

MESTRADO EM ENGENHARIA QUÍMICA
RAMO OPTIMIZAÇÃO ENERGÉTICA NA INDÚSTRIA QUÍMICA

**AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E OPTIMIZAÇÃO DE UMA UNIDADE
DE TRIGERAÇÃO**

Isabel Maria Bagulho Guerra

JULHO, 2013

Orientador da empresa: Engenheiro Belmiro Crispim

Orientador do ISEP: Engenheira Teresa Pimenta

Co- Orientador: Engenheira Teresa Sena Esteves

AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E OPTIMIZAÇÃO DE UMA UNIDADE DE TRIGERAÇÃO

MESTRADO EM ENGENHARIA QUÍMICA

Agradecimentos

Agradeço à Engenheira Teresa Pimenta e à Engenheira Teresa Sena Esteves, orientadoras desta dissertação pela orientação, incentivo e disponibilidade no decorrer deste trabalho.

Agradeço a todos os Engenheiros do ISEP, em especial ao Engenheiro Crispim pela incansável ajuda durante este trabalho, e à Engenheira Paula Neto pela disponibilidade de esclarecimento das dúvidas inerentes a toda esta tese.

Agradeço ao Engenheiro Belmiro Crispim, bem como a todos os profissionais da empresa Monteiro, Ribas-Indústrias, SA que permitiram o desenvolvimento deste trabalho, e o contato entre as diversas áreas em estudo.

Agradeço aos familiares e amigos por todo o carinho, paciência e pela ajuda constante ao longo desta dissertação.

Resumo

Portugal é um país dependente da energia do exterior, devido à elevada percentagem de consumo de energia a partir de fontes primárias, como por exemplo o gasóleo. Para colmatar este cenário, têm vindo a criar-se incentivos para o uso de energias renováveis e para intensificação de medidas de eficiência energética, como os sistemas de cogeração, de forma a tornar os processos industriais nacionais mais autónomos e mais competitivos.

O presente trabalho, centra-se na determinação do potencial térmico disponível na central de trigeriação da empresa Monteiro, Ribas-Indústria, SA, com a finalidade de identificar a quantidade de energia não utilizada, com vista ao aproveitamento dessa mesma energia nos processos mais problemáticos da empresa. Verificou-se que a água líqüida era a fonte de maior energia não aproveitada, representando cerca de 30%, relativamente à energia disponível na água de refrigeração que é de 1890 kW. Assim, perante este facto, fez-se um estudo em dois setores autónomos da empresa, o setor dos revestimentos e o setor dos componentes técnicos da borracha. Pretendeu-se propor medidas para melhorar os seus processos produtivos, aproveitando essa energia. Para o efeito foi projetado um permutador de calor de placas com necessidade energética de 131,4 MWh, no setor dos revestimentos e um permutador compacto no setor de produção de placas de borracha, necessitando de uma energia de 335,2 MWh. Face à energia disponível na central de trigeriação, de 161,9 MWh, verifica-se que esta apenas poderá ser aproveitada no setor dos revestimentos. Para tornar este objetivo real, a empresa Monteiro, Ribas- Indústria, SA necessitaria de efetuar um investimento no total de 49.390€. Além disso, foi contabilizado o rendimento das caldeiras da central térmica e da cogeração, ambas pelo método direto, apresentando estas os valores de 72% e 42%, respectivamente.

Palavras-chave: cogeração, eficiência energética, potencial térmico

Abstract

Portugal is a country dependent on foreign energy, due to the high percentage of energy consumption from primary sources, such as diesel. To overcome this scenario, incentives for the use of renewable energies and for the intensification of energy efficiency measures have been created, such as the cogeneration systems, in order to make the national industrial processes more autonomous and competitive.

The present work focuses on the determination of the thermal potential available at the trigeneration at the company Monteiro, Ribas-Indústria, SA, with the purpose of identifying the amount of wasted energy in order to make use of that same energy in the most problematic processes at the firm. It has been found that liquid water was the main source of wasted energy, representing around 30%, relative to the energy available in cooling water, which is 1890 kW. So, given this fact, a study was carried out in two autonomous sectors of the company, the industry sector of coatings and the sector of technical rubber components. The intention was to propose measures to improve the production processes, by taking advantage of that energy. For this purpose, a plate heat exchanger was designed, requiring the energy of 131.4 MWh in the coating sector, and a compact heat exchanger in the production sector of rubber plates, requiring the energy of 335.2 MWh. Given the available energy of 161.9 MWh at the trigeneration central, it turns out that it can only be used in the coating sector. To fulfill this goal the company Monteiro, Ribas-Indústria, SA, would need to make a total investment of € 49,390. In addition, the efficiency of the boilers in the thermal power station and that of cogeneration were both measured by the direct method, presenting the values of 72% and 42%, respectively.

Key-words: cogeneration, energy efficiency, thermal potential.

Índice Geral

1. Introdução	1
1.1. Situação económica e energética em Portugal e legislação em vigor	2
1.2. Motivações	5
1.3. Objetivos	6
1.4. Organização e temas abordados.....	7
2. Estado de Arte	9
2.1. Conceito de Cogeração e Trigeração.....	9
2.1.1. Vantagens do uso de processos cogeração/trigeração	10
2.1.2. Barreiras à aplicação da cogeração/trigeração.....	11
2.1.3. Tecnologias disponíveis	11
2.1.3.1. Turbina a Vapor - (ciclo de Rankine)	11
2.1.3.2. Turbina a Gás - (ciclo de Brayton).....	13
2.1.3.3. Motor alternativo de combustão interna (ciclo de Diesel e ciclo de Otto)	14
2.1.3.4. Ciclo combinado.....	15
2.1.3.5. Chillers	16
2.1.3.5.1. Chillers de absorção.....	16
2.1.3.5.2. Chillers de adsorção.....	17
2.2. Panorama da cogeração	19
2.2.1. Cogeração no mundo.....	19
2.2.2. Evolução da cogeração	20
2.2.3. Cogeração em Portugal	21
2.2.4. Apresentação da empresa	25
2.2.4.1. Organização da empresa	26
2.2.4.2. Tecnologia de cogeração usada na empresa	26
3. Descrição dos processos	27
3.1. Descrição do processo de trigeração	27
3.1.1. Diagrama do processo trigeração.....	29

3.1.2. Descrição do circuito do vapor	30
3.2. Descrição do setor K.....	31
3.3. Descrição do setor MRE	32
4. Resultados e discussão.....	33
4.1. Levantamento do potencial térmico na trigeriação	33
4.1.1. Parâmetros determinados na central de trigeriação	36
4.2. Aproveitamento do potencial térmico disponível na cogeração	37
4.2.1. Levantamento das necessidades de energia do setor K	37
4.2.1.1. Especificação dos caudais em estudo.....	39
4.2.1.2. Seleção equipamento a dimensionar	40
4.2.1.3. Comparação da energia necessária para o arrefecimento das placas até 20°C e a energia a partir do dimensionamento do permutador compacto.....	42
4.2.1.4. Dimensionamento do ventilador	44
4.2.2. Levantamento das condições de refrigeração no setor MRE.....	45
4.2.2.1. Seleção do equipamento.....	45
4.2.2.2. Dimensionamento do permutador de placas	46
4.2.2.3. Dimensionamento da tubagem.....	49
4.2.2.4. Dimensionamento da bomba.....	49
4.2.3. Aproveitamento da central de trigeriação face às necessidades dos processos no setor K+MRE	50
4.3. Caldeiras da central térmica e da cogeração	51
4.3.1. Determinação do rendimento das caldeiras	51
4.3.1.1. Rendimento da caldeira da central térmica e da caldeira da trigeriação.....	52
4.4. Perdas de energia nas tubagens de transporte de vapor proveniente das caldeiras..	53
5. Análise de custos.....	55
6. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros	57
Bibliografia.....	59
Anexo A. Exemplos de cálculo	61
A.1. Determinação do potencial térmico disponível na central de trigeriação.....	61

A.1.1. Parâmetros determinados na central de trigeração	64
A.2. Aproveitamento do potencial térmico disponível na central de trigeração	65
A.2.1. Setor K	65
A.2.1.1. Estimativa da energia disponível pelos ventiladores, de forma a garantir que a placa, no final do acabamento atinja os 20°C	68
A.2.1.2. Dimensionamento do permutador compacto.....	72
A.2.2. Setor dos revestimentos	79
A.2.2.1. Dimensionamento do permutador de placas.....	80
A.2.2.2. Dimensionamento das tubagens.....	83
A.2.2.3. Dimensionamento das bombas	85
A.2.3. Comparação entre o potencial térmico disponível e as necessidades energéticas dos dois processos	87
A.2.4. Dados para o cálculo da energia necessária no setor K	89
A.3. Determinação do rendimento das caldeiras.....	99
A.4. Análise do consumo de vapor.....	101
Anexo B. Tabelas auxiliares.....	107
Anexos C. Proposta de orçamento.....	109

Índice de figuras

Figura 1.1. Energia primária em Portugal, no ano 2012	2
Figura 1.2. Dependência energética do exterior	3
Figura 2.1. Sistema convencional de energia	10
Figura 2.2. Sistema de cogeração/trigeração	10
Figura 2.3. Ciclo de Rankine ideal	12
Figura 2.4. Ciclo aberto de Brayton	13
Figura 2.5. Ciclo fechado de Brayton	13
Figura 2.6. Motores alternativos de combustão interna	15
Figura 2.7. Princípio básico de uma máquina de refrigeração por absorção	17
Figura 2.8. Esquema de funcionamento de um chiller de adsorção	18
Figura 2.9. Percentagem de eletricidade produzida por cogeração pelos países da UE	20
Figura 2.10. Peso da cogeração na UE e previsão da sua evolução	21
Figura 2.11. Percentagem de eletricidade produzida em Portugal	22
Figura 2.12. Produção de energia elétrica em Portugal, em 2012	22
Figura 2.13. Instalações de cogeração em Portugal, em 2011	23
Figura 2.14. Distribuição de Cogeração em Portugal por setores de atividade	23
Figura 2.15. Evolução das Tecnologias Utilizadas (Fuelóleo / Gás Natural)	24
Figura 3.1. Diagrama P&I da instalação	29
Figura 4.1. Potencial térmico na central de trigeração	34
Figura 4.2. Potencial térmico disponível em termos de vapor, face aos consumos energéticos na central de trigeração	35
Figura 4.3. Potencial térmico disponível pela água, face aos consumos energéticos na central de trigeração	35
Figura 4.4. Variação das temperaturas na base e no topo de cada placa com diversas espessuras	38
Figura 4.5. Dimensionamento do permutador compacto de tubos cilíndricos com alhetas de chapa contínua	42
Figura 4.6. Dimensões do permutador de placas	47
Figura 4.7. Perdas de vapor nos dias 4,5 e 6 de abril de 2013	53
Figura A.1. Repartição dos consumos na central de trigeração	63
Figura A.2. Área disponível de passagem de ar pelos ventiladores	68
Figura A.3. Transferência de calor e fator de atrito no escoamento através de	73

feixe de tubos cilíndricos com alhetas de chapa contínua	
Figura A.4. Fator de transferência de calor para o fluido que circula no interior dos tubos	77
Figura A.5. Esquema das tubagens e bombas que se pretendem instalar na empresa em estudo	83
Figura A.6. Diagrama de Moody para fatores de atrito no interior de tubos	86
Figura A.7. Seleção do equipamento a instalar	87
Figura C.1. Orçamento do permutador compacto	109
Figura C.2. Orçamento do permutador compacto (continuação)	110
Figura C.3. Proposta de orçamento para o permutador de placas	111

Índice de tabelas

Tabela 4.1. Rendimento e PEP da central de trigeriação	36
Tabela 4.2. Energia cedida pelo ar ventilado para o arrefecimento das placas, até à temperatura final definida como 20°C	39
Tabela 4.3. Comparação entre os permutadores compactos de tubos alhetados e de placa alhetada	40
Tabela 4.4. Dados característicos dos permutadores compactos de feixe de tubos cilíndricos com alhetas de chapa contínua	41
Tabela 4.5. Resultados obtidos no dimensionamento do permutador compacto selecionado	42
Tabela 4.6. Valores usados para o dimensionamento do permutador de placas	46
Tabela 4.7. Resultados obtidos para o dimensionamento do permutador de placas	48
Tabela 4.8. Características das tubagens	49
Tabela 4.9. Características das bombas centrífugas	49
Tabela 4.10. Comparação da energia disponível na central face às necessidades energéticas dos dois setores em estudo	50
Tabela 4.11. Rendimento das caldeiras presente na empresa, pelo método direto	52
Tabela 5.1. Custo dos permutadores	55
Tabela 5.2. Custo das tubagens	55
Tabela 5.3. Custo dos acessórios	55
Tabela 5.4. Custo das bombas	56
Tabela A.1. Valores relativos para a determinação do consumo energético da central de cogeração	61
Tabela A.2. Consumo energético da central de trigeriação em abril	62
Tabela A.3. Valores usados para o cálculo da energia necessária para o arrefecimento das placas	65
Tabela A.4. Dados relativos dos ventiladores instalados no sector da pintura	67
Tabela A.5. Constantes para cilindros não-circulares em escoamento transversal de um gás	69
Tabela A.6. Valores para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor, no inverno	70
Tabela A.7. Valores obtidos para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor para as temperaturas registadas no inverno	71

