1373
	Matches	4909
	Aspen Plus	15646
Permutador de Calor B2	mhhe	149049
	Matches	205843
	Aspen Plus	279232

Os custos totais são obtidos pela soma do custo do compressor da MAN com as várias alternativas de obtenção de preços, como se observa na tabela 33:

Tabela 33-Custos com equipamentos segundo vários simuladores de preços para o modelo de aproveitamento do fundo da coluna.

Alternativa	Custo atualizado a 2019 (€)
Compressor MAN + Restantes equipamentos mhhe	2550423
Compressor MAN + Restantes equipamentos matches	2610752
Todos os equipamentos Aspen Plus	1629699

Mais uma vez, os preços obtidos pelos dois simuladores online de preços são semelhantes e bastante superiores ao preço fornecido pelo simulador Aspen Plus. Também aqui o preço do compressor tem uma grande influência, pois o simulador Aspen Plus indica um preço que ronda os 1,3 M€ (inferior em 1 M€ em relação ao fornecido pela empresa MAN).

O custo de investimento é determinado com base no custo do equipamento, mas inclui diversas parcelas como a mão-de-obra, a montagem, os acessórios, a tubagem, o controlo, entre outras, e por isso aplicou-se uma heurística dada pela empresa que diz que o custo de investimento ronda aproximadamente o triplo do custo com equipamentos.

Com o custo de investimento e tendo-se já determinado a poupança anual é possível determinar o período simples de retorno do investimento (PSRI). Este PRSI é chamado de simples pois avalia a situação a preços constantes e iguais aos do momento do investimento e não considera as taxas de juro. O período de retorno de investimento correto será determinado quando se fizerem os *Cash Flows*.

$$\text{Período simples de retorno do investimento (anos)} = \frac{\text{Custo do investimento (€)}}{\text{Poupança Anual } \left(\frac{\text{€}}{\text{ano}}\right)} \quad (5.1)$$

Como já foi referido a poupança anual é de 768683€ no caso do modelo de aproveitamento do topo da coluna e de 961772 € no caso do modelo de aproveitamento do fundo da coluna, e por isso, os custos de investimento bem como os períodos de retorno de investimento simples encontram-se apresentados na tabela 34 para os vários custos de investimento.

Tabela 34-Custo de investimento e períodos de retorno simples de investimento para cada um dos modelos de acordo com as várias simulações de custo.

Modelo	Referência	Custo do equipamento (€)	Custo de investimento (€)	Período de retorno simples do investimento (anos)
Aproveitamento do topo da coluna	MAN+mhhe	2263504	6790512	8,8
	MAN+Matches	2336229	7008686	9,1
	Aspen Plus	1715487	5146461	6,7
Aproveitamento do fundo da coluna	MAN+mhhe	2550423	7651268	8,0
	MAN+Matches	2610752	7832257	8,1
	Aspen Plus	1629699	4889098	5,1

Como seria de esperar, o período de retorno simples de investimento é sempre inferior na alternativa de aproveitamento do fundo da coluna, o que se justifica pelo facto da poupança anual ser superior em quase 200 k€. Por outro lado, quanto menor é o custo de investimento, menor é também o período de retorno de investimento simples, pois o valor a abater é mais baixo.

5.1.5 Análise económica

Esta análise, ainda que simples, permite aferir acerca da viabilidade ou não do projeto. Os valores, ainda que não sejam os reais, devem ser desta ordem de grandeza.

O *Cash Flow*, ou fluxo de caixa em português, é usado para designar o saldo entre as entradas e as saídas de capital durante um determinado período. Neste caso, as entradas vão ser dadas pelos proveitos, ou seja, a poupança energética anual verificada com a implementação das alternativas propostas. As saídas de capital são os custos, sendo que no primeiro ano é o custo de investimento e nos anos seguintes, os custos de manutenção e de exploração.

As amortizações correspondem à perda de valor dos equipamentos pelo uso e degradação. Consideraram-se amortizações lineares e foram feitas simulações para 10 anos.

Obteve-se também o imposto sobre o rendimento, IRC, tendo este um valor de 21% em Portugal na indústria química (PwC, 2020). Este imposto só é pago se o EBIT (Earnings Before Interest and Taxes) for positivo.

Os fluxos de caixa precisam ainda de ser atualizados, tendo-se usado a taxa do custo médio ponderado de capital, WACC, que apresenta um valor de 9,26% para a indústria de *Oil & Gas* em Portugal (WACC Expert, 2020). Esta taxa é uma ferramenta de atualização do dinheiro futuro para o presente e é bastante semelhante com a utilizada na GALP, que é de 9%.

Assim, os Cash Flows apresentam a estrutura apresentada na tabela 35.

Tabela 35-Estrutura de um fluxo de caixa.

	Anos (n)			
	0	1	...	10
1 - Proveitos	-	=Poupança Anual	=Poupança Anual	=Poupança Anual
2 - Custos	=Custo de Investimento (CInv)	=1,5% CInv	=1,5% CInv	=1,5% CInv
EBITDA	=1-2	=1-2	=1-2	=1-2
3 - Amortizações	-	=Custo de Equipamento (CEq) /10	=CEq /10	=CEq /10
EBIT	=EBITDA-3	=EBITDA-3	=EBITDA-3	=EBITDA-3
4 - Impostos	=EBIT*21%	=EBIT*21%	=EBIT*21%	=EBIT*21%
5 - Cash Flow	=EBITDA-4	=EBITDA-4	=EBITDA-4	=EBITDA-4
6 - Cash Flow Atualizado	$= \frac{5}{(1 + 9,26\%)^n}$	$= \frac{5}{(1 + 9,26\%)^n}$	$= \frac{5}{(1 + 9,26\%)^n}$	$= \frac{5}{(1 + 9,26\%)^n}$
7 - Cash Flow Acumulado	=Somatório de 6	=Somatório de 6	=Somatório de 6	=Somatório de 6

Os Cash Flows completos para as várias opções, como apresentado na tabela 35, encontram-se apresentados no anexo G, apresentando-se apenas aqui apenas os fluxos de caixa atualizados e fluxos de caixa acumulados para as várias alternativas, vários preços e para análises a 10 e 15 anos.

Nas tabelas 36 e 37 apresentam-se os valores de Cash Flows atualizados e acumulados para as várias simulações de preços no caso do aproveitamento do topo da coluna e aproveitamento do fundo da coluna, para uma análise a 10 anos. Os resultados obtidos para a análise em 15 anos encontram-se no anexo G.

Tabela 36-Valores de Cash Flows atualizados e acumulados para as várias simulações de preços para a alternativa de aproveitamento do topo da coluna para uma análise a 10 anos.

Anos	MAN+mhhe (M€)		MAN+matches(M€)		Aspen Plus(M€)	
	CF _{atualizado}	CF _{acumulado}	CF _{atualizado}	CF _{acumulado}	CF _{atualizado}	CF _{acumulado}
0	-6,79	-6,79	-7,01	-7,01	-5,15	-5,15
1	0,53	-6,26	0,52	-6,48	0,53	-4,61
2	0,48	-5,78	0,48	-6,00	0,49	-4,13
3	0,44	-5,34	0,44	-5,56	0,45	-3,68
4	0,40	-4,94	0,40	-5,16	0,41	-3,27
5	0,37	-4,57	0,37	-4,79	0,37	-2,90
6	0,34	-4,23	0,34	-4,46	0,34	-2,55
7	0,31	-3,93	0,31	-4,15	0,31	-2,24
8	0,28	-3,64	0,28	-3,87	0,29	-1,95
9	0,26	-3,38	0,26	-3,61	0,26	-1,69
10	0,24	-3,15	0,24	-3,37	0,24	-1,45

Como se pode verificar, para nenhuma das simulações se obtém um valor de Cash Flow acumulado positivo, pelo que o período de retorno do investimento é superior a 10 anos.

Tabela 37-Valores de Cash Flows atualizados e acumulados para as várias simulações de preços para a alternativa de aproveitamento do fundo da coluna para uma análise a 10 anos.

Anos	MAN+mhhe (M€)		MAN+matches(M€)		Aspen Plus(M€)	
	CF _{atualizado}	CF _{acumulado}	CF _{atualizado}	CF _{acumulado}	CF _{atualizado}	CF _{acumulado}
0	-7,65	-7,65	-7,83	-7,83	-4,89	-4,89
1	0,66	-6,99	0,66	-7,17	0,67	-4,22
2	0,61	-6,38	0,60	-6,57	0,62	-3,60
3	0,55	-5,83	0,55	-6,01	0,56	-3,03
4	0,51	-5,32	0,51	-5,51	0,52	-2,52
5	0,46	-4,86	0,46	-5,04	0,47	-2,05
6	0,42	-4,43	0,42	-4,62	0,43	-1,61
7	0,39	-4,05	0,39	-4,23	0,40	-1,22
8	0,36	-3,69	0,36	-3,88	0,36	-0,85
9	0,33	-3,36	0,33	-3,55	0,33	-0,52
10	0,30	-3,07	0,30	-3,25	0,30	-0,22

Por análise da tabela anterior verifica-se novamente que o período de retorno do investimento é superior a 10 anos, pois nunca se obtém um valor acumulado positivo.

Por outro lado, para a análise a 15 anos, a opção de preços do Aspen Plus é rentável, o que seria de esperar uma vez que o Cash Flow Acumulado encontra-se já muito próximo de zero no ano 10 da tabela 37.

O período de retorno do investimento é um parâmetro de avaliação da rentabilidade de um projeto, no entanto, existem outros como o valor atual líquido (VAL) e a taxa interna de rentabilidade (TIR).