Tabela A.8. Valores para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor, em dias mais quentes	71
Tabela A.9. Valores obtidos para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor para as temperaturas registadas nos dias mais quentes	72
Tabela A.10. Dimensões estipuladas para o dimensionamento do permutador em estudo	73
Tabela A.11. Valores usados para o dimensionamento do permutador compacto	74
Tabela A.12. Valores usados para o cálculo da energia necessária para o processo de refrigeração	79
Tabela A.13. Valores arbitrados para o dimensionamento do permutador em estudo	80
Tabela A.14. Valores para os fluidos que circulam nas placas	80
Tabela A.15. Valores obtidos para o coeficiente pelicular de transferência de calor para ambos os fluidos	82
Tabela A.16. Tubagens de aço sem costura DIN 2448	84
Tabela A.17. Valores usados para o dimensionamento das bombas	85
Tabela A.18. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 9 de Abril –S394.97	89
Tabela A.19. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 10 de Abril –S394.02	89
Tabela A.20. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 11 de Abril –S394.02	90
Tabela A.21. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 12 de Abril –S162.02	91
Tabela A.22. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 12 de Abril –S392.97	93
Tabela A.23. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 15 de Abril –S394.02	94
Tabela A.24. Registo das temperaturas no topo e na base de uma placa de 3,0 mm, às condições máximas dos equipamentos	95
Tabela A.25. Registo das temperaturas no topo e na base de uma placa de 4,0 mm, às condições máximas dos equipamentos	95
Tabela A.26. Registo das temperaturas no topo e na base de uma placa de 6,0 mm, às condições máximas dos equipamentos	95
Tabela A.27. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas	96

ao dia 16 de Abril -S162.02	
Tabela A.28. Registo das temperaturas das placas aquando o arrefecimento no dia 24 de abril (S392.95)	97
Tabela A.29. Registo das temperaturas em diversos pontos no setor da pintura no dia 24 de abril	98
Tabela A.30. Dados relativos à central térmica no mês de fevereiro	99
Tabela A.31. Dados relativos para a determinação do rendimento da caldeira da central térmica	99
Tabela A.32. Dados relativos à cogeração no mês de fevereiro	100
Tabela A.33. Dados relativos para a determinação do rendimento da caldeira da cogeração	100
Tabela A.34. Consumo de vapor no dia 4 de abril	101
Tabela A.35. Consumo de vapor no dia 5 de abril	102
Tabela A.36. Consumo de vapor no dia 6 de abril	103
Tabela B.1. Características operacionais e custos típicos dos diferentes tipos de sistema de cogeração	107

Lista de Abreviaturas

Siglas

COP	Coeficiente de Performance
CP	Contra-pressão
CRU	Comercializador de último recurso
DGEG	Direção Geral de Energia e Geologia
EDP	Eletricidade De Portugal
EEGO	Entidade Emissora de Garantias de Origem
FO	Fuelóleo
GN	Gás natural
H.T.	Alta temperatura
IRK	Aquecedor de infravermelhos
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
MWe	Mega Watt elétrico
PEP	Poupança energia primária
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PVC	Policloreto de vinilo
ROTO	Rotogravura
SMAS	Serviços Municipalizados de Água e Saneamento
SRU	Sistema de Recuperação de Solventes
UE	União Europeia
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
UV	Ultravioleta

Símbolos

Variável	Descrição	Unidades
a	Área projetada de uma placa	m^2
A	Área da superfície de transferência de calor	m^2
A_e	Área externa da superfície de transferência de calor	m^2
A_f	Área frontal	m^2
A_g	Quantidade de água produzida num determinado lapso de tempo	m^3
A_i	Área interna da superfície de transferência de calor	m^2

A_{min}	Área mínima transversal ao escoamento do fluido	m^2
A_{placa}	Área da placa de borracha	m^2
A_t	Área total de transferência de calor de uma superfície alhetada	m^2
$A_{tubagens}$	Área da tubagem	m^2
$A_{ventiladores}$	Área correspondente aos ventiladores instalados no setor	m^2
	K	
b	Espaçamento entre as placas	m
C	Constante para cilindros não-circulares em escoamento transversal de um gás	
C^*	Parâmetro adimensional ($C^* = C_{min}/C_{max}$)	
$c_{Pborracha}$	Calor específico da borracha	$kcal. kg^{-1}°C^{-1}$
C_{max}	Capacidade calorífica máxima	$W. K^{-1}$
C_{min}	Capacidade calorífica mínima	$W. K^{-1}$
c_p	Calor específico	$kJ. kg^{-1}°C^{-1}$
c_{P_f}	Calor específico do fluido frio	$kJ. kg^{-1}°C^{-1}$
c_{P_q}	Calor específico do fluido quente	$kJ. kg^{-1}°C^{-1}$
d	Diâmetro	m
D	Comprimento característico para escoamento de gás sobre cilindros não-circulares (placa vertical)	m
d_{eq}	Diâmetro equivalente das passagens entre placas	m
D_h	Diâmetro hidráulico	m
d_i	Diâmetro interno do tubo	m
$\sum E_{entradas}$	Somatório das energias de entrada do sistema	MWh
$\sum E_{saídas}$	Somatório das energias de saída do sistema	MWh
f	Fator de atrito de Fanning	
F	Quantidade de combustível consumida no mesmo período de tempo de A_g	m^3
g	Aceleração da gravidade	$m. s^{-2}$
G	Fluxo mássico	$kg. m^{-2}s^{-1}$
\bar{h}_D	Coeficiente de transferência de calor por convecção para escoamento de gás sobre cilindros não-circulares (placa vertical)	$W. m^{-2}K^{-1}$

h'	Coeficiente convectivo de transferência de calor	$W \cdot m^{-2}K^{-1}$
H_A	Entalpia específica do líquido saturado à temperatura de água de alimentação da caldeira	$kJ \cdot kg^{-1}^{\circ}C^{-1}$
H_B	Carga real transferida para o fluido	m
h_e	Coeficiente pelicular de transferência de calor associado ao fluido no exterior dos tubos	$W \cdot m^{-2}K^{-1}$
h_f	Coeficiente convectivo de transferência de calor referente ao fluido frio	$W \cdot m^{-2}K^{-1}$
h_i	Coeficiente pelicular de transferência de calor associado ao fluido no interior dos tubos	$W \cdot m^{-2}K^{-1}$
$\sum h_{perdas}$	Somatório das perdas nas tubagens	m
h_q	Coeficiente convectivo de transferência de calor referente ao fluido quente	$W \cdot m^{-2}K^{-1}$
H_V	Entalpia específica do vapor saturado	$kJ \cdot kg^{-1}^{\circ}C^{-1}$
j_h	Fator de transferência de calor estimado	
k	Condutividade térmica do fluido	$W \cdot m^{-1}K^{-1}$
k_f	Condutividade térmica do fluido frio	$W \cdot m^{-1}K^{-1}$
k_p	Condutividade térmica do material de que são feitas as placas	$W \cdot m^{-1}K^{-1}$
L	Comprimento do percurso do fluido dentro do permutador	m
L_{eq}	Comprimento total da tubagem	m
L_{placa}	Comprimento da placa	m
$L_{secção\ arrefecimento}$	Comprimento da secção de arrefecimento do setor K	m
m	Constante para cilindros não-circulares em escoamento transversal de um gás	
\dot{m}	Caudal mássico	$kg \cdot s^{-1}$
\dot{m}_f	Caudal mássico do fluido frio	$kg \cdot s^{-1}$
$\dot{m}_{gasesdeescape}$	Caudal mássico dos gases de escape	$kg \cdot s^{-1}$
\dot{m}_q	Caudal mássico do fluido quente	$kg \cdot s^{-1}$
N	Número de placas de transferência de calor (não inclui as placas terminais)	
N_p	Número de passagens que o fluido faz no permutador	
N_t	Número de tubos totais	

Nt_h	Número de tubos horizontais	
Nt_v	Número de tubos verticais	
Nu	Número de Nusselt	
\overline{Nu}_D	Número de Nusselt aplicado para cilindros não-circulares em escoamento transversal de um gás	
NTU_{min}	Número de unidades de transferência de calor de um permutador	
P_1	Pressão do fluido a montante da bomba	Pa
P_2	Pressão do fluido a jusante da bomba	Pa
PCI	Poder calorífico inferior do gás natural	MJ. m ⁻³
Pr	Número de Prandtl	
Pr_i	Número de Prandtl para o fluido que circula no interior dos tubos	
q	Potência térmica	W
Q	Caudal volumétrico	m ³ .s ⁻¹
$q_{equações}$	Potencia térmica estimada a partir das correlações para cilindros não-circulares em escoamento transversal de um gás	W
Q_f	Caudal volumétrico do fluido frio	m ³ .s ⁻¹
Q_q	Caudal volumétrico do fluido quente	m ³ .s ⁻¹
$Q_{ventiladores}$	Caudal volumétrico debitado pelos ventiladores	m ³ .s ⁻¹
Re	Número de Reynolds	
Re_D	Número de Reynolds aplicado para cilindros não-circulares em escoamento transversal de um gás	
Re_i	Número de Reynolds para o fluido que circula no interior dos tubos	
St	Número de Stanton	
t	Tempo de ensaio	h
T_1	Temperatura inicial da placa	°C
T_2	Temperatura após lavagem	°C
T_3	Temperatura primeira estufa IRK	°C
T_4	Temperatura primeiro acabamento	°C

T_5	Temperatura UV	°C
T_6	Temperatura segunda estufa IRK	°C
T_7	Temperatura segundo acabamento	°C
T_8	Temperatura terceira estufa IRK	°C
T_9	Temperatura 1º torre de arrefecimento (1º, 2º ventilador)	°C
T_{10}	Temperatura 2º torre de arrefecimento (3º, 4º ventilador)	°C
T_{11}	Temperatura final	°C
T_{12}	Temperatura ambiente	°C
T_{13}	Temperatura empilhamento	°C
T_5''	Aplicação de tinta entre a saída do equipamento UV e temperatura na segunda estufa de IRK	°C
T_{fe}	Temperatura de entrada do fluido frio	°C
T_{filme}	Temperatura do filme	°C
$T_{finalplaca}$	Temperatura final da placa após a passagem nos ventiladores	°C
T_{fs}	Temperatura de saída do fluido frio	°C
$T_{inialplaca}$	Temperatura inicial da placa após a saída da estufa, isto é à entrada dos ventiladores	°C
T_{qe}	Temperatura de entrada do fluido quente	°C
T_{qs}	Temperatura de saída do fluido quente	°C
U	Coeficiente global de transferência de calor	$W \cdot m^{-2}K^{-1}$
U_e	Coeficiente global de transferência de calor baseado na área externa da superfície de transferência de calor	$W \cdot m^{-2}K^{-1}$
U_i	Coeficiente global de transferência de calor baseado na área interna da superfície de transferência de calor	$W \cdot m^{-2}K^{-1}$
v_{ar}	Velocidade média do ar nos ventiladores	$m \cdot s^{-1}$
v_i	Velocidade do fluido no interior dos tubos	$m \cdot s^{-1}$
v_{linha}	Velocidade da linha de pintura no setor K	$m \cdot min^{-1}$
v_p	Velocidade do fluido no espaço entre as placas	$m \cdot s^{-1}$
w	Largura da placa	m
z_1	Cota do fluido a montante da bomba	m

z_2	Cota do fluido a jusante da bomba	m
-------	-----------------------------------	-----

Letras gregas

Variável	Descrição	Unidades
β	Área das alhetas/Área total	
ε	Eficiência térmica do permutador	
ρ	Massa volúmica	kg. m^{-3}
$\rho_{borracha}$	Massa volúmica da borracha	kg. dm^{-3}
ρ_f	Massa volúmica do fluido frio	kg. dm^{-3}
ρ_i	Massa volúmica do fluido que circula no interior dos tubos	kg. dm^{-3}
ρ_q	Massa volúmica do fluido quente	kg. dm^{-3}
η	Eficiência de uma alheta	%
η'	Eficiência da superfície alhetada	%
$\eta_{caldeira}$	Rendimento da caldeira	%
η_{CHP}	Rendimento global, englobando energia elétrica e térmica produzida	%
$\eta_{elétrico}$	Rendimento elétrico	%
η_{global}	Rendimento global do motor	%
η_{SHP}	Rendimento global, no caso de produção separada de produção de eletricidade e calor	%
$\eta_{térmico}$	Rendimento térmico	%
μ	Viscosidade do fluido	Pa. s
μ_f	Viscosidade do fluido frio	Pa. s
μ_i	Viscosidade do fluido no interior dos tubos	Pa. s
ΔT_{lm}	Média logarítmica da diferença de temperatura	$^{\circ}\text{C}$
Δ_x	Espessura da placa	m
Φ	Diâmetro da tubagem	m

1. Introdução

No âmbito do Mestrado em Otimização Energética na Indústria Química, foi proposto como tema a avaliação da eficiência da unidade de trigeriação da empresa Monteiro, Ribas-Indústrias, SA.

A escolha do tema suscitou, desde logo, interesse, pois os sistemas de cogeração/trigeriação têm um impacto bastante positivo na eficiência energética das indústrias nacionais e europeias. O uso deste processo tem vindo, cada vez mais a ser incentivado pelas suas vantagens inerentes, tais como o aproveitamento das energias que até à data eram desperdiçadas para a atmosfera como os gases de escape resultante da queima dos combustíveis, permitindo uma redução de custos e uma maior eficiência energética face aos processos convencionais. Conjuntamente ao referido surge também o facto, que no decorrer do percurso académico, o tema da cogeração ter sido abordado em linhas gerais, desconhecendo a sua complexidade e a sua aplicabilidade. Inicialmente foi necessário disponibilizar bastante tempo na empresa, para a familiarização e contextualização do processo de cogeração, fazendo a ligação entre a componente teórica e a realidade prática. Esta contextualização foi imprescindível para a realização dos objetivos propostos, que assentaram numa otimização da energia não aproveitada na central em questão, intervindo nos principais setores na empresa Monteiro, Ribas-Industrias, SA, com o intuito de melhorar os seus processos produtivos, como irá ser focado. Aquando da realização dos objetivos definidos para esta dissertação, tornou-se fascinante e produtivo o uso de uma versatilidade de conceitos adquiridos em diversas áreas no ramo do Mestrado de energia, permitindo o desenvolvimento de competências e possibilitando a interação no mundo empresarial.

Para compreender a importância deste conceito, seguidamente enquadra-se a situação económica e energética de Portugal.

1.1. Situação económica e energética em Portugal e legislação em vigor

O consumo de energia em Portugal a partir das fontes primárias, como o petróleo, o carvão e o gás natural registou valores elevados, no ano 2012 (figura 1.1).
(1)

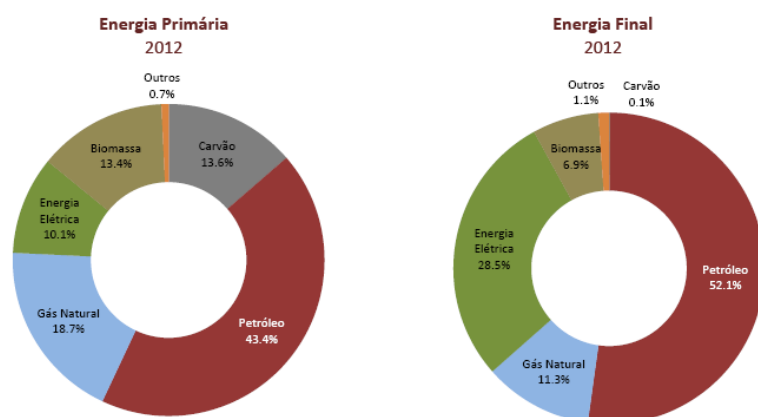


Figura 1.1. Energia primária em Portugal, no ano 2012 ⁽¹⁾

Pode verificar-se, a partir da figura 1.1., que o petróleo apresenta uma percentagem significativa, sendo que a utilização deste combustível fóssil, tem impactos negativos para o meio ambiente. Este recurso não renovável tem vindo a ser largamente utilizado ao longo dos anos e segundos dados bibliográficos, este pode esgotar-se até ao ano de 2048. Como Portugal apresenta uma escassez de recursos de energia fóssil, consequentemente a maior parte da energia consumida em Portugal vem do exterior, como é referido pela DGEG. (figura 1.2)⁽¹⁾

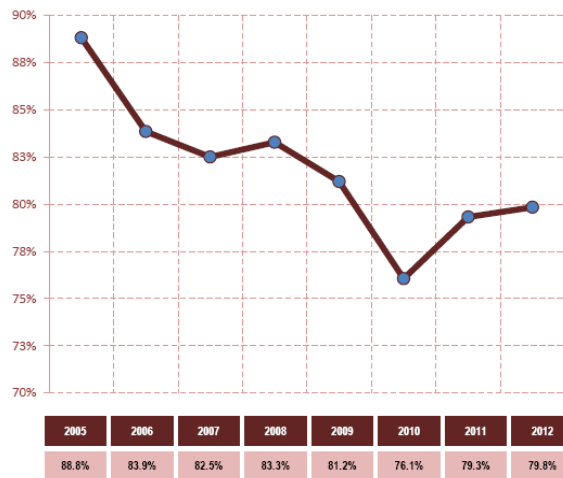


Figura 1.2. Dependência energética do exterior, em 2012 ⁽¹⁾

Pode visualizar-se a partir da figura 1.2., que a taxa de dependência energética tem vindo a aumentar nos últimos dois anos. Este aumento pode-se justificar pela recessão económica vivida em Portugal, conjuntamente com a instabilidade económica nas empresas, o que desencadeia maiores taxas de desemprego e maior importância das faturas em termos energéticos nos diversos setores, com destaque para o setor industrial. Além destes fatores, o aumento do preço do petróleo tem vindo a registar valores muito elevados, com oscilações constantes. As energias renováveis tornam-se, assim numa das soluções mais satisfatórias para colmatar a situação financeira do País, podendo o seu investimento inicial ser elevado, contudo é revertido rapidamente pela redução da fatura energética ao longo do tempo. Além destes fatores poderão criar-se novos postos de trabalho, e aumentar a competitividade das empresas. O uso destas formas de energia torna o País mais sustentável, isto é, permite a interação de três fatores imprescindíveis para a sociedade, o ambiente, a energia e a economia. Segundo o relatório Brundtland (1987), o conceito de sustentabilidade está inerente à “capacidade de satisfazer as necessidades atuais sem comprometer as possibilidades das gerações futuras” ⁽²⁾. Uma das estratégias para o desenvolvimento sustentável é a intensificação do uso de sistemas de cogeração/trigeração com vista a aumentar a eficiência e a competitividade dos processos industriais, como foi referido anteriormente, e acresce uma constante consciencialização ambiental.

Com vista à redução do consumo de energia, a Europa tem vindo a criar incentivos para o uso de formas de energia mais eficientes, como virá a ser referido no plano energético 20-20-20. Além disso enquadra-se o regime jurídico dos sistemas de cogeração com vista a uma melhor compreensão dos benefícios do uso desta energia.

Quanto à legislação atual da cogeração é regida pelo Decreto-Lei nº23/2010, de 25 de março, alterado pela Lei nº19/2010, de 23 de agosto, e estabelece o regime jurídico e remuneratório aplicável à energia elétrica e mecânica e de calor útil produzidos em cogeração. Esta legislação define a tarifa de referência, a depreciação desta tarifa e o cálculo do prémio de eficiência, do prémio de energia renovável e do prémio de participação no mercado. O Decreto-Lei em estudo refere que uma instalação de cogeração é considerada de elevada eficiência, se apresentar uma poupança de energia primária (PEP) superior a 10% relativamente à produção separada de eletricidade e calor. Se tal não acontecer, as centrais de cogeração são consideradas apenas como eficientes. A Entidade Emissora de Garantias de Origem (EEGO) será responsável pelas auditorias das centrais de cogeração, certificando a PEP de cada instalação⁽³⁾.

A Portaria nº140/2012 regulamenta os termos da tarifa de referência do regime remuneratório aplicável às instalações de cogeração. Esta tarifa é taxada em função da tecnologia da instalação de cogeração, da potência elétrica instalada, do combustível utilizado, podendo ser atualizada trimestralmente em função da variação ocorrida no preço do combustível, da variação da taxa de câmbio euro/dólar e do índice de preços do consumidor⁽³⁾.

A legislação em vigor estabelece critérios de remuneração, de acordo com a potência instalada (modalidade geral ou especial). Relativamente à modalidade especial, que engloba instalações com capacidade igual ou inferior a 100 MW, a energia da rede pode ser comercializada pelo CRU (comercializador de último recurso), na qual é definida uma tarifa de referência temporária, conjuntamente com o prémio de eficiência. A modalidade geral refere todas as instalações não abrangidas pela modalidade especial. Nesta modalidade, a remuneração da energia térmica e elétrica produzida faz-se no âmbito das regras do mercado, não obstante um prémio temporário de participação no mercado.⁽³⁾

1.2. Motivações

A energia é muitas vezes desperdiçada nos processos industriais. Com o intuito de alterar este cenário, é necessário otimizar o seu uso, de forma a tornar as empresas “economicamente mais competitivas, ambientalmente mais racionais e socialmente mais equilibradas”. A cogeração é uma tecnologia que permite atingir os objetivos enumerados, sendo que esta acarreta uma eficiência superior aos processos convencionais, além de se tornar atrativa do ponto de vista ambiental, por contribuir para a redução de CO₂ ⁽⁴⁾.

A cogeração é uma tecnologia que assenta na obtenção das necessidades energéticas, a qual tem vindo a ser cada vez mais utilizada, em muitos países da UE ⁽⁵⁾.

O Conselho Europeu acordou com a finalidade da Europa apresentar processos que envolvem emissões com baixo teor de carbono e elevada eficiência energética. O plano energético de 2020, designado 20-20-20, assenta em pelo menos 20% na redução dos gases com efeito de estufa, elevar 20% as contribuições das energias renováveis, aumentando a eficiência em 20% ⁽⁵⁾.

Com a cogeração pretende-se atingir uma eficiência energética em cerca de 90%. Espera-se que este processo consiga evitar a emissão de 250 milhões de toneladas de gases de efeito de estufa em 2020 ⁽⁵⁾.

A eficiência energética pode ser definida como a redução dos consumos de energias, efetuando os mesmos serviços. A eficiência energética está associada ao termo de Utilização Racional de Energia. A utilização racional de energia é conseguida pela identificação e implementação de medidas de forma a reduzir os consumos. A redução dos consumos de energia é possível, tendo em conta, o seguinte: eliminação de consumos de energia supérfluos; a recuperação de energia e perdas; a utilização de rendimento elevado; a adaptação funcional do equipamento existente. Nesse sentido, é necessário conhecer os principais consumidores, as soluções e opções disponíveis para intervir, bem como uma correta implementação e fiscalização das condições de operação e manutenção ⁽⁴⁾.

O estudo da eficiência energética da trigeriação, existente na empresa em análise, permite verificar a possibilidade

de uma melhoria dessa mesma eficiência que pode acarretar um aumento da competitividade e assegurar autonomia energética.

1.3. Objetivos

Este trabalho teve como objetivo estudar a eficiência da unidade de trigeriação da empresa Monteiro, Ribas- Indústria, SA. Para tal, recorreu-se às informações referentes ao potencial térmico da central de trigeriação, conjuntamente com a recolha dos consumos energéticos, sob a forma de vapor, água quente e água fria, no mês de abril, permitindo assim conhecer a energia disponível (não utilizada). Este conhecimento foi imprescindível para a realização de uma análise detalhada, tanto quanto possível, colocando, assim, premissas e possíveis implementações de forma a otimizar essa energia não aproveitada. Pretendeu-se, então utilizar essa energia, no setor de produção de placas de borracha (setor K) e no setor dos revestimentos (MRE), usando para ambos os setores, a água do tanque de água fria proveniente do chiller de absorção. Para o setor K, esta melhoria será necessária para, no final do acabamento, as placas atingirem menores temperaturas, permitindo assim eliminar qualquer risco de colagem de placas no empilhamento, e a redução de dupla passagem nos ventiladores. Relativamente ao setor MRE, as condições operatórias poderão vir a ser modificadas tornando a refrigeração nos processos produtivos ainda mais satisfatória, isto é, reduzindo a temperatura da água para o arrefecimento dos rolos das máquinas aquando a produção.

No decorrer deste trabalho, pretende-se ainda analisar os rendimentos das caldeiras presentes na empresa, isto é, da central térmica e da cogeração, no mês de fevereiro. Outro objetivo assenta na análise das perdas de vapor horárias decorrentes da empresa em estudo, com vista à contabilização das perdas de energia por radiação e convecção ao longo da linha de tubagem, contudo este estudo não teve seguimento por problemas da própria empresa.

1.4. Organização e temas abordados

Esta dissertação desenvolve-se em 6 capítulos.

No capítulo 1, Introdução focam-se as principais motivações que levaram à escolha do tema, bem como a legislação em vigor para as centrais de cogeração/trigeração. Focam-se ainda os objetivos do trabalho em questão.

No capítulo 2, Estado de Arte, descrevem-se os conceitos de cogeração e trigeração, as suas vantagens e limitações, referindo-se ainda as tecnologias mais usadas nestes processos. Neste capítulo enquadra-se a empresa Monteiro, Ribas, apresentando as tecnologias usadas na mesma.

No capítulo 3, Diagrama do Processo, apresenta-se o esquema representativo da unidade de trigeração da empresa, sobre a qual se irá centrar este estudo, sendo descrito pormenorizadamente o seu funcionamento. Além disso, descreve-se sucintamente os setores nos quais serão realizadas propostas de melhoria de forma a solucionar as situações mais críticas decorrentes dos seus processos produtivos. Essas soluções passam pela proposta de implementação de permutadores, de placas e compacto para o setor dos revestimentos e para o setor da produção de placas de borracha, respetivamente.

No capítulo 4, apresentam-se os resultados referentes ao potencial térmico disponível na trigeração, o enquadramento desta central no respetivo decreto-lei, apresentam-se os rendimentos das caldeiras da empresa e o aproveitamento da energia disponível da água fria do chiller. Este aproveitamento pretende melhorar as condições operatórias de dois setores independentes, o setor K e o setor dos revestimentos.