O VAL corresponde ao somatório atualizado dos Cash Flows que se prevê que serão gerados pelo projeto, atualizados à taxa definida, e pode ser definido pela expressão 5.2:

$$VAL = \sum_{k=1}^n \frac{Cash\ Flow_k}{(1+i)^k} \quad (5.2)$$

Onde:

n – número de períodos de previsão

k – índice do período que varia entre 1 e n

$Cash\ Flow_k$ – valor do Cash Flow no final do período k

i – taxa de atualização

O VAL é assim, o valor do Cash Flow acumulado referente ao último ano de vida útil da fábrica. Como se pode verificar pelas tabelas apresentadas anteriormente, apenas para o caso de aproveitamento do fundo da coluna e para a simulação com preços do Aspen Plus, o VAL apresentou um valor positivo, o que significa que apenas para estes casos o projeto é economicamente viável.

A TIR é outro método bastante utilizado na avaliação do projeto, uma vez que é a taxa de atualização i , que no final de n períodos permite igualar o valor atualizado líquido a zero, e por isso é a taxa de atualização para o qual o VAL se anula e pode ser determinada pela seguinte expressão 5.3:

$$TIR = \sum_{k=1}^n \frac{Cash\ Flow_k}{(1+i)^k} = 0 \quad (5.3)$$

Como já foi referido, a taxa de atualização utilizada foi a WACC, com um valor de 9,26%. Assim, a TIR apenas foi superior a este valor para o caso de aproveitamento do fundo da coluna com preços do Aspen Plus para a análise a 15 anos onde foi de 12,3%.

Tendo em conta os resultados obtidos, que não apresentam fortes indicadores de viabilidade das alternativas apresentadas, foi feita uma análise de sensibilidade ao fator utilizado para converter o custo do equipamento no custo de investimento. Definiu-se inicialmente que o custo de investimento corresponderia ao triplo do custo do equipamento, no entanto, no caso dos preços mhhe+MAN e matches+MAN o custo do compressor é muito superior ao dos restantes equipamentos (>2 M€). Para além disso, este custo foi fornecido pela empresa MAN pelo que existe a incerteza se já inclui a montagem do mesmo. Assim, fez-se uma análise de sensibilidade a este fator, passando a considerar o custo de investimento conforme descrito na expressão 5.4.

$$Custo\ de\ Investimento = 2 \times Custo\ do\ compressor + 3 \times Custo\ dos\ restantes\ equipamentos \quad (5.4)$$

Deste modo, a parcela referente ao custo do compressor terá um menor impacto no custo de investimento. Assim, para as simulações de preços mhhe+MAN e matches+MAN repetiram-se os Cash Flows para as duas alternativas considerando a hipótese descrita acima. Verificou-se que considerando esta hipótese existem mais cenários economicamente viáveis, nomeadamente a simulação a 15 anos da alternativa de aproveitamento do fundo da coluna que apresenta agora TIRs de 11,28% e 10,63% para os preços mhhe+MAN e matches+MAN, respetivamente. Também para os cenários a 10 anos, as TIRs aumentaram, no entanto, encontram-se ainda abaixo do valor 9,26%, tomado como referência. Para o caso da alternativa de aproveitamento do topo da coluna, as TIRs não aumentaram o suficiente para tornarem o projeto rentável.

A análise económica é importante para a decisão de avançar ou não com um projeto, no entanto, deve-se analisar também a robustez das duas alternativas no caso de avarias ou falhas no processo.

Nas alternativas propostas foi promovido o uso de equipamentos que já existem na refinaria, como é o caso do aeroarrefecedor. Este aeroarrefecedor apresenta dois tipos de ventoinhas, as de velocidade de rotação fixa e as de velocidade de rotação variável. Esta diferença apresenta uma mais valia uma vez que permite um melhor controlo no ar que é feito passar no aeroarrefecedor, ou seja, se o caudal de fluido a arrefecer aumentar, também o caudal de ar terá de ser superior e desta forma é possível aumentar a velocidade de rotação das pás de rotação variável e permitir a entrada de mais ar.

A alternativa de aproveitamento do topo da coluna apresenta uma maior robustez em caso de falhas quer do compressor, quer no permutador de calor acrescentado, uma vez que continua a integrar o aeroarrefecedor e o termosifão já existentes e por isso, basta aumentar o caudal de ar e o caudal de vapor de baixa pressão para a coluna continuar a funcionar normalmente. Ou seja, como continua com os mesmos equipamentos que tem atualmente, consegue em pouco tempo e em caso de avaria dos equipamentos a serem acrescentados, voltar a reunir as condições de funcionamento atuais.

No caso da alternativa de aproveitamento do fundo da coluna o mesmo já não se verifica, uma vez que o termosifão que atualmente permite a vaporização de 30% da corrente de fundo, deixa de existir em detrimento de um permutador de calor novo que permite esta vaporização bem como a condensação de parte da corrente de topo. Esta alternativa mostra-se, no entanto, viável em caso de falha do permutador de calor, uma vez que o fluido do fundo da coluna volta na sua totalidade para dentro da coluna, ou seja, a fase líquida não é separada da fase gasosa, como acontece em algumas colunas, o que afetaria os equipamentos seguintes.

5.2 Produção de vapor de baixa pressão

No subcapítulo 5.1, estudou-se a instalação de bombas de calor, que constitui uma das alternativas para o aproveitamento de calor numa gama de temperaturas intermédia, tipicamente a correspondente ao calor excedente dos aeroarrefecedores. No entanto, existe também calor em excesso numa gama de temperaturas elevada, correspondente aos fumos provenientes das chaminés. Para este tipo de calor excedentário foram sugeridas alternativas como a produção de vapor ou a implementação de um ciclo orgânico de Rankine ou de Kalina para produção de energia elétrica. Uma

vez que a refinaria já possui centrais de cogeração, optou-se, após discussão com a mesma, pela produção de vapor. Relativamente ao tipo de vapor a ser produzido, foi feita uma análise dos três tipos de vapor utilizados na refinaria, tendo-se concluído que os que tinham maior procura eram o vapor de baixa pressão e o vapor de alta pressão. A simulação considerada é a de um gerador de vapor saturado, pois a utilização deste vapor será na vizinhança da sua produção. Caso contrário, a produção deveria ser de vapor sobreaquecido.

Como os fumos têm uma temperatura máxima definida e assumindo uma diferença de temperaturas de 25°C, apenas se poderá produzir vapor de baixa pressão.

A 3,5 barg, a temperatura de saturação é de 147,8°C, por isso considerando uma diferença de temperaturas típica de 25°C, conclui-se que a temperatura de saída dos fumos corresponde a 172,8°C. Com o caudal e a diferença de temperatura dos fumos, definida entre a temperatura inicial e 172,8 °C, bem como a capacidade calorífica média da mistura é possível calcular o caudal teórico máximo de vapor a 3,5 barg a produzir. Considerou-se como simplificação que a entalpia de vaporização do vapor à pressão pretendida, neste caso, 3.5 barg, corresponde a 2120,4 kJ/kg.

Para além desta quantidade teórica máxima, é possível também simular em Aspen Plus este gerador de vapor, partindo de água a 105°C e 1,5 atm. Apresenta-se de seguida a figura 45 que diz respeito à simulação realizada em Aspen Plus.

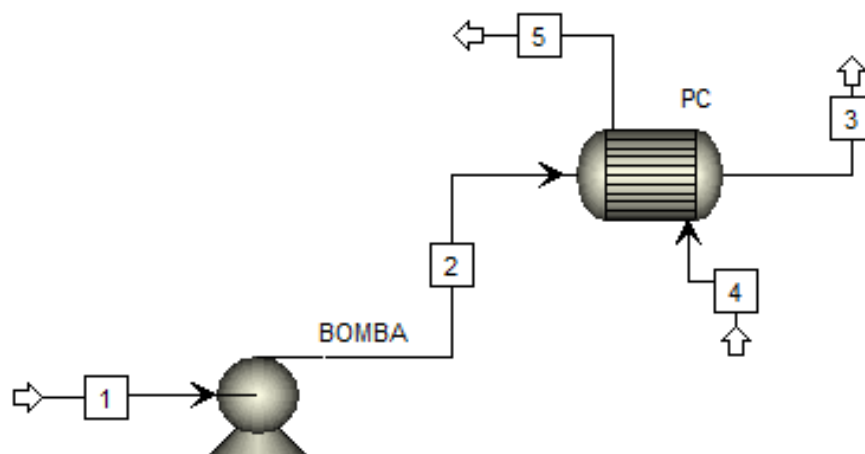


Figura 45-Simulação em Aspen Plus da produção de vapor a partir dos fumos.

Alguns dos fumos provenientes das chaminés não puderam ser considerados, pois a temperatura de entrada na chaminé era inferior a 172,8°C, o que impossibilita o seu aproveitamento para produção de vapor saturado de baixa pressão.

Na tabela 38 apresentam-se os resultados para a produção de vapor considerando a entalpia de vaporização, ou seja, a quantidade teórica máxima e os resultados obtidos pelo simulador Aspen Plus, com os dados das correntes de vapor obtidos anteriormente.

Tabela 38-Caudais de vapor produzido a 3,5 barg segundo a teoria e a simulação em Aspen Plus.

Chaminé de onde os fumos são provenientes	Caudal de vapor produzido teórico (ton/h)	Caudal de vapor produzido pela simulação (ton/h)
6	3,68	3,05
7	0,49	0,40
8	6,17	5,28
9	1,33	1,10
10	2,83	2,36
11	2,14	1,80
13	2,99	2,47

Como se pode verificar pela tabela 38, as chaminés 6 e 8 são as que apresentam maior potencial de produção de vapor saturado de baixa pressão. Assim, foi feita uma análise económica para estas duas chaminés de modo a determinar a rentabilidade da sua implementação.

Em ambos os casos, é necessária a aquisição quer da bomba, quer do gerador de calor. Assim, estes equipamentos foram dimensionados segundo o simulador Aspen Plus.

No caso da chaminé 6, considerou-se uma bomba centrífuga com uma potência de 53,4 kW, e um permutador de calor de caixa e tubos com uma área de 45,4 m². O permutador de calor apresenta cabeça flutuante, um U(sujo) de 357,1 kcal/hm²°C e um LMTD corrigido de 105°C, encontrando-se mais informações no anexo H.