No capítulo 5, apresenta-se uma análise de custos do que poderá ser implementado na empresa em questão.

O capítulo 6 refere-se as considerações finais face aos resultados obtidos, bem como se sugere propostas para trabalhos futuros.

2. Estado de Arte

Este capítulo refere o conceito de Cogeração e Trigerção, bem como as vantagens e limitações referentes às suas aplicações. Também se evidencia uma visão mundial e nacional da tecnologia de cogeração, referindo as tecnologias mais predominantes no uso da mesma Neste capítulo é apresentada a empresa Monteiro, Ribas- Indústria, SA, sendo focado o seu desenvolvimento ao longo dos anos, a sua organização e a sua tecnologia.

2.1. Conceito de Cogeração e Trigerção

As indústrias que necessitam de energia térmica e elétrica, para aquecimento de água, ar quente e produção de vapor, usando para o efeito a energia proveniente da rede elétrica nacional, do fuelóleo, do carvão, da biomassa e do gás natural poderão recorrer à cogeração como tecnologia alternativa às grandes centrais termoelétricas⁽⁶⁾.

A cogeração sofreu um aumento substancial, nos Estados Unidos da América, em meados dos anos 80, quando o preço do gás natural sofreu uma queda, tornando-a atrativa a novos sistemas de geração de energia⁽⁶⁾.

As centrais termoelétricas convencionais transformam apenas 1/3 da energia do combustível em energia elétrica, sendo a restante dissipada para o exterior em forma de calor. Perante este cenário torna-se imprescindível aumentar a eficiência do processo de produção de eletricidade⁽⁶⁾.

A cogeração surge para colmatar este cenário, tendo um papel fundamental na competitividade para a redução dos consumos de energia e na economia da energia primária⁽⁶⁾.

Pode definir-se cogeração como a produção combinada de energia elétrica e térmica a partir de um único combustível e de um único conjunto de equipamentos, destinando-se ao consumo de energia pela própria empresa ou para terceiros. Este processo reduz a utilização de equipamentos próprios para a produção de energia térmica e aquisição da energia elétrica à rede⁽⁶⁾.

A Trigeração, pode ser definida como uma cogeração alargada, em que está interligado um ciclo de absorção para produção de frio a partir da energia térmica, logo será a produção combinada de energia mecânica/elétrica, calor e frio a partir de um único combustível⁽⁶⁾. Na figura 2.1 e 2.2 pode evidenciar-se a comparação entre os sistemas convencionais de energia e os processos de Cogeração/Trigeração.

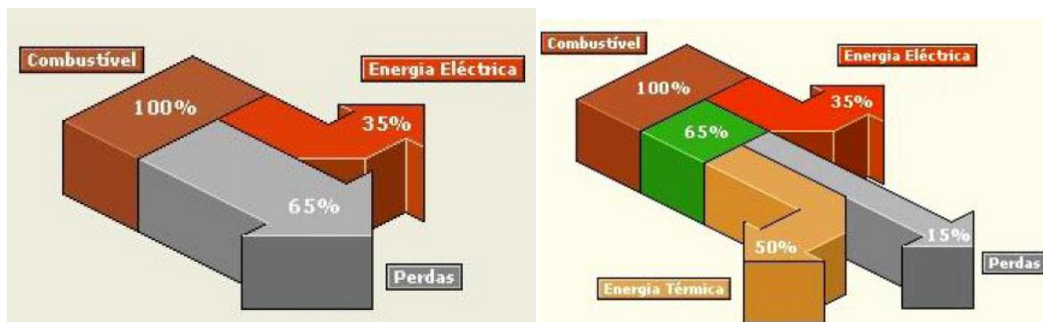


Figura 2.1. Sistema convencional de energia⁽⁶⁾ **Figura 2.2.** Sistema de cogeração/trigeração⁽⁶⁾

No processo de cogeração/Trigeração consegue-se converter em mais de 4/5 da energia do combustível em energia efetivamente utilizável, o que permite atingir benefícios financeiros e ambientais⁽⁶⁾.

Os processos referidos anteriormente acarretam inúmeras vantagens, tanto a nível local permitindo uma utilização eficiente de energia traduzida na redução da fatura energética do consumidor, assim como a nível global reduzindo o consumo dos combustíveis fósseis, diminuindo o impacto ambiental associado ao uso dos mesmos⁽⁶⁾.

2.1.1. Vantagens do uso de processos cogeração/trigeração

Os processos de cogeração/trigeração acarretam inúmeras vantagens que assentam na maior eficiência energética e económica, traduzindo-se em menores custos por kWh. Poderá associar-se a menores perdas de transporte devido à proximidade das centrais de cogeração a unidades consumidoras de energia elétrica⁽⁶⁾.

No caso de falha de abastecimentos da rede, as pequenas centrais de cogeração de energia elétrica e calor ligada à rede asseguram operação ininterrupta⁽⁶⁾.

As unidades de trigeração permitem um alívio significativo nas redes do sistema elétrico no verão⁽⁶⁾.

As cogerações associadas aos recursos renováveis como os biocombustíveis sólidos, gasosos industriais ou originários de aterros, reduzem as necessidades dos combustíveis fósseis, assegurando tanto o escoamento de resíduos como a eliminação de odores, promovendo a sustentabilidade ambiental ⁽⁶⁾.

A nível das reduções de emissão de poluentes, estes processos reduzem até 50% de emissões de CO₂. No caso de cogeração a gás natural consegue-se a eliminação de óxidos de enxofre ⁽⁶⁾.

2.1.2. Barreiras à aplicação da cogeração/trigeração

Um dos entraves à produção simultânea de energia térmica e elétrica diz respeito à dificuldade no transporte da energia térmica (perdas térmicas nas tubagens), dado que o calor só pode ser eficientemente usado perto do centro do produtor. Assim, unidades relativamente pequenas são limitantes relativamente às centrais térmicas convencionais ⁽⁶⁾.

2.1.3. Tecnologias disponíveis

Uma central de cogeração pode estar associada a uma turbina de vapor do ciclo de Rankine ou uma turbina de gás de ciclo de Brayton ou ciclo combinado ou mesmo a motores de combustão interna (Ciclo de Otto ou ciclo Diesel) ⁽⁷⁾.

Para a trigeração, são vulgarmente utilizados os motores de combustão interna. Nesta tecnologia, a produção a frio pode ser realizada por dois tipos de chillers, os de adsorção ou absorção.

2.1.3.1. Turbina a Vapor - (ciclo de Rankine)

O ciclo de Rankine baseia-se nas quatro transformações que o fluido sofre nos vários equipamentos como pode ser visualizado na figura 2.3.

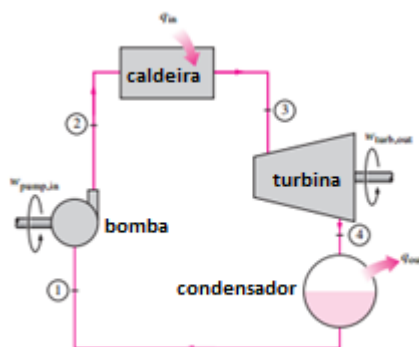


Figura 2.3. Ciclo de Rankine ideal ⁽⁷⁾

O princípio de funcionamento baseia-se em quatro processos. No ponto 1, o fluido apresenta-se no estado líquido saturado, sendo que entre o ponto 1 e o 2 ocorre uma compressão isentrópica numa bomba, isto é, o fluido de trabalho é bombeado de uma baixa para uma alta pressão. No ponto 2, o fluido encontra-se no estado de líquido comprimido. Do ponto 2 para 3 ocorre uma adição de calor a pressão constante, numa caldeira, saindo como vapor sobreaquecido. Entre os pontos 3 e 4 ocorre uma expansão isentrópica numa turbina realizando trabalho de eixo-que é convertido em energia elétrica através de um alternador. Em seguida o vapor (ou vapor húmido) com baixo valor energético é condensado a pressão constante a líquido saturado, fechando-se, assim, o ciclo de transformação ⁽⁷⁾.

Nos processos de cogeração, a pressão do vapor oscila entre os 40 e os 100 bar, a temperatura do vapor entre 300 e 450°C e consequentemente, a potência de saída entre 0,5 e 100 MW ⁽⁷⁾.

Este sistema apresenta diversas vantagens, destacando-se o elevado tempo de vida do equipamento, bem como a segurança do equipamento, assim como não necessita de uma vigilância constante. Outros benefícios do uso destes equipamentos advém de rendimento global elevado, competência de fornecer vapor a alta pressão e/ou pressão atmosférica aos processos térmicos. É de salientar que estes equipamentos adaptam-se ao uso de uma variedade de combustíveis ⁽⁸⁾.

As limitações associadas a este tipo de equipamentos dizem respeito ao arranque lento e ao baixo rendimento elétrico ⁽⁸⁾.

2.1.3.2. Turbina a Gás - (ciclo de Brayton)

O ciclo de Brayton surgiu em meados de 1870, pelo George Brayton para o uso no motor de queima alternativo ⁽⁷⁾. As turbinas a gás usualmente atuam em ciclo aberto como representado na figura 2.4.

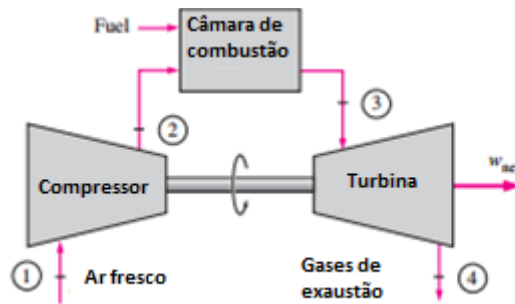


Figura 2.4. Ciclo aberto de Brayton ⁽⁷⁾

Em condições ambientais, o ar fresco é arrastado para o compressor no qual a pressão e temperatura são elevadas. De seguida, o combustível é queimado a pressão constante, na câmara de combustão. Os gases resultantes da queima, entram na turbina, onde são expandidos para a pressão atmosférica. Os gases que saem da turbina não sofrem um processo de recirculação, saindo para a atmosfera, o que se traduz num ciclo aberto ⁽⁷⁾.

O ciclo acima descrito pode ser modelado, resultando um sistema fechado, como é evidenciado na figura 2.5.

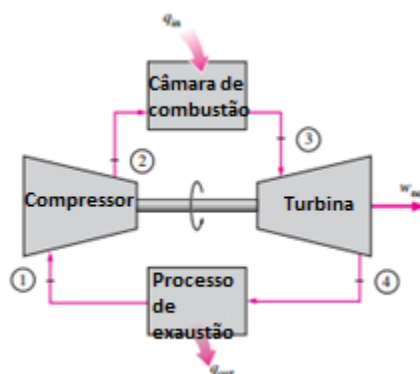


Figura 2.5. Ciclo fechado de Brayton ⁽⁷⁾

No ciclo de Brayton fechado, o processo de combustão é substituído por um processo de adição de calor de uma fonte externa (q_{in}), a pressão constante. O processo de exaustão é substituído por uma rejeição de calor para o exterior a pressão constante. Assim, este processo compreende quatro processos. Entre 1 e 2 ocorre uma compressão isentrópica no compressor. De 2 para 3, uma adição de calor a pressão constante. Entre 3 e 4 ocorre uma expansão isentrópica na turbina. Por último, entre 4 e 1 recuperação de calor a pressão constante ⁽⁷⁾.

Este processo acarreta inúmeras vantagens, que dizem respeito à sua manutenção simples e à baixa poluição ambiental. Além disso, não necessita de vigilância constante, fornece energia térmica a altas temperaturas oscilando entre os 500 e 600°C. Outro benefício associado a esta tecnologia, advém de não necessitar do uso de refrigeração ⁽⁸⁾.

Contudo, é limitado em relação ao número de tipo de combustíveis, necessita de dispositivos de anti poeira, anti corrosão nas paragens mais demoradas e o tempo de vida é reduzido. Outra limitação assenta na ineficácia em processos com poucas necessidades térmicas ⁽⁸⁾.

2.1.3.3. Motor alternativo de combustão interna (ciclo de Diesel e ciclo de Otto)

Nos motores alternativos de combustão interna engloba-se o ciclo de Diesel e o ciclo de Otto ⁽⁷⁾.

O ciclo de Otto é caracterizado por quatro tempos. Inicialmente, as válvulas de admissão e descarga, estão fechadas, e o pistão encontra-se na sua posição mais baixa (PMI). A mistura de ar e combustível é comprimida num pistão, deslocando-o para cima. Posteriormente, o pistão atinge a sua posição mais alta (PMS), iniciando-se a combustão a partir da vela de ignição, aumentando a pressão e a temperatura. Os gases libertados na combustão provocam um movimento descendente do pistão, forçando o eixo de manivelas a girar, realizando trabalho útil durante o tempo de expansão do motor. O primeiro ciclo mecânico termina quando o pistão atinge a sua posição mais baixa, e o cilindro contém a mistura de combustão. O pistão move-se para cima, mais uma vez libertando os gases de combustão, através da válvula de descarga (tempo de exaustão) e uma segunda vez volta a descer sugando o ar fresco

e combustível através da válvula de admissão (tempo de admissão). O processo repete-se⁽⁷⁾.