Para o caso da chaminé 8, a bomba é novamente centrífuga e apresenta uma potência de 54,6 kW. O permutador de calor é novamente de caixa e tubos com cabeça flutuante e apresenta uma área de 76,3 m², um U(sujo) de 302,4 kcal/hm²°C e um LMTD corrigido de 124,7°C, encontrando-se mais informações no anexo I.

Os custos dos equipamentos foram determinados pelo Aspen Plus e foi feita uma extrapolação, com base nos custos totais da alternativa de aproveitamento do fundo da coluna para os custos pelo mhhe e matches. Esta extrapolação corresponde à situação pessimista, e define que o custo de mhhe seja 1,56 superior ao custo segundo o simulador Aspen e que o custo para matches seja 1,60 vezes superior. Na tabela 39 encontram-se os custos atualizados para 2019 para cada uma das chaminés segundo as várias simulações de preços.

Tabela 39-Custo do equipamento segundo vários simuladores para cada uma das chaminés em análise.

Chaminé	Custo Aspen Plus (€)	Custo mhhe (€)	Custo matches (€)
6	41160	64414	65938
8	56984	89179	91288

O total de vapor saturado de baixa pressão obtido pela simulação em Aspen Plus multiplicado pelo preço do vapor, 11,69 €/ton, conforme mencionado na tabela 9 dá conta da poupança por recuperação do excesso de calor. É, no entanto, necessário subtrair a este valor o custo da eletricidade que permite o funcionamento da bomba. Assim, o aproveitamento dos fumos da chaminé 6 permite a poupança de 265782 €/ano em vapor de água saturado a 3,5 barg, e o aproveitamento dos fumos da chaminé 8 permite a poupança de 484053 €/ano.

Sabendo o custo do equipamento necessário a adquirir e a poupança anual por implementação desta tecnologia, é possível avaliar economicamente esta alternativa. O procedimento seguido é muito semelhante ao que foi feito anteriormente nos capítulos 5.1.4 e 5.1.5. Assumiu-se que o custo de investimento corresponderia ao triplo do custo do equipamento, e fizeram-se as análises aos fluxos de caixa para 10 anos, considerando que seria também esse o período de amortização do investimento. Os Cash Flows para cada uma das chaminés e considerando os vários custos encontram-se apresentados no anexo J.

Os resultados obtidos foram muito mais satisfatórios comparativamente com os obtidos na análise económica das alternativas de bombas de calor, uma vez que todas as análises se mostraram rentáveis em menos de 2 anos. Quer para a chaminé 6, quer para a chaminé 8, que em conjunto permitem a produção de mais de 8 ton/h de vapor saturado de baixa pressão e a poupança de quase 750 k€/ano desta utilidade, os resultados obtidos de valores atualizados líquidos são sempre positivos a partir do 2º ano, considerando qualquer um dos preços. As TIRs obtidas para qualquer alternativa são bastante elevadas, superiores a 100%, no entanto o custo do gerador de vapor deve ser confirmado. Conclui-se, assim, que a recuperação do excesso de calor proveniente dos fumos das chaminés para produção de vapor é uma alternativa economicamente viável e que deve ser seguida pela empresa.

6. Conclusões e trabalho futuro

A identificação e recuperação do excesso de calor na indústria da refinação, objetivo desta dissertação, é um tema de extrema importância atualmente, na medida em que permite reduzir o consumo de energia primária e consequente, emissão de gases com efeito de estufa.

Foi realizada uma revisão bibliográfica, onde se abordaram temas como a eficiência energética, o excesso de calor industrial, as metodologias de quantificação e as tecnologias existentes e emergentes/futuras de aproveitamento e recuperação desse excesso de calor. Analisaram-se ainda os potenciais de recuperação de excesso de calor de vários países, o que permitiu, através de extrapolação dos valores obtidos para a refinaria, verificar que também em Portugal existe bastante trabalho a fazer na procura de um maior aproveitamento deste tipo de calor.

A análise dos dados da Refinaria de Sines permitiu concluir que os equipamentos onde existe mais excesso de calor são os aeroarrefecedores, os permutadores de calor a água de refrigeração e as chaminés para libertação de fumos. Assim, numa primeira etapa foram analisados todos estes equipamentos nas várias fábricas com o intuito de obter o excesso de calor industrial em cada um deles. Esta análise permitiu também determinar o nível térmico do excesso de calor existente e agrupá-lo em 3 faixas: a faixa maioritariamente correspondente aos permutadores de calor com água de refrigeração, com uma gama de temperaturas baixa; a faixa correspondente aos aeroarrefecedores com uma gama de temperaturas intermédia a alta; e a faixa dos fumos provenientes das chaminés, onde o excesso de calor se encontra a temperaturas bastante elevadas, tipicamente acima dos 150°C. Assim, determinou-se que o excesso de calor anual da Refinaria de Sines é de 6,856 TWh/ano quando o crude processado é *Heavy Sour* e 6,958 TWh/ano quando se trata de *Light Sweet*. Foram ainda analisados com detalhe os vários equipamentos para definir aqueles que, segundo a metodologia do ponto de estrangulamento, deveriam ser desdobrados em duas correntes, devido à mudança de fase.

Quantificado o excesso de calor existente, foi então necessário selecionar, das alternativas existentes, quais as que poderiam ser implementadas. Nesse sentido a escolha recaiu no estudo da implementação de uma bomba de calor na desisobutanizadora existente e ainda na análise do aproveitamento dos fumos para produção de vapor de baixa pressão.

Relativamente à hipótese de implementação de uma bomba de calor, foram propostos quatro modelos de bombas de calor com ciclo de compressão de vapor, um modelo com recompressão mecânica do vapor e um modelo de bomba de calor com *bottom flashing*. Para os quatro modelos de bombas de calor com ciclo de compressão de vapor foram analisados seis fluidos diferentes, escolhidos com base nas suas propriedades, tendo-se concluído que o butano era um dos mais vantajosos e o que apresentava maior acessibilidade. Os quatro modelos com ciclo de compressão de vapor foram desenvolvidos sempre na procura da melhor alternativa e por isso os resultados foram sendo cada vez melhores. Para o modelo 1, a poupança anual com utilidades seria de 103,6 k€/ano e o coeficiente de desempenho da bomba de calor era de 3,91. O modelo 4, que apresenta os melhores resultados, conduz a uma poupança de 216,3 k€/ano (acréscimo de mais de 100% em relação ao modelo 1) e tem um coeficiente de desempenho de 4,14. Apesar de serem energeticamente mais eficientes, estes quatro modelos apenas apresentaram reduções no custo de utilidades na ordem dos 7-12%, o que é

bastante reduzido tendo em conta que é necessário comprar equipamento novo. Assim, elaborou-se outro modelo, o da recompressão mecânica do vapor, e que foi designado por aproveitamento do topo da coluna. Este modelo, que visa a compressão direta da corrente de topo da coluna de modo a trocar calor com o fundo da coluna, permite a redução do custo anual com utilidades de 27,32% no caso de ser usado um permutador de calor com água de refrigeração e de 35,11% no caso de se recorrer ao aeroarrefecedor já existente na refinaria. Por último, estudou-se ainda a alternativa de aproveitamento do fundo da coluna, onde se faz passar num permutador de calor, 30% da corrente de fundo, que se quer vaporizar, para trocar calor com o topo da coluna. Esta alternativa permitiu que o caudal volumétrico a circular no permutador e no compressor diminuísse bastante e assim poupar anualmente mais de 960 k€, ou seja uma redução de quase 44% comparativamente com a situação atual.

Para as alternativas de aproveitamento do topo da coluna e de aproveitamento do fundo da coluna, e uma vez que eram as que apresentavam maiores hipóteses de serem economicamente viáveis, fez-se uma breve análise económica. Determinaram-se os custos dos equipamentos a comprar através de três simuladores diferentes e para o custo do compressor, equipamento mais dispendioso, contactou-se a MAN, empresa especializada que para além do custo, indicou qual o modelo mais indicado. Os preços dos equipamentos pelas alternativas MAN+mhhe e MAN+matches foram bastante semelhantes em ambos os modelos e sempre superiores ao preço fornecido pelo simulador Aspen Plus, uma vez que o custo dominante é o do compressor. O custo de investimento foi determinado assumindo que corresponde ao triplo do custo com equipamento. Com este valor estimou-se o período simples de retorno do investimento, dado pela razão entre o custo de investimento e a poupança anual com utilidades. Para a alternativa de aproveitamento do topo da coluna obtiveram-se valores entre os 6,7 anos (Aspen Plus) e os 9,1 anos (MAN+matches). Para a alternativa de aproveitamento do fundo da coluna, e uma vez que aqui a poupança anual com utilidades é maior, o período de retorno simples do investimento varia entre 5,1 (Aspen Plus) e 8,1 anos (MAN+matches).

Este período simples de retorno do investimento é, como o nome indica, uma forma muito simples de determinar o retorno do investimento, e por isso, calcularam-se os fluxos de caixa para as várias alternativas e com estes calculou-se a taxa interna de rentabilidade. Segundo estes parâmetros, apenas se obteve um valor de Cash Flow acumulado positivo para o caso de aproveitamento do fundo da coluna e para os preços do simulador Aspen Plus. Neste cenário a TIR foi de 12,33% para a análise a 15 anos. As restantes alternativas com os diferentes preços mostram-se assim economicamente inviáveis, indicando que o projeto não deve avançar. Fez-se então uma análise de sensibilidade considerando que o custo de investimento é dado pela soma do triplo do custo dos permutadores de calor e bombas e pelo dobro do custo do compressor, uma vez que este equipamento, obtido diretamente da MAN, apresenta um custo significativamente superior aos restantes e pode incluir já alguma montagem. Esta hipótese torna assim rentável a alternativa de aproveitamento do fundo da coluna para 15 anos com os preços mhhe+MAN e matches+MAN.

Fez-se ainda um estudo para analisar a possibilidade de aproveitamento dos fumos das chaminés para a produção de vapor de baixa pressão. Determinou-se a quantidade de vapor que se produziria nas chaminés com o auxílio do simulador Aspen Plus, tendo-se obtido o valor de 16,45 ton/h. Para as chaminés 6 e 8 foi realizada uma análise económica, de modo a determinar a viabilidade do

projeto, usando os custos do simulador Aspen Plus e extrapolando-os para obter os custos segundo o mhhe e o matches. A produção de vapor por aproveitamento dos fumos provenientes das chaminés 6 e 8 mostrou-se viável para todos os cenários analisados a 10 anos. Para o caso da chaminé 6, o período de retorno de investimento é inferior a 2 anos para todas as simulações de preços e permite a poupança de 265 k€/ano em utilidades. A chaminé 8, que tem uma capacidade de produção de vapor superior, apresenta VAL acumulado positivo logo no primeiro ano e permite a poupança de mais de 484 k€/ano em utilidades. Esta alternativa, para além de aproveitar o excesso de calor, permite a produção de uma utilidade de elevada necessidade na refinaria.

Como trabalho futuro, sugere-se:

- A reavaliação dos custos dos novos equipamentos correspondentes às duas alternativas consideradas promissoras e a determinação mais objetiva do custo real de investimento;
- A análise de outras colunas que possam ser candidatas a um estudo semelhante de implementação de bomba de calor, sendo que por norma, nos artigos com sucesso na aplicação, o calor do condensador é superior ao calor do ebulidor, e neste caso, os calores são muito próximos, ligeiramente superior no ebulidor;
- O estudo de implementação de uma bomba de calor de absorção, que eliminaria o elevado custo com o compressor (esta alternativa encontrava-se em estudo, no entanto, durante o período de realização desta dissertação, não foi possível a obtenção de resultados satisfatórios e por isso optou-se por não a apresentar);
- O estudo com maior rigor e detalhe dos custos para o aproveitamento dos fumos das chaminés para a produção de vapor, o que à partida se traduzirá numa grande vantagem para a refinaria.

Referências bibliográficas

- 3R Technology (2020) *Mechanical Vapor Recompression*. Available at: <http://www.3rtechnology.in/mvr-evaporator.php>. (acedido em Março de 2020)
- ADEME (2017) *Excess Heat Inventory 2017*. Available at: <https://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/excess-heat-010559.pdf>. (acedido em Março de 2020)
- Afroz, Z. *et al.* (2017) 'Modeling techniques used in building HVAC control systems: A review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Available at: https://www.researchgate.net/publication/321767380_Modeling_techniques_used_in_building_HVAC_control_systems_A_review. (acedido em Março de 2020)
- Afshari, F. and Dehghanpour, H. (2018) 'A review study on cooling towers: types, performance and application', in. Available at: https://www.researchgate.net/publication/327830964_A_Review_Study_On_Cooling_Towers_Types_Performance_and_Application. (acedido em Março de 2020)
- Amercool Manufacturing Inc. (2020) *Basics of Air Cooled Heat Exchangers*. Tulsa, Oklahoma. Available at: <http://docshare04.docshare.tips/files/5586/55863346.pdf>. (acedido em Março de 2020)
- Ammar, Y. *et al.* (2012) 'Spatial modelling of industrial heat loads and recovery potentials in the UK', *Applied Energy* 89, pp. 3–20.
- API (2007) *Fired Heaters for General Refinery Service- ANSI/API Standard 560*.
- ASHRAE (2017) 'Chapter 30: Thermophysical Properties of Refrigerants', in Owen, M. S. (ed.) *ASHRAE Handbook—Fundamentals SI*. Available at: https://www.academia.edu/41484699/2017_ASHRAE_Handbook_Fundamentals_SI. (acedido em Julho de 2020)
- Azevedo, E. G. de and Alves, A. M. (2017) *Engenharia de Processos de Separação*. 3ª Edição. IST Press.
- Bergland, M. G. (2015) *Optimizing the Compression/Absorption Heat Pump System at High Temperatures*. Available at: https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/bitstream/handle/11250/2350017/12478_FULLTEXT.pdf?sequence=1&isAllowed=y. (acedido em Março de 2020)
- Berthou, M. and Bory, D. (2012) *Overview of waste heat in the industry*.
- Besseling, J. and Pershad, H. (2014) *The potential for recovering and using surplus heat from industry*. London.
- Brückner, S. *et al.* (2015) 'Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies', *Applied Energy* 151, pp. 157–167.
- CE Plant Cost Index (2002) *Chemical Engineering Plant Cost Index 2002*. Available at: <https://www.scribd.com/document/90635126/CE-Plant-Cost-Index>. (acedido em Agosto de 2020)
- CE Plant Cost Index (2014) *Chemical Engineering Plant Cost Index 2014*. Available at: <https://www.scribd.com/document/427202837/CEPCI-2014-pdf>. (acedido em Agosto de 2020)
- CE Plant Cost Index (2019) *Chemical Engineering Plant Cost Index 2019*. Available at: <https://www.scribd.com/document/410567937/cepci-2019>. (acedido em Agosto de 2020)
- Chalmers, H. and Gibbins, J. (2007) 'Initial evaluation of the impact of post-combustion capture of carbon dioxide on supercritical pulverised coal power plant part load performance', *Fuel* 86, pp. 2109–2123.

Chen, H., Goswami, D. Y. and Stefanakos, E. K. (2010) 'A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat', *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, pp. 3059–3067.

Correia, M. J. A. T. N. (2018) *Guia de Engenharia Química Integrada*.

Dedert (2020) *Thermal Vapor Recompression*. Available at: <http://dedert.com/index.php/technologies/evaporators/evaporator-systems/thermal-vapor-recompression/>. (acedido em Março de 2020)

Díez, E. *et al.* (2009) 'Economic feasibility of heat pumps in distillation to reduce energy use', *Applied Thermal Engineering* 29, pp. 1219–1223.

Direção Geral de Energia e Geologia (2018) *Indicadores energéticos*. Available at: <http://www.dgeg.gov.pt/?cr=14001>. (acedido em Março de 2020)

Direção Geral de Energia e Geologia (2019) *Energia em Números 2019*. Available at: <http://www.dgeg.gov.pt/default.aspx?cn=6891700270678625AAAAAAA>. (acedido em Março de 2020)

Emerson Climate Technologies (2012) *Copeland Scroll™ Compressors using vapour injection for refrigeration*. Available at: <https://climate.emerson.com/documents/scroll-compressors-using-vapour-injection-for-refrigeration-en-gb-4215738.pdf>. (acedido em Março de 2020)

Energiser (2018) *Refinaria de Sines-40 anos*. Available at: <https://www.energiser.pt/pt/futuro/2018-12-18-Refinaria-de-Sines-completa-40-anos>. (acedido em Março de 2020)

Enova (2009) *Investigation of waste heat potential from industry in Norway (In Norwegian: Utnyttelse av spillvarme fra norsk industri - en potentialstudie)*.

European Environment Agency (2017) *Final energy consumption by sector*. Available at: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/final-energy-consumption-by-sector-10/assessment>. (acedido em Março de 2020)

Fernandes, M. C. *et al.* (2016) *Medidas Transversais de Eficiência Energética para a Indústria*. 1ª Edição. Edited by Direção Geral de Energia e Geologia.

Fonyo, Z. and Mizsey, P. (1994) 'Economic Applications of Heat Pumps in integrated distillation systems', *Heat Recovery Systems & CHP*, 14, pp. 249–263.

Galp (2013) *Data Book de Segurança, Saúde e Ambiente 2013- Refinaria de Sines*.

Galp (2015) *Desempenho de Segurança, Saúde e Ambiente 2015- Refinaria de Sines*. Available at: https://www.galp.com/corp/Portals/0/Recursos/Sustentabilidade/SharedResources/Documents/Databook_Sines_2015_PT.pdf. (acedido em Março de 2020)

Galp (2020a) *Galp- Organização*. Available at: <https://www.galp.com/corp/pt/sobre-nos/a-galp/organizacao>. (acedido em Março de 2020)

Galp (2020b) *Galp- Refinação e Distribuição*. Available at: <https://www.galp.com/corp/pt/sobre-nos/os-nossos-negocios/refinacao-e-distribuicao>. (acedido em Março de 2020)

Industrial Energy-Related Technologies and Systems (2014) *Annex XIII: Application of Industrial Heat Pumps*.

Industrial Energy-Related Technologies and Systems (2015) *Annex XV: Industrial Excess Heat Recovery- Technologies and Applications*.

Industrial Heat Pumps (2020) *Hybrid heat pump*. Available at: http://industrialheatpumps.nl/en/how_it_works/hybrid_heat_pump/. (acedido em Março de 2020)

Institute for Energy and Environmental Research (2010) *The use of industrial waste heat - technological potential and energy policy implementations*. Heidelberg.