Em relação o funcionamento do ciclo de Diesel é idêntico ao do Otto. A única distinção entre estes dois decorre no momento da combustão, sendo que no ciclo de Otto a explosão do combustível advém da faísca, e no ciclo de Diesel a combustão ocorre unicamente pela compressão do combustível^{l(7)}. Pode evidenciar-se na figura 2.6. os motores alternativos de combustão interna.

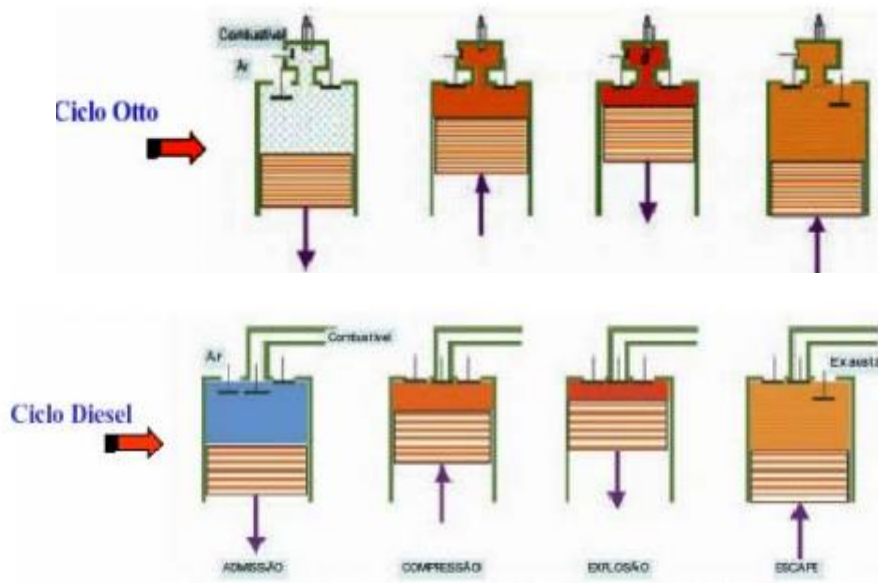


Figura 2.6. Motores alternativos de combustão interna⁽⁸⁾

As vantagens associadas a este tipo de motor advêm do seu arranque rápido, consegue adaptar-se segundo necessidades térmicas e alta eficiência mecânica. Outro benefício destes motores é o facto de não necessitarem de vigilância constante. As desvantagens estão associadas ao seu rendimento térmico, custos de manutenção altos e tempo de vida reduzido⁽⁸⁾.

2.1.3.4. Ciclo combinado

Os sistemas têm sido desenvolvidos de forma a ser cada vez mais fiáveis e eficientes. Com este desenvolvimento, surge um novo tipo de cogeração que interliga dois sistemas isolados de forma a ser unificados, designado por cogeração em ciclo combinado. De um modo geral, o ciclo que opera a temperaturas mais altas rejeita calor, sendo recuperado pelo ciclo que opera a baixas temperaturas, produzindo-se

eletricidade e aumentando o rendimento elétrico. O ciclo combinado com maior interesse resulta de um turbina a gás do tipo ciclo Brayton no topo e de uma turbina a vapor tipo ciclo Rankine. Os benefícios associados a esta tecnologia provêm da grande flexibilidade na quantidade de energia térmica produzida e na redução dos custos globais da operação. Uma limitação do uso desta tecnologia é a alta temperatura do gás que sai da turbina, eliminando potenciais ganhos na eficiência térmica. Isto pode ser colmatado pelo uso de regeneração, contudo esta é limitada⁽⁷⁾.

2.1.3.5. Chillers

Os sistemas que permitem converter o calor em frio são os chillers. Estes podem ser de absorção ou adsorção⁽⁹⁾.

2.1.3.5.1. Chillers de absorção

Os chillers de absorção são aparelhos que produzem frio, a partir da energia térmica do processo de cogeração⁽⁴⁾.

Os chillers de absorção incluem um sistema de condensação e um sistema de evaporação para produzir a refrigeração. Estes chillers utilizam uma fonte de calor, por combustão direta ou por combustão indireta, sendo alimentados quer por vapor, água quente ou energia térmica desperdiçada⁽⁴⁾.

Os chillers em questão são constituídos por um evaporador, um condensador, um absorvedor, um gerador e uma bomba de solução. O absorvedor através da bomba de solução, e com o auxílio do gerador comprimem o vapor do refrigerante. O vapor gerado no evaporador é absorvido por um líquido absorvente no absorvedor. O absorvente retira o refrigerante que está mais diluído, bombeia-o para o gerador onde é libertado como vapor, o qual será condensado no condensador. O absorvente regenerado ou mais concentrado é então devolvido ao absorvedor para captar de novo vapor de refrigerante. O calor fornecido ao gerador é efetuado a uma temperatura relativamente alta enquanto o calor de absorção da secção do absorvedor é dissipado, a um nível de temperatura reduzido, por circulação de água do condensador nessa secção. Na figura 2.7. está representado o princípio básico de funcionamento de máquina de refrigeração por absorção⁽⁴⁾.

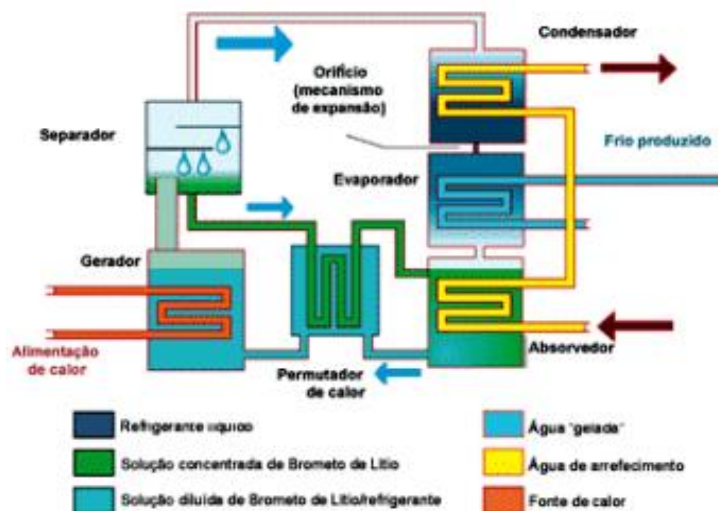


Figura 2.7. Princípio básico de uma máquina de refrigeração por absorção ⁽⁴⁾

Os chillers de absorção apresentam inúmeras vantagens que assentam no seu baixo consumo elétrico, uma vez que a sua principal fonte de energia ser resultante de uma fonte de calor externa. Em termos de manutenção é reduzida, devido à ausência de peças móveis, além disso tem um tempo de vida útil elevado. Como nesta tecnologia são utilizadas bombas de baixo consumo de energia, ao invés dos compressores existentes nos refrigeradores por compressão de vapor, os níveis de ruído e vibração são substancialmente reduzidos. O fluido refrigerante é a água, tendo por isso vantagens ambientais em comparação com o clorofluorcarboneto, que danifica a camada de ozono. As limitações do uso desta tecnologia advêm do consumo elevado de energia térmica, associado a eficiências baixas, no caso do brometo de lítio pode ocorrer cristalização. Esta tecnologia requer um investimento elevado ⁽¹⁰⁾.

O coeficiente de funcionamento (COP) referente ao chiller de absorção, presente na empresa Monteiro, Ribas- Indústrias, SA representa um valor de 0,7.

2.1.3.5.2. Chillers de adsorção

Nos chillers de adsorção, tal como os anteriores, o calor gerado advêm de uma fonte externa, para a produção de frio, sendo a distinção entre ambos baseada no seu princípio de funcionamento ⁽¹⁰⁾.

Este sistema é constituído por um adsorvente, um evaporador e um condensador. O adsorvente é regenerado, através da água quente proveniente de

uma fonte externa, fomentando a vaporização do fluido refrigerante. De seguida, este passa pelo condensador onde o torna líquido. Existe uma ligação entre o condensador e o evaporador que transporta o fluido refrigerante na forma de líquido saturado, para o evaporador. De seguida, o adsorvente adsorve o vapor de água que vem do evaporador. Nesta secção, deve ocorrer um arrefecimento de forma a garantir que a adsorção é contínua. A pressão no evaporador é relativamente baixa, sendo que o fluido refrigerante no evaporador é transferido sob a forma de vapor, retirando o calor de evaporação de forma a produzir frio ⁽¹⁰⁾. Na figura 2.8. está representado o esquema de funcionamento de um chiller de adsorção

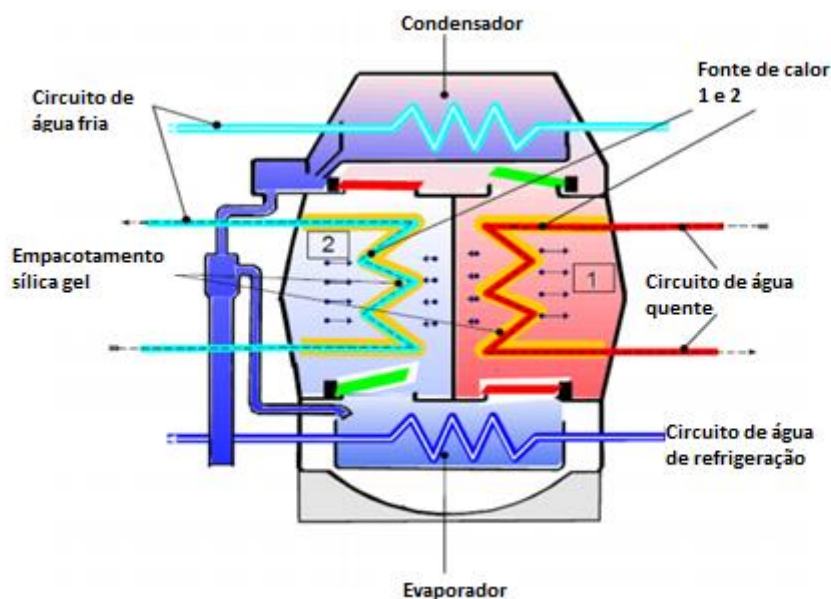


Figura 2.8.Esquema de funcionamento de um chiller de adsorção ⁽¹⁰⁾

Os chillers de adsorção podem utilizar fontes de calor com baixa temperatura, cerca de 55°C com um coeficiente de funcionamento (COP) entre 0,5 a 0,6. Neste sentido, podem ser aplicados em sistemas térmicos ou em sistemas de cogeração de baixa temperatura. Estes chillers não apresentam danos ambientais. Tal como os chillers de absorção, estes também não têm peças móveis, o que se traduz numa manutenção reduzida. Uma desvantagem associada a este equipamento é o seu elevado investimento inicial ⁽¹⁰⁾.

2.2. Panorama da cogeração

2.2.1. Cogeração no mundo

No final do século XIX, surgem os primeiros sistemas de cogeração, sendo que nessa altura as grandes centrais de energia não garantiam o fornecimento de energia elétrica, obrigando os consumidores a dispor de elevadas potências instaladas, gerando a energia necessária aos seus consumos ⁽¹¹⁾.

Em 1882, foi o primeiro marco de central de cogeração em Pearl Street Station ⁽¹¹⁾

No início de 1900, as instalações de cogeração representavam uma fatia de 58% da energia térmica total produzida ⁽¹¹⁾.

A cogeração teve um papel fundamental nas indústrias, nos meados do século XX, contudo com a competitividade gerada pelas grandes centrais geradoras, esta acabou por sofrer uma diminuição ⁽⁹⁾.

Assim, as centrais de cogeração tiveram viabilidade reduzida, devido à energia elétrica que se tornou bastante económica ⁽⁹⁾.

O primeiro choque petrolífero em 1973, mudou este cenário, sendo mais evidenciado no segundo choque em 1978 ⁽⁹⁾.

Os governos na Europa e Japão, para combater este cenário incentivaram o uso da cogeração, implementando medidas que estimulassem a sua aplicação. Este incentivo tinha como objetivo diminuir a dependência do consumo do petróleo ⁽⁹⁾.

Na figura 2.9 representa a percentagem de eletricidade produzida pelos países da UE, a partir da cogeração.

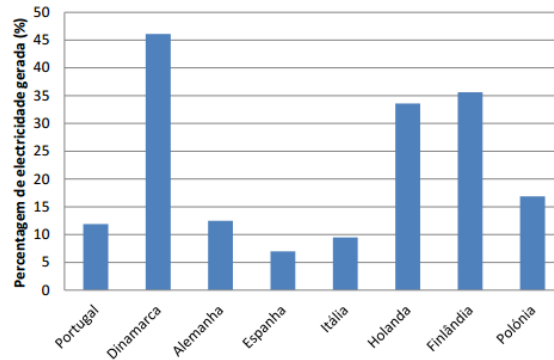


Figura 2.9. Percentagem de eletricidade produzida por cogeração pelos países da UE ⁽⁹⁾

Constata-se que a Dinamarca tem um papel preponderante da energia elétrica produzida a partir das centrais de cogeração, tendo um peso de cerca de 46% ⁽⁹⁾.

A Holanda, é um dos países da UE com um elevado potencial de energia elétrica gerada pela cogeração representando cerca de 33%. A Finlândia apresenta cerca de 35% energia elétrica da cogeração ⁽⁹⁾.

A cogeração apresenta elevada eficiência energética, tendo bastante interesse por todo o Mundo, tratando-se de uma produção de energia elétrica e térmica a partir de um único sistema ⁽⁹⁾.