- International Energy Agency (2008) *CO₂ Capture and Storage: A key carbon abatement option*. Paris. Available at: <https://webstore.iea.org/download/direct/771>. (acedido em Março de 2020)
- International Energy Agency (2017) *Energy data and statistics*. Available at: <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tables>. (acedido em Março de 2020)
- Keep, P. Van and Sakko, R. (2019) *Flue gas heat recovery through the acid dew point*.
- Kiss, A. A. and Ferreira, C. A. I. (2017) *Heat Pumps in Chemical Process Industries*. CRC Press.
- Kiss, A. A., Landaeta, S. J. F. and Ferreira, C. A. I. (2012) 'Towards energy efficient distillation technologies-Making the right choice', *Energy* 47, pp. 531–542.
- KPC (2012) *Waste heat potential inventory 2012 (In German: Abwärmepotenzialerhebung 2012)*.
- Kröger, D. G. (2004) *Air-cooled heat exchangers and cooling towers : thermal-flow performance evaluation and design*. University of Stellenbosch. Available at: https://pdfs.semanticscholar.org/ee5a/336075afc176fe29d91d94fa3e5f0f0d4762.pdf?_ga=2.86662619.257114095.1590163127-378571077.1585068674. (acedido em Março de 2020)
- Matches (2014) *Matches - Equipment Cost*. Available at: <https://www.matche.com/equipcost/Default.html>. (acedido em Agosto de 2020)
- McKenna, R. and Norman, J. (2010) 'Spatial modelling of industrial heat loads and recovery potentials in the UK', *Energy Policy* 38, pp. 5878–5891.
- Metso (2011) *Amine plant - absorption*. Available at: http://metsocontrols.kz/wp-content/uploads/2016/11/Очистка-газа-от-H2S_АМИНЫ_1_en.pdf. (acedido em Abril de 2020)
- Metz, B. et al. (2005) *Carbon dioxide Capture and Storage*. Cambridge. Available at: https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/03/srccs_wholereport-1.pdf. (acedido em Abril de 2020)
- Mikkelsen, J. (2002) *The potential of exploiting industrial waste heat*. Copenhagen.
- Moran, M. J. et al. (2014) *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 8th Editio. Wiley.
- Murphy, J. (2010) *Ecomate-Environmentally Bening Foam Blowing*.
- Niget, J.-M. (2011) *Industrial waste heat recovery potential in Quebec (In French: Potentiel énergétique des rejets thermiques industriels au Québec)*. Available at: https://www.mamh.gouv.qc.ca/fileadmin/publications/developpement_territorial/ruralite/groupe_travail/potentiel_energetique_rejets_thermiques.pdf. (acedido em Março de 2020)
- Olujic, Z. et al. (2006) 'Conceptual design of an internally heat integrated propylene-propane splitter', *Energy* 31, pp. 3083–3096.
- Parlamento Europeu (2018) *Emissões de gases com efeito de estufa por país e setor*. Available at: <https://www.europarl.europa.eu/news/pt/headlines/society/20180301STO98928/emissoes-de-gases-com-efeito-de-estufa-por-pais-e-setor-infografia>. (acedido em Março de 2020)
- Perma Pure (2020) *Acid Dew Point Calculator*. Available at: <https://www.permapure.com/scientific-emissions/resources/calculators-conversion-charts/>. (acedido em Maio de 2020)
- Peters, M. S., Timmerhaus, K. D. and West, R. E. (2002) *Equipment Costs*. Available at: <http://www.mhhe.com/engcs/chemical/peters/data/>. (acedido em Agosto de 2020)
- Portal de Laboratórios Virtuais de Processos Químicos (2020) *Integração de processos- Metodologias e estratégias*. Available at: http://labvirtual.eq.uc.pt/siteJoomla/index.php?option=com_content&task=view&id=86&Itemid=184. (acedido em Março de 2020)
- PwC (2020) *IRC, Guia Fiscal: IRC*. Available at: <https://www.pwc.pt/pt/pwcinforfisco/guia-fiscal/2020/irc.html>. (acedido em Agosto de 2020)

- Relvas, S. *et al.* (2002) *Integração de Processos- Uma metodologia de otimização energética e ambiental*. PolarPress.
- Rogers, G. and Mayhew, Y. (1992) *Engineering Thermodynamics: Work and Heat Transfer*. 4th edn. Harlow:Longman Scientific & Technical.
- Rosa, M. F. C. (2018) *Guia de Laboratórios de Eng. Química II*.
- Saleh, B. *et al.* (2007) 'Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles', *Energy* 32, pp. 1210–1221.
- Toyo Engineering Corporation (2018) *SUPERHIDIC®: Innovative Energy Saving Distillation System*. Available at: <https://www.toyo-eng.com/jp/en/products/environment/superhidic/>. (acedido em Março de 2020)
- Tzekova, E. (2016) *Breaking ground on gas absorption heat pumps*. Available at: <https://taf.ca/breaking-ground-gas-absorption-heat-pumps/>. (acedido em Março de 2020)
- U.S. Department of Energy (2008) *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry*. Available at: https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf. (acedido em Março de 2020)
- U.S. Energy Information Administration (2019) *Primary energy*. Available at: [https://www.eia.gov/tools/glossary/index.php?id=Primary energy](https://www.eia.gov/tools/glossary/index.php?id=Primary%20energy). (acedido em Março de 2020)
- Viegand Maagøe (2013) *Analysis of opportunities for better use of excess heat from industry - Final report (In Danish: Analyse af mulighederne for bedre udnyttelse af overskudsvarme fra industrien*. Copenhagen.
- WACC Expert (2020) *WACC*. Available at: <http://www.waccexpert.com/>. (acedido em Agosto de 2020)
- Wermac (2020) *Heat Transfer by Air Cooled Heat Exchangers*. Available at: http://www.wermac.org/equipment/air-cooled_heatexchanger.html. (acedido em Março de 2020)
- Zhou, F., Dede, E. and Joshi, S. (2016) *Application of Rankine Cycle to Passenger Vehicle Waste Heat Recovery - A Review*.
- Zhu, F. *et al.* (2017) *Hydroprocessing for clean energy: Design, Operation, and Optimization*. New Jersey: Wiley.
- Zühlsdorf, B., Jensen, J. K. and Elmegaard, B. (2019) 'Heat Pump working fluid selection-economic and thermodynamic comparison of criteria and boundary conditions', *International Journal of Refrigeration* 98, pp. 500–513.

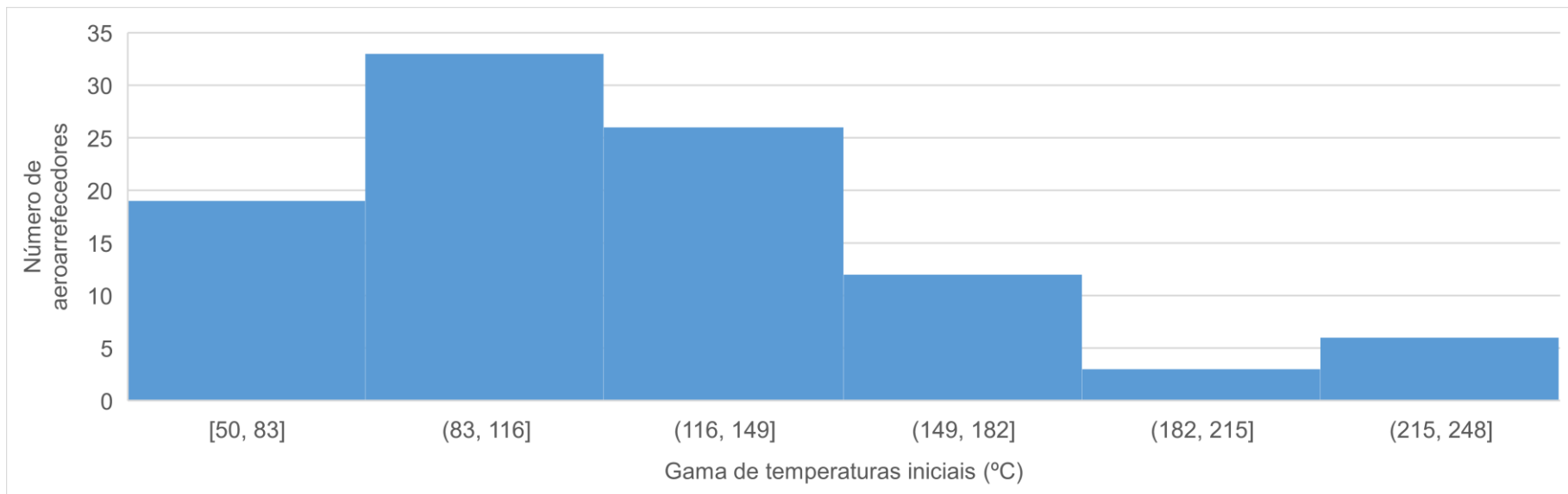
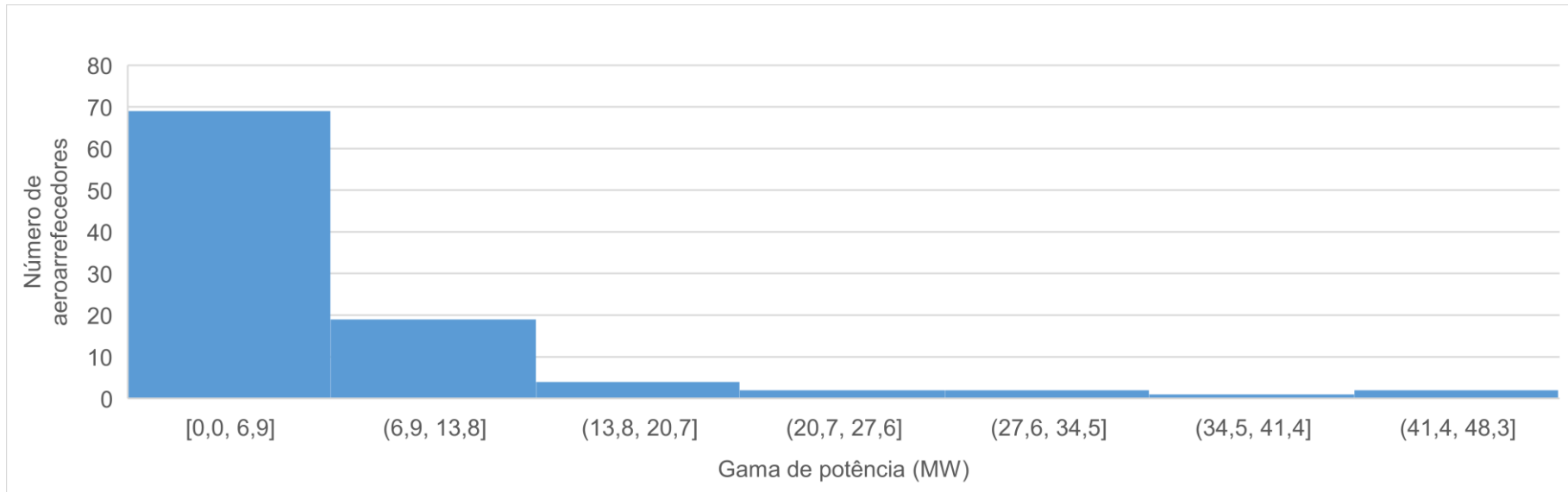
Anexos

Anexo A

Crude Heavy Sour														
Aeroarrefecedor	T _i (°C)	T _f (°C)	Q (kW)	\overline{MCp} (kW/°C)	Aeroarrefecedor	T _i (°C)	T _f (°C)	Q (kW)	\overline{MCp} (kW/°C)	Aeroarrefecedor	T _i (°C)	T _f (°C)	Q (kW)	\overline{MCp} (kW/°C)
1	97,8	46,1	8406,9	162,6	21	148,3	48	8837,1	88,1	41	64	47	13976,6	822,2
2	108,9	48,9	4046,5	67,4	22	146,1	32	12116,1	106,2	42	50	47	5151,1	1717,0
3	78	45	2604,6	78,9	23	122,2	65,6	4988,3	88,1	43	79,4	37,8	1538,3	37,0
4	107	45	2069,8	33,4	24	148,9	69,6	3918,6	49,4	44	54,4	53,3	9695,9	8814,5
5	92	65	3337,2	123,6	25	72,8	32,2	10732,4	264,3	45	139	60	33453,1	423,5
6	107	49	2567,4	44,3	26	103,5	54	1015,0	20,5	46	83,2	60	1444,2	62,3
7	103	46	4464,0	78,3	27	142,6	50	6465,0	69,8	47	143,8	95	6449,9	132,2
8	90	66	3387,2	141,1	28	121,1	40,4	1930,2	23,9	48	108,9	60	46296,0	946,7
9	119	60	3239,4	54,9	29	85,4	60	22825,3	898,6	49	243,3	78	295,3	1,8
10	143	90	277,0	5,2	30	61,7	45,4	526,7	32,3	50	91,3	60	1112,8	35,6
11	116	90	8707,0	334,9	31	65	38,5	20488,1	773,1	51	79,9	60	2429,0	122,1
12	80	38	3145,2	74,9	32	87,8	48,8	418,6	10,7	52	94,1	60	8067,4	236,6
13	61,1	55,4	12252,0	2149,5	33	105	100	5651,1	1130,2	53	154,4	60	2598,8	27,5
14	105	100	1153,4	230,7	34	104	60	2162,8	49,2	54	175,3	60	846,5	7,3
15	100	48,9	1360,5	26,6	35	235	54	5453,4	30,1	55	163,5	60	3302,3	31,9
16	101	100	1330,2	1330,2	36	169	45	2290,7	18,5	56	95,3	60	1131,4	32,1
17	101	100	422,1	422,1	37	91	44	30104,3	640,5	57	138,9	60	8010,4	101,5
18	176,7	121,1	534,9	9,6	38	70	38	4011,6	125,4	58	156	138	1979,0	109,9
19	88,7	49,9	40243,7	1037,2	39	64	44	7499,9	375,0	59	105	100	2023,2	404,6
20	129,6	41	8441,8	95,3	40	76	38	3651,1	96,1	60	57,8	56	2039,5	1133,1

Crude Heavy Sour-Continuação

Aeroarrefecedor	T _i (°C)	T _f (°C)	Q (kW)	\overline{MCp} (kW/°C)	Aeroarrefecedor	T _i (°C)	T _f (°C)	Q (kW)	\overline{MCp} (kW/°C)
61	145	48,9	15209,2	158,3	81	122,8	46,1	9397,0	122,5
62	216,1	43,3	3962,7	22,9	82	94,4	46,1	2355,8	48,8
63	132,2	40	4465,1	48,4	83	154,4	46,1	3495,7	32,3
64	130,6	54,4	8174,3	107,3	84	127,8	46,1	5772,4	70,7
65	114	50	12348,8	193,0	85	80,6	46,1	4571,0	132,5
66	115	52	220,9	3,5	86	120	99	319,8	15,2
67	146	50	4616,2	48,1	87	75	60	1930,0	128,7
68	115	50	7872,1	121,1	88	186,7	65,6	76,7	0,6
69	89,1	52	284,9	7,7	89	150,6	65,6	16,3	0,2
70	139,1	70	5838,0	84,5	90	186,7	65,6	104,7	0,9
71	146,8	60	16441,7	189,4	91	150,6	65,6	2,3	0,03
72	247	60	883,7	4,7	92	120	85	3300,0	94,3
73	99	60	11058,0	283,5	93	220	60	2151,1	13,4
74	170	54,5	8523,2	73,8	94	121	101	5755,8	287,8
75	123	55	1197,7	17,6	95	100	40	1930,2	32,2
76	138	60	5162,7	66,2	96	75	50	24476,5	979,1
77	162,8	54,4	10375,6	95,7	97	155	55	7517,4	75,2
78	129,4	43,3	366,3	4,3	98	55	40	970,9	64,7
79	216,7	48,9	1365,5	8,1	99	91,7	65,6	45476,2	1742,4
80	196,7	48,9	2244,5	15,2					

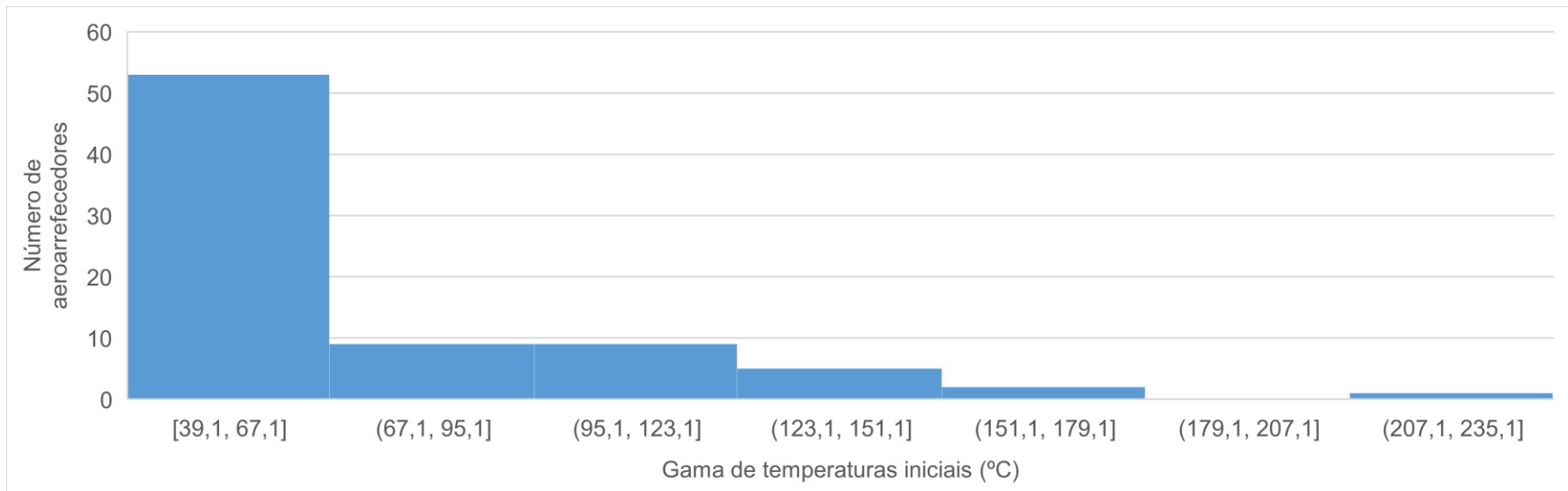
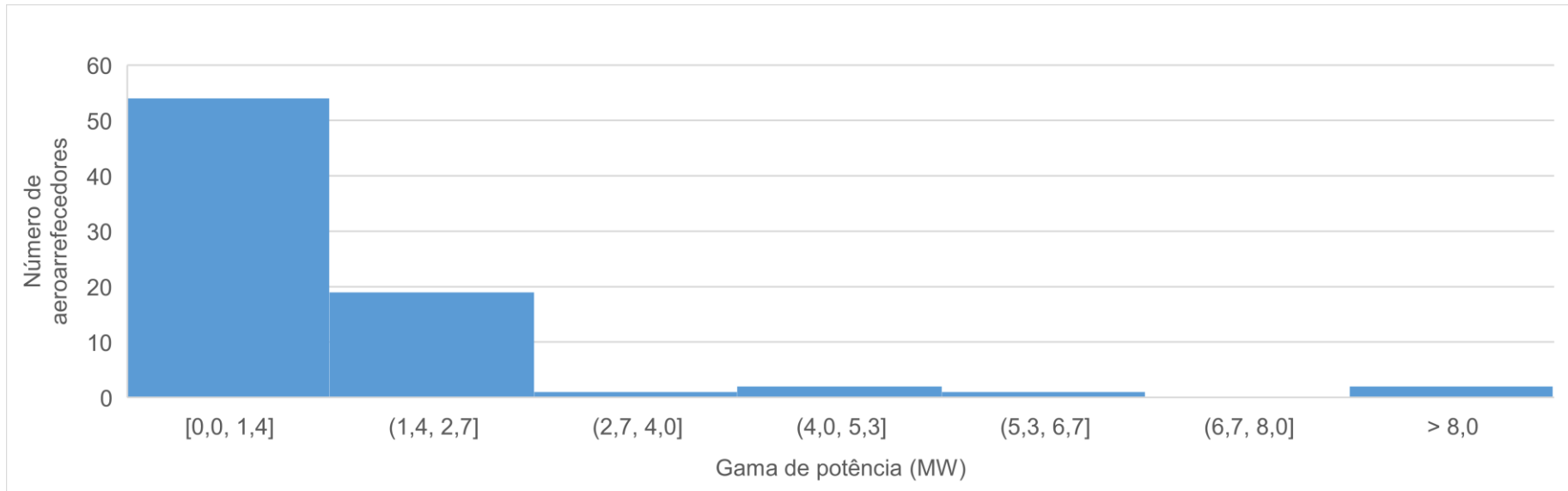