É de salientar que em Portugal a percentagem de eletricidade produzida pela cogeração é cerca de 11% ⁽⁹⁾.

2.2.2. Evolução da cogeração

Como foi referenciado anteriormente, a Dinamarca, Holanda e Finlândia são os países da União Europeia que mais contribuíram para o uso da cogeração como produção de energia, sendo que em 1999, tal já acontecia (figura 2.10) ⁽¹¹⁾.

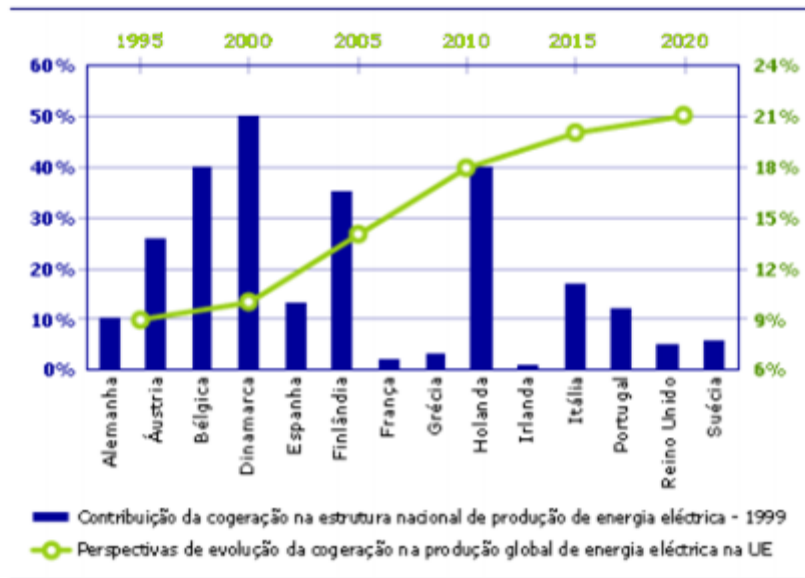


Figura 2.10. Peso da cogeração na UE e previsão da sua evolução ⁽¹¹⁾

Como se verifica através da linha verde, as perspectivas da evolução da cogeração na produção global de energia elétrica na União Europeia desde 1995 tem crescido exponencialmente prevendo-se que em 2020 esta atinja uma percentagem de 21% ⁽¹¹⁾.

2.2.3. Cogeração em Portugal

Nos anos quarenta, surgiram as primeiras instalações com turbinas em vapor (contrapressão), que satisfizeram as necessidades de vapor a baixa pressão ⁽⁹⁾. Nas turbinas em contrapressão, o fluxo de vapor que abandona a turbina é enviado para o processo industrial em condições próximas das que são requeridas. O termo contrapressão refere-se ao facto de o vapor ser rejeitado a pressões próximas da atmosférica, superiores ao vácuo do condensador. A utilização de vapor a pressão relativamente elevada prejudica sensivelmente o rendimento elétrico, mas melhora o rendimento térmico ⁽⁴⁾.

Apenas na década de 90, a cogeração teve um peso significativo relativamente à potência instalada e à energia produzida ⁽⁹⁾.

Como veremos, mais adiante, os equipamentos que utilizam gás natural como combustível são os que se mantêm em crescimento, sendo que a diesel em contrapressão ou condensação mantêm a estabilização ⁽⁹⁾.

A introdução da rede de gás natural, para a produção de energia, surge em 1997, sendo um marco importante relativamente às instalações de cogeração⁽⁹⁾.

Posteriormente foram desenvolvidos vários projetos que englobavam a turbina a gás com caldeira de recuperação e caldeira com turbina a vapor⁽⁹⁾.

No final de 2005, a cogeração em Portugal, já apresentava uma potência de 1207 MW⁽⁹⁾.

Na figura 2.11 apresenta-se a percentagem de eletricidade gerada em Portugal por cogeração.

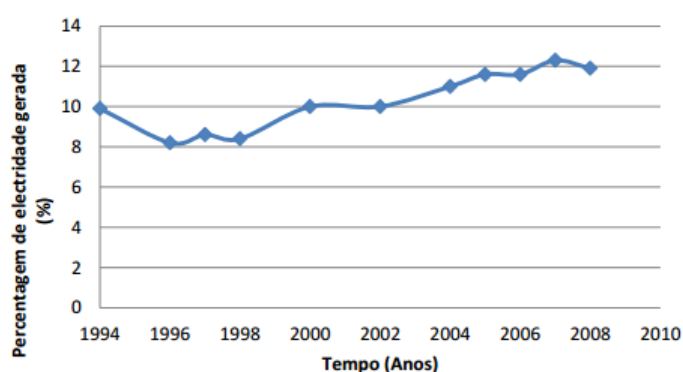


Figura 2.11. Percentagem de eletricidade produzida em Portugal⁽⁹⁾

Verifica-se um crescimento substancial ao longo dos anos da percentagem de eletricidade gerada em Portugal.

A figura 2.12 representa a produção anual estimada do consumo total de energia eléctrica do País.

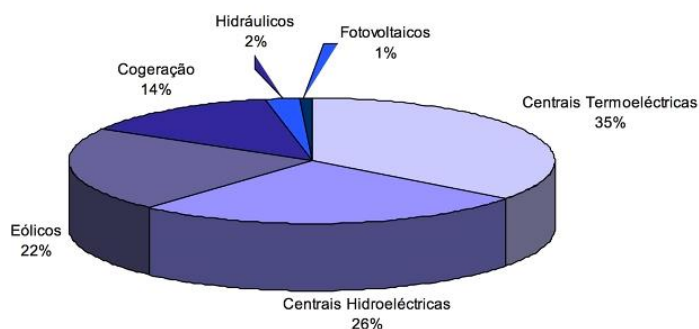


Figura 2.12. Produção de energia eléctrica em Portugal, em 2012⁽¹²⁾

Constata-se que em 2012, a cogeração representa cerca de 14% do consumo total da energia eléctrica⁽¹²⁾.

Na figura 2.13 estão representadas as tecnologias existentes em Portugal na cogeração, em 2011.

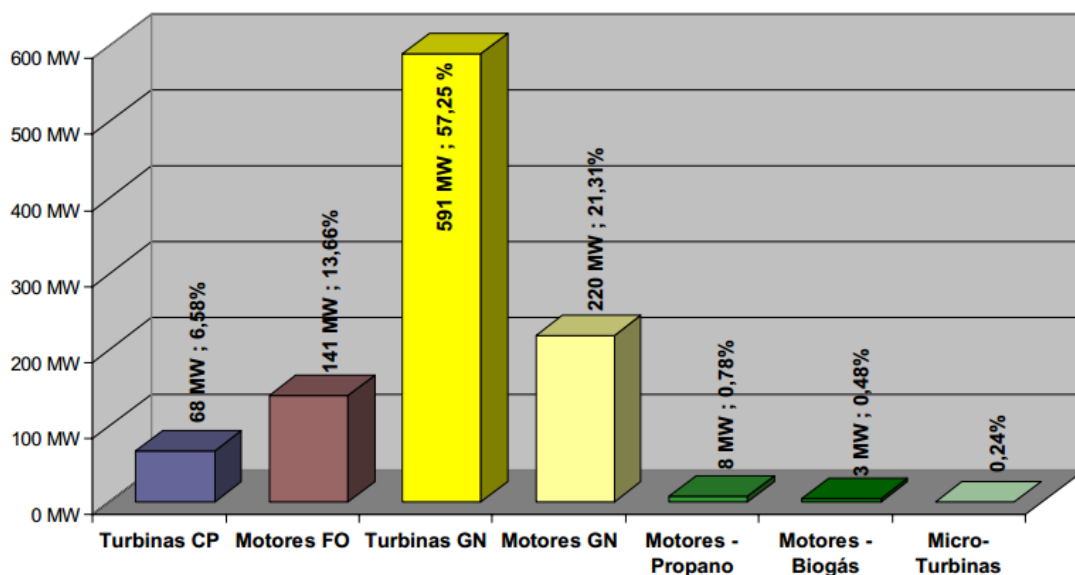


Figura 2.13. Instalações de cogeração em Portugal, em 2011,

Em que CP- contra-pressão; FO- fuelóleo; GN-gás natural ⁽¹²⁾

Verifica-se que as turbinas a gás natural são as mais usuais apresentando uma potência de 591 MW o que traduz numa percentagem de 57,2%. Seguidamente decorre o motor alternativo a gás, que geralmente está associado ao ciclo de Otto que representa 21,3%, com uma potência instalada de 220 MW ⁽¹³⁾.

Na figura 2.14. está representada a produção de electricidade por cogeração dos diversos setores de actividade.

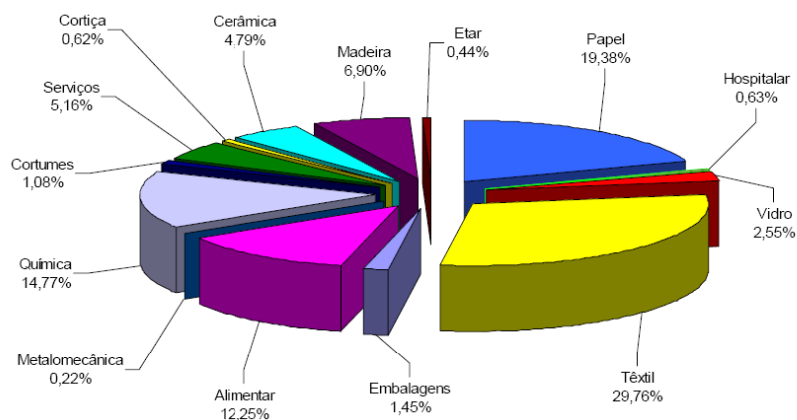


Figura 2.14. Distribuição de Cogeração em Portugal por setores de atividade ⁽⁶⁾

Como se denota na figura 2.14, a indústria têxtil é o sector predominante no uso dos sistemas de cogeração, representando cerca de 29,76% da energia total. Destacam-se a indústria de papelaria e alimentar que representam cerca de 19,38% e 12,25%, respectivamente da energia total nacional da cogeração⁽⁶⁾.

A figura 2.15 apresenta a evolução das tecnologias existentes em Portugal, relativamente ao fuelóleo e gás natural.

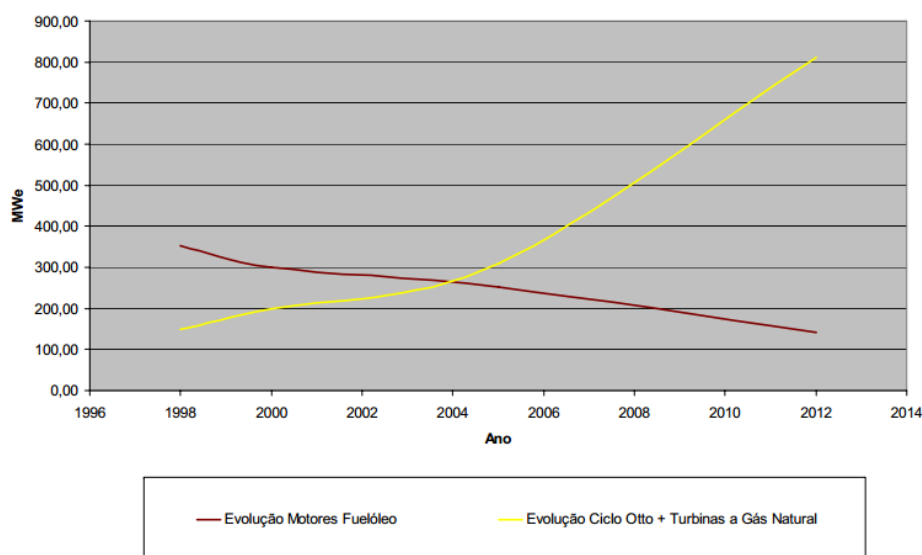


Figura 2.15. Evolução das Tecnologias Utilizadas (Fuel Óleo / Gás Natural)⁽¹³⁾

A partir da figura 2.15, constata-se um substancial crescimento do uso de cogeração a gás natural.

A cogeração a gás natural torna-se vantajosa relativamente ao uso de outros combustíveis uma vez que necessita de menor investimento por kW instalado. Este facto decorre da cogeração a gás natural não necessitar do uso de equipamentos auxiliares, comparativamente por exemplo ao fuelóleo que necessita de equipamentos necessários à centrifugação, aquecimentos e alimentação do motor, bem como depósito do combustível. Em consequência ao referido anteriormente, decorrem benefícios económicos, dado que requer menores custos com o pessoal, bem como otimização do espaço visto necessitar de dimensões reduzidas⁽¹³⁾.

Este sistema acarreta maior aproveitamento energético global, bem como redução das emissões de poluentes⁽¹³⁾.

Relativamente à manutenção dos equipamentos esta é simples, menos onerosa e mais espaçosa, visto tratar-se de uma energia limpa e natural.

Relativamente à paragem e ao arranque possibilita um controlo rigoroso, adaptado ao horário e às necessidades da empresa em questão ⁽¹³⁾.

É de salientar que o fornecimento de gás natural é um processo contínuo, estando disponível 365 dias no ano ⁽¹³⁾.