Anexo B

Crude Heavy Sour														
Permutador de Calor	T _i (°C)	T _f (°C)	Q (kW)	\overline{MCp} (kW/°C)	Permutador de Calor	T _i (°C)	T _f (°C)	Q (kW)	\overline{MCp} (kW/°C)	Permutador de Calor	T _i (°C)	T _f (°C)	Q (kW)	\overline{MCp} (kW/°C)
1	80	40	2453,5	61,3	21	44	38	2000,0	333,3	41	60	55	1066,3	213,3
2	121	60	51,6	0,8	22	44	38	2127,9	354,7	42	60	50	203,5	20,4
3	63,3	38	603,5	23,9	23	46	38	813,9	101,7	43	100	55	108,3	2,4
4	86,2	40	2174,4	47,1	24	52	38	1348,8	96,3	44	62	35	78,5	2,9
5	99,4	40	1252,3	21,1	25	98	38	1662,8	27,7	45	60,6	38	176,7	7,8
6	65,8	38	432,6	15,6	26	51	38	383,7	29,5	46	57,2	38	33,7	1,8
7	57,3	38	209,3	10,8	27	66	38	523,3	18,7	47	50	42	1337,2	167,2
8	39,1	35	5346,5	1304,0	28	53,3	37,8	1673,1	107,9	48	65	42	465,1	20,2
9	68,3	65,6	70,9	26,3	29	54,4	37,8	366,3	22,1	49	115	42	255,8	3,5
10	63,6	37,8	4017,4	155,7	30	60	48	367,4	30,6	50	50	38	1337,2	111,4
11	94,6	60	16562,6	478,7	31	60	48	1115,1	92,9	51	52	33	182,6	9,6
12	227,6	43,3	188,4	1,0	32	134,2	40	1827,9	19,4	52	39,5	30	37,2	3,9
13	104,6	104,5	2372,1	23721,0	33	128,7	38	1762,8	19,4	53	52	30	55,3	2,5
14	71	43,3	4226,7	152,6	34	126,4	38	1724,4	19,5	54	60	35	2139,5	85,6
15	93,3	40	1182,5	22,2	35	60,7	40	208,1	10,1	55	102	38	1581,4	24,7
16	55,7	43,3	1032,5	83,3	36	60	40	602,3	30,1	56	55	42	716,3	55,1
17	63,1	37,8	118,6	4,7	37	51,9	35	115,1	6,8	57	55	35	253,5	12,7
18	63,5	37,8	51,2	2,0	38	60,5	38	266,3	11,8	58	55	38	1027,9	60,5
19	71,1	40	184,9	5,9	39	60	38	623,2	28,3	59	68	52	223,3	14,0
20	155,1	40	2008,1	17,4	40	67	35	824,4	25,8	60	140	37,8	2109,7	20,6

Crude Heavy Sour-Continuação

Permutador de Calor	T _i (°C)	T _f (°C)	Q (kW)	$\overline{MC_p}$ (kW/°C)
61	46,1	37,8	1468,0	176,9
62	51,7	37,8	2408,6	173,3
63	46,1	37,8	527,4	63,5
64	60	38	2790,7	126,9
65	66	36	1534,9	51,2
66	121	80	22,1	0,5
67	100	50	127,9	2,6
68	154	34,4	8909,2	74,5
69	149,5	40	1658,3	15,1
70	44,4	32,4	228,3	19,0
71	65	45	443,0	22,2
72	48,9	37,8	161,2	14,5
73	50	37,8	1069,5	87,7
74	48,9	37,8	577,2	52,0
75	48,9	37,8	240,3	21,6
76	48,9	37,8	322,3	29,0
77	48,9	37,8	107,8	9,7
78	48,9	37,8	114,3	10,3
79	69,5	51	1918,6	103,7



Anexo C

Gás	α	β	γ	δ	ϵ
H ₂ O	4,07	-1,11E-03	4,15E-06	-2,96E-09	8,07E-13
O ₂	3,626	-1,88E-03	7,06E-06	-6,76E-09	2,16E-12
CO ₂	2,401	8,74E-03	-6,61E-06	2,00E-09	0,00E+00
N ₂	3,675	-1,21E-03	2,32E-06	-6,32E-10	-2,26E-13

Anexo D

Coluna de Destilação	Temperatura de topo (°C)	Temperatura da base (°C)	Calor do condensador (Gcal/h)	Calor do ebulidor (Gcal/h)	Utilidade quente	Utilidade fria
AA-V-09	108,9	121,1	3,48	10,81	Vapor de baixa pressão	Ar
AK-V-04	119,0	131,0	2,79	7,94	Vapor de baixa pressão	Ar
AK-V-22	143,0	186,0	0,24	4,60	Vapor de alta pressão	Ar
AK-V-24	116,0	127,3	7,49	5,93	Vapor de baixa pressão	Ar
HC-V-80	57,8	107,6	1,75	1,93	Vapor de baixa pressão	Ar
HT-V-03	99,0	172,0	9,51	7,73	Vapor de média pressão	Ar
HT-V-12	123,0	153,0	1,03	3,53	Vapor de média pressão	Ar
AL-V-04	86,2	112,9	1,87	2,03	Vapor de baixa pressão	Água de refrigeração
AL-E-25	71,0	115,1	3,64	10,1	Vapor de baixa pressão	Água de refrigeração

Anexo E

Overall results		
Hot stream location	TUBE	
Heat duty	8,79041	Gcal/hr ▼
Required exchanger area	865,754	sqm ▼
Actual exchanger area	865,767	sqm ▼
% excess surface area	0,00155982	
Avg. heat transfer coefficient	849,174	kcal/hr-sqm-C ▼
UA	735175	kcal/hr-K ▼
LMTD (Corrected)	11,9569	C ▼
LMTD correction factor	0,883336	
Vibration indication		
High Rhov2 indication	NO	
Calculation method used by EDR	ADVANCED	

Anexo F

Overall results		
Hot stream location	Shell	
Heat duty	9,26132	Gcal/hr ▼
Required exchanger area	843,082	sqm ▼
Actual exchanger area	1009,69	sqm ▼
% excess surface area	19,762	
Avg. heat transfer coefficient	844,571	kcal/hr-sqm-C ▼
UA	712042	kcal/hr-K ▼
LMTD (Corrected)	13,0067	C ▼
LMTD correction factor	1,05426	
Vibration indication	POSSIBLE	
High Rhov2 indication	NO	
Calculation method used by EDR	ADVANCED	

Anexo G

Caso de Aproveitamento do topo da coluna- alternativa MAN+mhhe (M€)																
	Anos															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Proveitos		0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77
Custos	6,79	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
EBITDA	-6,79	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
Amortizações		0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0	0	0	0	0
EBIT	-6,79	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
Impostos	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
Cash Flow	-6,79	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,53	0,53	0,53	0,53	0,53
Cash Flow Atualizado	-6,79	0,53	0,48	0,44	0,40	0,37	0,34	0,31	0,28	0,26	0,24	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14
Cash Flow Acumulado	-6,79	-6,26	-5,78	-5,34	-4,94	-4,57	-4,23	-3,93	-3,64	-3,38	-3,15	-2,95	-2,77	-2,60	2,45	-2,31
TIR		2,80%														

Caso de Aproveitamento do topo da coluna- alternativa MAN+matches (M€)																
	Anos															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Proveitos		0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77
Custos	7,01	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
EBITDA	-7,01	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66
Amortizações		0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0	0	0	0	0
EBIT	-7,01	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66
Impostos	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
Cash Flow	-7,01	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
Cash Flow Atualizado	-7,01	0,52	0,48	0,44	0,40	0,37	0,34	0,31	0,28	0,26	0,24	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14
Cash Flow Acumulado	-7,01	-6,48	-6,00	-5,56	-5,16	-4,79	-4,46	-4,15	-3,87	-3,61	-3,37	-3,17	-2,99	-2,83	-2,67	-2,54
TIR		2,32%														

Caso de Aproveitamento do topo da coluna- alternativa Aspen (M€)																
	Anos															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Proveitos		0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77
Custos	5,15	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
EBITDA	-5,15	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
Amortizações		0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0	0	0	0	0
EBIT	-5,15	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
Impostos	0	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Cash Flow	-5,15	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
Cash Flow Atualizado	-5,15	0,53	0,49	0,45	0,41	0,37	0,34	0,31	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,17	0,16	0,14
Cash Flow Acumulado	-5,15	-4,61	-4,13	-3,68	-3,27	-2,90	-2,55	-2,24	-1,95	-1,69	-1,45	-1,25	-1,06	-0,88	-0,73	-0,58
TIR		7,25%														

Caso de Aproveitamento do topo da coluna- alternativa MAN+mhhe (M€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77
Custos	6,79	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
EBITDA	-6,79	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
Amortizações		0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23
EBIT	-6,79	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44
Impostos	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Cash Flow	-6,79	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57
Cash Flow Atualizado	-6,79	0,53	0,48	0,44	0,40	0,37	0,34	0,31	0,28	0,26	0,24
Cash Flow Acumulado	-6,79	-6,26	-5,78	-5,34	-4,94	-4,57	-4,23	-3,93	-3,64	-3,38	-3,15
TIR		-2,94%									

Caso de Aproveitamento do topo da coluna- alternativa MAN+matches (M€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77
Custos	7,01	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
EBITDA	-7,01	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66
Amortizações		0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23
EBIT	-7,01	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43
Impostos	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Cash Flow	-7,01	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57
Cash Flow Atualizado	-7,01	0,52	0,48	0,44	0,40	0,37	0,34	0,31	0,28	0,26	0,24
Cash Flow Acumulado	-7,01	-6,48	-6,00	-5,56	-5,16	-4,79	-4,46	-4,15	-3,87	-3,61	-3,37
TIR											-3,50%

Caso de Aproveitamento do topo da coluna- alternativa Aspen (M€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77
Custos	5,15	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
EBITDA	-5,15	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
Amortizações		0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
EBIT	-5,15	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
Impostos	0	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
Cash Flow	-5,15	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58
Cash Flow Atualizado	-5,15	0,53	0,49	0,45	0,41	0,37	0,34	0,31	0,29	0,26	0,24
Cash Flow Acumulado	-5,15	-4,61	-4,13	-3,68	-3,27	-2,90	-2,55	-2,24	-1,95	-1,69	-1,45
TIR											2,31%

Caso de Aproveitamento do fundo da coluna- alternativa MAN+mhhe (M€)																
	Anos															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Proveitos		0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Custos	7,65	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
EBITDA	-7,65	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Amortizações		0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
EBIT	-7,65	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Impostos	0,00	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18
Cash Flow	-7,65	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
Cash Flow Atualizado	-7,65	0,66	0,61	0,55	0,51	0,46	0,42	0,39	0,36	0,33	0,30	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18
Cash Flow Acumulado	-7,65	-6,99	-6,38	-5,83	-5,32	-4,86	-4,43	-4,05	-3,69	-3,36	-3,07	-2,81	-2,58	-2,37	-2,18	-2,00
TIR		4,42%														

Caso de Aproveitamento do fundo da coluna- alternativa MAN+matches (M€)																
	Anos															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Proveitos		0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Custos	7,83	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
EBITDA	-7,83	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
Amortizações		0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0	0	0	0	0
EBIT	-7,83	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
Impostos	0,0	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18
Cash Flow	-7,83	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
Cash Flow Atualizado	-7,83	0,66	0,60	0,55	0,51	0,46	0,42	0,39	0,36	0,33	0,30	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18
Cash Flow Acumulado	-7,83	-7,17	-6,57	-6,01	-5,51	-5,04	-4,62	-4,23	-3,88	-3,55	-3,25	-3,00	-2,77	-2,56	-2,37	-2,19
TIR		4,05%														

Caso de Aproveitamento do fundo da coluna- alternativa Aspen Plus (M€)																
	Anos															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Proveitos		0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Custos	4,89	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
EBITDA	-4,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
Amortizações		0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0	0	0	0	0
EBIT	-4,89	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
Impostos	0	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
Cash Flow	-4,89	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
Cash Flow Atualizado	-4,89	0,67	0,62	0,56	0,52	0,47	0,43	0,40	0,36	0,33	0,30	0,26	0,24	0,22	0,20	0,19
Cash Flow Acumulado	-4,89	-4,22	-3,60	-3,03	-2,52	-2,05	-1,61	-1,22	-0,85	-0,52	-0,22	0,05	0,29	0,51	0,71	0,90
TIR		12,33%														

Caso de Aproveitamento do fundo da coluna- alternativa MAN+mhhe (M€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Custos	7,65	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
EBITDA	-7,65	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Amortizações		0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
EBIT	-7,65	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59
Impostos	0	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
Cash Flow	-7,65	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
Cash Flow Atualizado	-7,65	0,66	0,61	0,55	0,51	0,46	0,42	0,39	0,36	0,33	0,30
Cash Flow Acumulado	-7,65	-6,99	-6,38	-5,83	-5,32	-4,86	-4,43	-4,05	-3,69	-3,36	-3,07
TIR		-1,02%									

Caso de Aproveitamento do fundo da coluna- alternativa MAN+matches (M€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Custos	7,83	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
EBITDA	-7,83	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
Amortizações		0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
EBIT	-7,83	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58
Impostos	0	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
Cash Flow	-7,83	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
Cash Flow Atualizado	-7,83	0,66	0,60	0,55	0,51	0,46	0,42	0,39	0,36	0,33	0,30
Cash Flow Acumulado	-7,83	-7,17	-6,57	-6,01	-5,51	-5,04	-4,62	-4,23	-3,88	-3,55	-3,25
TIR		-1,46%									

Caso de Aproveitamento do fundo da coluna- alternativa Aspen Plus (M€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Custos	4,89	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
EBITDA	-4,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
Amortizações		0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16
EBIT	-4,89	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73
Impostos	0	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Cash Flow	-4,89	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74
Cash Flow Atualizado	-4,89	0,67	0,62	0,56	0,52	0,47	0,43	0,40	0,36	0,33	0,30
Cash Flow Acumulado	-4,89	-4,22	-3,60	-3,03	-2,52	-2,05	-1,61	-1,22	-0,85	-0,52	-0,22
TIR		8,23%									

Anexo H

Overall results		
Hot stream location	Shell	
Heat duty	1,68563	Gcal/hr
Required exchanger area	45,1089	sqm
Actual exchanger area	45,4053	sqm
% excess surface area	0,657205	
Avg. heat transfer coefficient	357,092	kcal/hr-sqm-C
UA	16108	kcal/hr-K
LMTD (Corrected)	104,646	C
LMTD correction factor	0,780335	
Vibration indication	YES	
High Rhov2 indication	YES	
Calculation method used by EDR	ADVANCED	

Anexo I

Overall results		
Hot stream location	Shell	
Heat duty	2,87262	Gcal/hr
Required exchanger area	76,1713	sqm
Actual exchanger area	76,3038	sqm
% excess surface area	0,173838	
Avg. heat transfer coefficient	302,435	kcal/hr-sqm-C
UA	23036,9	kcal/hr-K
LMTD (Corrected)	124,697	C
LMTD correction factor	0,804776	
Vibration indication	YES	
High Rhov2 indication	YES	
Calculation method used by EDR	ADVANCED	

Anexo J

Chaminé 6- alternativa Aspen Plus (k€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8
Custos	123,5	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9
EBITDA	-123,5	263,9	263,9	263,9	263,9	263,9	263,9	263,9	263,9	263,9	263,9
Amortizações		4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
EBIT	-123,5	259,8	259,8	259,8	259,8	259,8	259,8	259,8	259,8	259,8	259,8
Impostos	0	54,6	54,6	54,6	54,6	54,6	54,6	54,6	54,6	54,6	54,6
Cash Flow	-123,5	209,4	209,4	209,4	209,4	209,4	209,4	209,4	209,4	209,4	209,4
Cash Flow Atualizado	-123,5	191,6	175,4	160,5	146,9	134,5	123,1	112,6	103,1	94,4	86,4
Cash Flow Acumulado	-123,5	68,1	243,5	404,1	551,0	685,4	808,5	921,1	1024,2	1118,6	1204,9

Chaminé 6- alternativa mhhe (k€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8
Custos	193,2	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9
EBITDA	-193,2	262,9	262,9	262,9	262,9	262,9	262,9	262,9	262,9	262,9	262,9
Amortizações		6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4
EBIT	-193,2	256,4	256,4	256,4	256,4	256,4	256,4	256,4	256,4	256,4	256,4
Impostos	0	53,9	53,9	53,9	53,9	53,9	53,9	53,9	53,9	53,9	53,9
Cash Flow	-193,2	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0
Cash Flow Atualizado	-193,2	191,3	175,1	160,3	146,7	134,2	122,9	112,5	102,9	94,2	86,2
Cash Flow Acumulado	-193,2	-1,9	173,2	333,4	480,1	614,4	737,2	849,7	952,6	1046,8	1133,0

Chaminé 6- alternativa matches (k€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8	265,8
Custos	197,8	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
EBITDA	-197,8	262,8	262,8	262,8	262,8	262,8	262,8	262,8	262,8	262,8	262,8
Amortizações		6,6	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6
EBIT	-197,8	256,2	256,2	256,2	256,2	256,2	256,2	256,2	256,2	256,2	256,2
Impostos	0	53,8	53,8	53,8	53,8	53,8	53,8	53,8	53,8	53,8	53,8
Cash Flow	-197,8	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0	209,0
Cash Flow Atualizado	-197,8	191,3	175,1	160,2	146,7	134,2	122,9	112,4	102,9	94,2	86,2
Cash Flow Acumulado	-197,8	-6,5	168,6	328,8	475,5	609,7	732,6	845,0	947,9	1042,1	1128,3

Chaminé 8- alternativa Aspen Plus (k€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1
Custos	171,0	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6
EBITDA	-171,0	481,5	481,5	481,5	481,5	481,5	481,5	481,5	481,5	481,5	481,5
Amortizações		5,7	5,7	5,7	5,7	5,7	5,7	5,7	5,7	5,7	5,7
EBIT	-171,0	475,8	475,8	475,8	475,8	475,8	475,8	475,8	475,8	475,8	475,8
Impostos	0	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9
Cash Flow	-171,0	381,6	381,6	381,6	381,6	381,6	381,6	381,6	381,6	381,6	381,6
Cash Flow Atualizado	-171,0	349,2	319,6	292,5	267,8	245,1	224,3	205,3	187,9	172,0	157,4
Cash Flow Acumulado	-171,0	178,3	497,9	790,5	1058,2	1303,3	1527,6	1732,8	1920,7	2092,7	2250,1

Chaminé 8- alternativa mhhe (k€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1
Custos	267,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
EBITDA	-267,5	480,0	480,0	480,0	480,0	480,0	480,0	480,0	480,0	480,0	480,0
Amortizações		8,9	8,9	8,9	8,9	8,9	8,9	8,9	8,9	8,9	8,9
EBIT	-267,5	471,1	471,1	471,1	471,1	471,1	471,1	471,1	471,1	471,1	471,1
Impostos	0	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9
Cash Flow	-267,5	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1
Cash Flow Atualizado	-267,5	348,8	319,2	292,2	267,4	244,8	224,0	205,0	187,7	171,7	157,2
Cash Flow Acumulado	-267,5	81,3	400,5	692,7	960,1	1204,9	1428,9	1633,9	1821,6	1993,3	2150,5

Chaminé 8- alternativa matches (k€)											
	Anos										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Proveitos		484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1	484,1
Custos	273,9	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
EBITDA	-273,9	479,9	479,9	479,9	479,9	479,9	479,9	479,9	479,9	479,9	479,9
Amortizações		9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1
EBIT	-273,9	470,8	470,8	470,8	470,8	470,8	470,8	470,8	470,8	470,8	470,8
Impostos	0	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9
Cash Flow	-273,9	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1	381,1
Cash Flow Atualizado	-273,9	348,8	319,2	292,2	267,4	244,7	224,0	205,0	187,6	171,7	157,2
Cash Flow Acumulado	-273,9	74,9	394,1	686,3	953,7	1198,4	1422,4	1627,4	1815,1	1986,8	2144,0