2.2.4. Apresentação da empresa

A empresa Monteiro, Ribas-Indústria, SA teve a sua fundação a partir da antiga fábrica Portuense de Curtumes, que se destinava ao fabrico de solas de calçado. Esta empresa surgiu em 1917, sendo adquirida, uns anos mais tarde por dois sócios, Monteiro e Ribas, já associados à indústria de Curtumes ⁽¹⁴⁾.

O sector de curtumes, na década de 50 teve grande renome em Portugal. Tirando partido deste facto, a empresa decidiu implementar o fabrico de artigos de borracha para calçado, indústria automóvel, de construção civil e ferroviária, sendo rapidamente líder desses produtos em Portugal ⁽¹⁴⁾.

Em 1966 continuou a diversificar-se na área da produção de couros artificiais, para vestuário, estofos, maquinaria e calçado. Mais tarde, referente à mesma década instalou-se um sector industrial com o intuito de fabrico de embalagens flexíveis para a indústria alimentar ⁽¹⁴⁾.

Em 1990, a empresa em estudo dedicou-se à extração de blocos de granito com intuito ornamentais, ⁽¹⁴⁾.

De forma a colmatar os consumos energéticos da empresa, instalou-se em Junho de 1992, um sistema de cogeração que se traduziu num investimento de 3 milhões de euros. Até esta altura, toda a energia consumida era fornecida pela EDP, contudo hoje em dia este cenário inverteu-se, ou seja, a empresa consome energia da EDP e vende toda a energia produzida à EDP ⁽¹⁴⁾.

A unidade de componentes técnicos em borracha resultante do sector de produção de placas de borrachas é criada no ano de 1996 ⁽¹⁴⁾.

Com a rivalidade no mercado conjuntamente com a crise nacional, a unidade de curtumes na fábrica é encerrada, em 2005⁽¹⁴⁾.

2.2.4.1. Organização da empresa

Os sectores referidos anteriormente são geridos de forma autónoma e integrada. A autonomia é conseguida pela utilização de mercados e estratégias próprias. A integração é feita pela partilha do mesmo espaço, o que poderá traduzir numa economia em escala, com clientes comuns. A Monteiro, Ribas-Indústria, SA, tem em funcionamento as seguintes unidades de produção⁽¹⁴⁾

- Monteiro, Ribas- Embalagens Flexíveis
- CTB- Monteiro, Ribas- Componentes Técnicos em Borracha, Lda.
- Monteiro-Ribas, Produção e distribuição de energia, Lda.-PDE
- Unidade K- Monteiro, Ribas-Indústrias, S.A.
- MRE-Monteiro, Ribas- Revestimento, Lda.

2.2.4.2. Tecnologia de cogeração usada na empresa

A empresa dispõe de um sistema de trigeração, produção simultânea de energia elétrica, calor e frio, a partir de um único combustível. Compreende sistemas de cogeração com chillers de absorção. Na cogeração, a tecnologia utilizada diz respeito aos motores de combustão interna, mais especificamente os ciclos de Otto de quatro tempos, a partir do gás natural. Os chillers de absorção são os equipamentos que produzem frio, utilizando a energia térmica proveniente do sistema de cogeração

3. Descrição dos processos

Para efetuar uma análise com vista à otimização dos processos produtivos, é previamente necessária a familiarização da central de trigeriação (figura 3.1.), a qual será o alicerce para a construção/projeção de medidas nestes processos. Neste caso em concreto, essa medida de eficiência energética é direcionada para dois processos distintos (o setor da produção de placas de borracha e o setor dos revestimentos)

3.1. Descrição do processo de trigeriação

Inicialmente o motor é alimentado por gás natural. Este associa-se a um gerador com o intuito de produzir energia elétrica nos casos de compra ou venda da mesma, conforme a situação de necessidade ou excesso. Por sua vez, a recuperação da energia disponível no motor é aproveitada para um permutador de calor (P_1), que fornece água quente a um tanque de armazenamento (T.A.Q) de 100 m^3 , através da bomba (B_1). Esta água permanece em circulação através do permutador sempre que o motor funciona. O tanque de água quente (T.A.Q) alimenta um chiller de absorção através da bomba (B_2), sendo que a água atingindo temperaturas mais elevadas neste equipamento, retorna ao tanque de água quente. O chiller, por sua vez, produz água fria para um tanque de armazenamento (T.A.F) de 90 m^3 , através da bomba B_3 garantindo que o mesmo se mantenha a uma temperatura de 7°C , em circulação permanente. Tal como todos os equipamentos, este chiller está ligado a uma torre de arrefecimento (T.A), através da bomba B_4 , de forma a garantir as temperaturas impostas no sistema. Seguidamente este tanque assegura água fria nas 7 UTA'S (Unidades de Tratamento de Ar) e SRU (Sistema de Recuperação de Solventes), através da bomba B_5 . Pode visualizar-se pela figura 3.1. que o tanque de armazenamento de água quente (T.A.Q), além de alimentar o chiller, também fornece a mesma forma de energia a todas as Unidades de Tratamento de Ar, através da bomba B_6 . A água quente, proveniente do tanque de água quente (T.A.Q.), abastece um permutador (P_2), através da bomba B_7 . Se o sistema necessitar de maior quantidade de energia, o vapor proveniente da caldeira da trigeriação, abastece o permutador de água quente (P_3). Ambos os permutadores referenciados (P_2 e P_3), fornecem energia a uma máquina de rotogravura (ROTO 8 cores). Este último equipamento é arrefecido numa torre de arrefecimento (T.A) para garantir as condições de funcionamento do sistema. Posteriormente após a passagem na torre de arrefecimento (T.A), a água atinge temperaturas mais reduzidas pela passagem num

permutador de água fria (P_4), através da bomba B_9 . Assim a trigeriação fornece água fria ao: sistema de arrefecimento da máquina rotogravura (ROTO 8 CORES), sistema de recuperação de solvente e UTA's.

3.1.1. Diagrama do processo trigerção

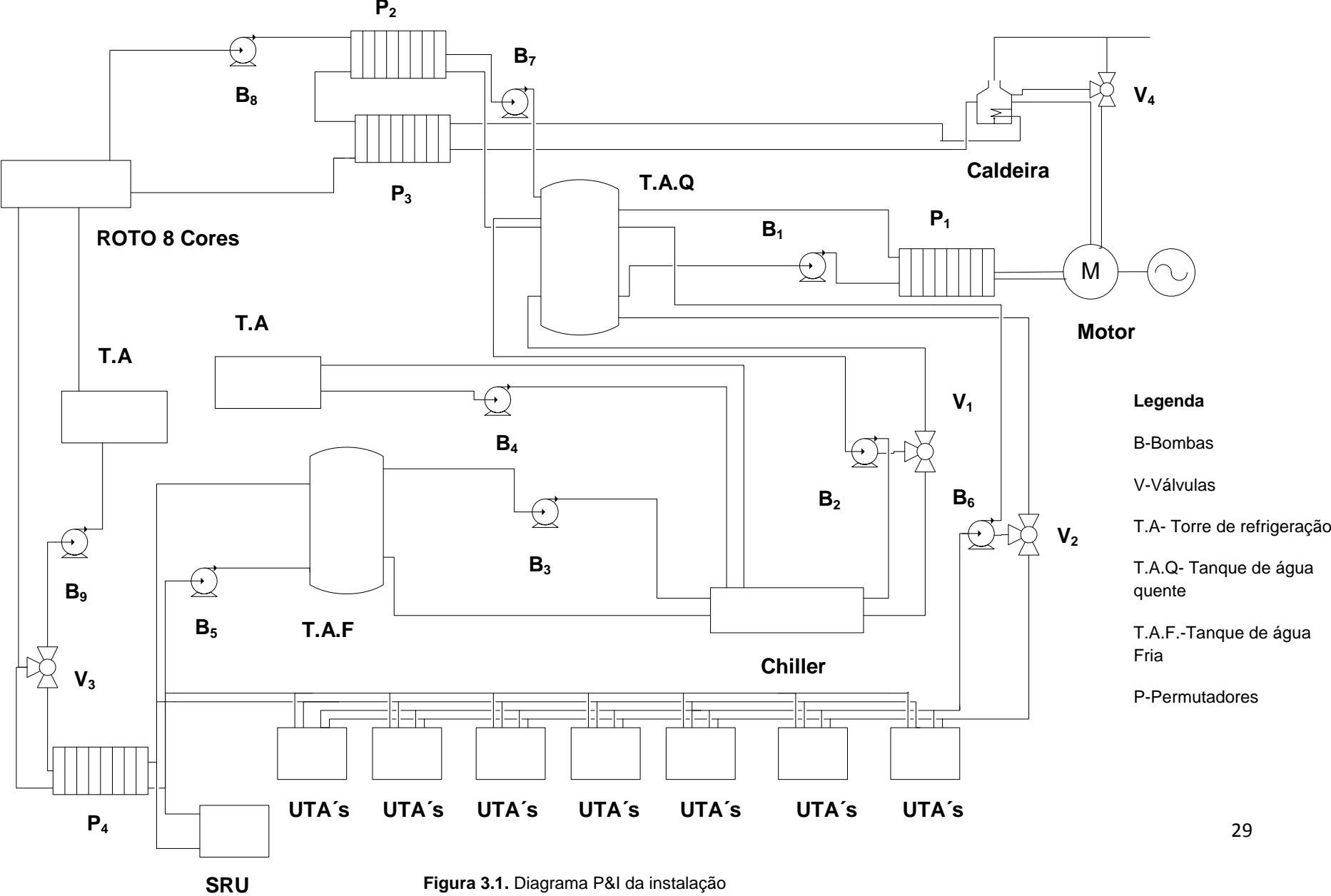


Figura 3.1. Diagrama P&I da instalação

3.1.2. Descrição do circuito do vapor

Os gases de escape no motor (queima de gás natural) são aproveitados para produzir vapor na caldeira de trigeriação. A empresa dispõe de duas caldeiras para produção de vapor, a da trigeriação e a da central térmica, não funcionando simultaneamente. O vapor produzido (quer na central térmica, quer na trigeriação) é conduzido para um coletor, para posteriormente fazer uma distribuição conveniente às unidades produtivas. Genericamente, o processo de produção de vapor, é realizado da seguinte forma: a água proveniente dos SMAS (água proveniente da rede) é tratada quimicamente com o intuito de prevenir a acumulação de matérias em suspensão; diminuir a corrosão provocada pelo oxigênio dissolvido e pelo dióxido de carbono (desgasificação) (essa corrosão pode estar associada às linhas de vapor ou mesmo à própria caldeira), o que se traduziria em maiores custos de manutenção. Após este tratamento químico, a água está em condições adequadas para alimentar a caldeira, da central térmica ou da cogeração, produzindo vapor na mesma. Este vapor é separado no barrilete que é um dispositivo, que permite a separação da água líquida do vapor. O vapor é utilizado para o processo, e o mesmo retorna como condensado para o tanque de recuperação de condensados, passando em seguida pelo desgasificador. Os condensados devem ser recuperados ao máximo, sendo uma fonte importante de água de reposição à caldeira. A taxa de recuperação de condensados é aproximadamente 80%.

O vapor é utilizado em:

- Vulcanização de toda a borracha produzida no setor K
- Aproveitamento de dois complexadores na MRE (máquina de colagem de películas)
- Aquecimento de água para as rotogravuras (em alternativa)

3.2. Descrição do setor K

A unidade K produz placas de borracha para as indústrias de calçado.

Esta borracha sofre os seguintes processos até à saída na expedição (após a pintura)

- Mistura uniforme do elastómero e a sua pesagem
- Provetagem (misturados, extrusora, guilhotina)
- Vulcanização (prensas)
- Divisão em duas placas idênticas e lixagem
- Pintura

Seguidamente descreve-se, em termos gerais, o setor da pintura. Numa primeira fase as placas são lavadas de forma a eliminar resíduos presentes nas placas. Este equipamento designa-se por *Scoth Brite* que garante uma melhor adesão da tinta às placas. Seguidamente estas passam por um forno (estufa) IRK, que tal como o próprio nome indica aquecem as placas após a sua lavagem. Posteriormente as placas são pintadas, sofrendo então o primeiro acabamento. Normalmente nos ensaios realizados normalmente eram pintadas de branco, contudo estes ensaios variam de acordo com o pedido pelo cliente, sendo usados diversos tipos de rolos. De seguida, a placa passa num equipamento de UV com o intuito de agir sobre as ligações de enxofre presentes no polímero em estudo. Continuamente a placa passa pelo segundo IRK para secar (reticular) a tinta aplicada na placa. Nesta fase aplica-se a tinta que se pretende no final do acabamento, sendo que esta passa pela terceira estufa de IRK, onde atinge as temperaturas mais altas registadas até esse ponto. É de salientar que estes equipamentos de IRK estão ligados ao ar ambiente de forma a extrair os gases que decorrem deste processo bem como garantir o arrefecimento das lâmpadas. Após esta fase, a placa é arrefecida á custa dos 12 ventiladores instalados. Este arrefecimento que será a parte fulcral deste trabalho, como irá ser discutido posteriormente.

3.3. Descrição do setor MRE

O sector dos revestimentos é constituído por diversas operações, a seguir descritas: As pastas de PVC são formuladas em agitadores e moinhos de homogeneização, que garantem a eliminação de pó e pigmentos presentes nestas pastas. Seguidamente o revestimento garante a passagem da pasta de PVC, do estado líquido a sólido, através de calor proveniente da estufa. Após o revestimento, pode ser feita a gravação e/ou a estampagem. A gravação, consiste, tal como próprio nome indica, em gravar os desenhos pretendidos através de vários rolos com diferentes formatos. Na estampagem ocorrem as seguintes operações: estampagem de acordo com os desenhos e tons finais e a lacagem que é a fixação dos acabamentos. Por último processa-se à medição e reviste em que o artigo é medido e verificada a sua qualidade.

4. Resultados e discussão

Neste capítulo identifica-se o potencial disponível na central de trigeriação, verificando-se o principal responsável pelos desperdícios energéticos. Após essa análise, seleciona-se o tipo de equipamento que permita uma distribuição conveniente dessas formas de energia, colmatando alguns problemas associados aos setores em estudo. Esses setores dizem respeito ao setor de produção de placas de borracha (setor K) e o setor dos revestimentos (setor MRE).

4.1. Levantamento do potencial térmico na trigeriação

A eficiência energética surge associada ao conceito de otimização dos consumos de energia, nos processos de produção de água quente e fria, vapor, entre outros, sendo que parte desta produção nem sempre é aproveitada da melhor forma.

Nesta base, a eficiência energética está inerente à implementação de medidas e estratégias que visam o combate dos desperdícios de energia até à sua utilização.

A empresa Monteiro, Ribas - Indústria, SA forneceu informações sobre o potencial térmico da central de trigeriação, em termos de energia disponível de gás-9095 kW. Forneceu também os valores de energia elétrica, energia disponível tanto nos gases de escape do motor, que alimenta a caldeira como na água de refrigeração, bem como as perdas de energia. Essas informações são representadas na figura 4.1 (anexo A.1.), com vista a conhecer a energia não aproveitada pela mesma.

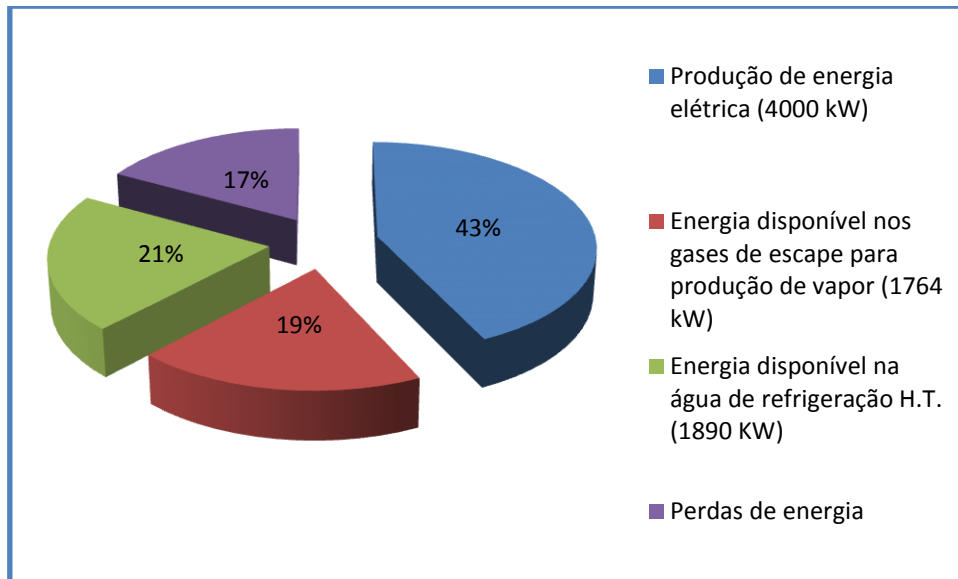


Figura 4.1. Potencial térmico na central de trigerção

Verifica-se a partir da figura 4.1, que o principal consumidor de energia diz respeito à energia elétrica, com um peso de cerca de 43%. Seguidamente tanto a energia disponível na água de refrigeração H.T como a disponível nos gases de escape para produção de vapor, têm uma parcela significativa de cerca de 21% e 19%, respectivamente. As perdas próprias do motor representam uma parcela menor, contudo ainda significativa de cerca de 17 %. Estas perdas de energia podem estar associadas a perdas por radiação e convecção na instalação de produção de energia elétrica e energia não aproveitada no circuito de arrefecimento de óleo do motor.

Para se saber a energia que não é aproveitada realizaram-se medidas dos consumos de energia sob a forma de vapor na empresa Monteiro, Ribas, (vapor produzido a partir da central térmica ou da recuperação da energia dos gases de escape do motor na trigerção) em diversos dias de abril do ano 2013, (tabela A.2.). Com esses valores medidos conjuntamente com as informações facultadas pela empresa (figura 4.1), quantificou-se a energia não aproveitada sob a forma de vapor (figura 4.2.)

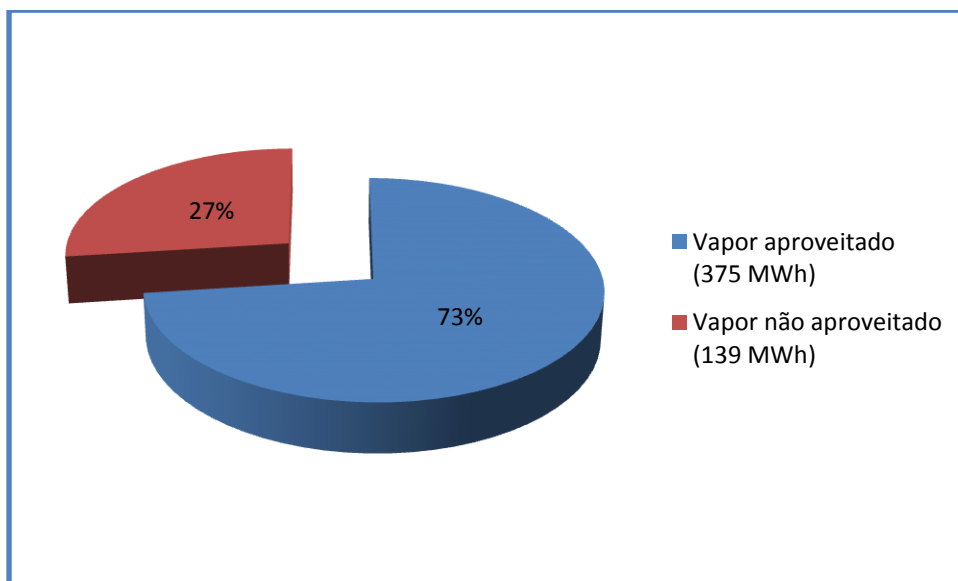


Figura 4.2. Potencial térmico disponível em termos de vapor, face aos consumos energéticos na central de trigeriação

Conforme é visualizado pela figura 4.2, o potencial térmico da central de trigeriação, traduz-se numa energia de 515 MWh que corresponde aos 19% da figura 4.1, da qual 375 MWh é aproveitada pela central, ou seja, 73%.

A mesma análise foi feita para determinar a energia não aproveitada pela água líquida (água quente e água fria) na central em estudo (figura 4.3.), a partir dos consumos de energia retirados em diversos dias de abril no ano 2013 (nos processos produtivos ROTO 8 CORES, nas UTA's e SRU, como foi explicado na figura 3.1). Os cálculos mais detalhados são apresentados no anexo A.1.

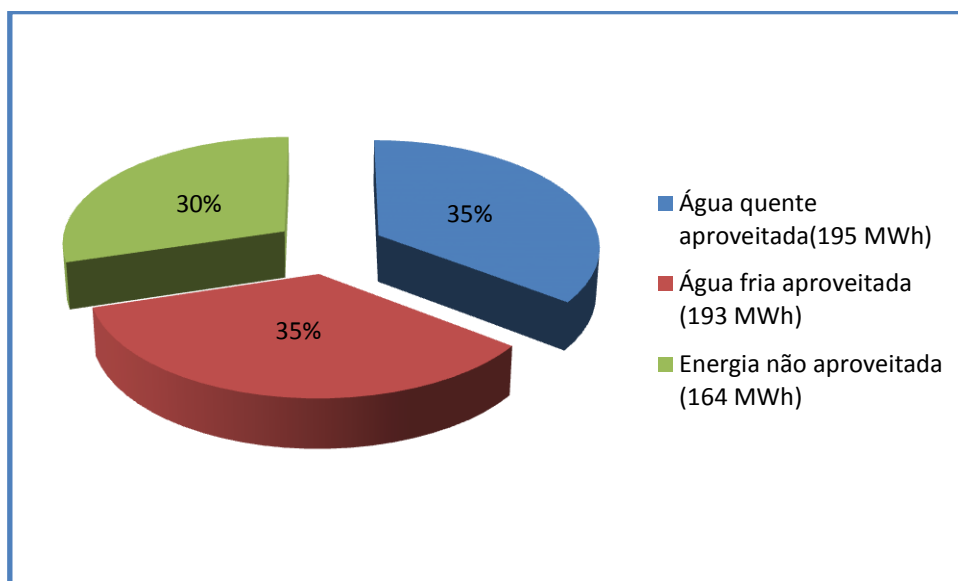


Figura 4.3. Potencial térmico disponível pela água, face aos consumos energéticos na central de trigeriação

Em relação à determinação feita através da água consumida na trigeriação, com um potencial térmico da central de trigeriação de 552 MWh que corresponde aos 21% da figura 4.1, cerca de 70 % desse mesmo valor é aproveitado, na forma de água fria e água quente para as suas diferentes utilizações. Assim, existem cerca de 30% do calor, que não é aproveitado sob esta forma de energia.

Através da análise destes dados, verifica-se que existe um potencial térmico significativo passível de ser aproveitado. O aproveitamento deste potencial térmico, disponibilizado pela água terá como objetivo melhorar as condições operatórias de dois setores distintos na empresa Monteiro, Ribas.

4.1.1. Parâmetros determinados na central de trigeriação

Na tabela 4.1. são apresentados os rendimentos da central de trigeriação, decorrentes dos dias em que foram registados os consumos de energia. Também se contabilizou a poupança de energia primária (PEP) de forma a enquadrar a central como de elevada eficiência, ou simplesmente eficiente, sendo que no anexo A.1. apresentam-se os cálculos mais detalhados.

Na tabela 4.1. Rendimento e PEP da central de trigeriação

Rendimento elétrico (%)	43
Rendimento térmico (%)	28
Rendimento global (%)	71
PEP	0,36

Relativamente ao rendimento elétrico da central de trigeriação, este apresenta uma percentagem de cerca de 43%, sendo ligeiramente superior ao valor bibliográfico apresentado na tabela B.1., no anexo B (motores de explosão a gás natural). Contrariamente o rendimento térmico, apresenta um valor abaixo do teoricamente esperado (superior a 40%), apresentando neste caso específico um valor de cerca de 28%. Em relação ao rendimento global enquadra-se nos limites característicos destes motores (superior a 70%)⁽⁴⁾.

O PEP representa um parâmetro que nos fornece informação acerca do desempenho da central de trigeriação face a um sistema de produção separada de

produção de eletricidade e calor. Este parâmetro para a situação em estudo é superior a 0,10, como pode ser verificado a partir da tabela 4.1, o que segundo a legislação referida no capítulo 1 enquadra a mesma como de elevada eficiência.

4.2. Aproveitamento do potencial térmico disponível na cogeração

Após a identificação do calor não aproveitado pela central de trigerção (que são 30% dos 21% da energia disponível na água de refrigeração (figura 4.1). Foi me proposto pela empresa que analisasse a possibilidade de aproveitamento dessa energia, em dois setores. Um deles diz respeito ao setor de produção de placas de borracha (setor K), mais concretamente no arrefecimento na fase de pintura. O arrefecimento das placas regista valores de consumo de energia elevados, aquando condições mais elevadas de temperatura, por incapacidade de arrefecimento das placas de borracha. Neste processo e nestas condições é necessário uma dupla passagem pelos secadores, de forma a evitar a colagem de placas no empilhamento. A título de curiosidade, no ano de 2012 registaram-se reclamações na pintura de 100 placas resultando num prejuízo de cerca de 1150 euros, devido às temperaturas elevadas registadas nas placas.

Após a análise do setor dos revestimentos verificou-se que este setor também apresentava situações críticas no arrefecimento dos rolos das máquinas instaladas. Um dos problemas surge no facto de se usar água de poço, sem tratamento, como fluido de refrigeração o que leva à deposição de substâncias nas tubagens, diminuindo assim a capacidade de arrefecimento dos rolos.

4.2.1. Levantamento das necessidades de energia do setor K

Um dos consumidores intensivos de energia da empresa Monteiro, Ribas diz respeito ao setor K, mais concretamente ao sector da pintura da borracha. De forma a solucionar este problema, fez-se um estudo das temperaturas da placa ao longo da linha de pintura, as quais são apresentadas no anexo A.2.4.

Com vista à melhoria do processo produtivo descrito no capítulo 3, com os valores das temperaturas das placas registadas ao longo da linha, determinou-se a energia necessária para o arrefecimento das mesmas. Usou-se para o efeito a temperatura máxima registada nas placas, à entrada do processo de secagem, que é de 152 °C (tabela A.22) e a temperatura de 20 °C das placas no final do processo de secagem, sendo que este valor foi definido pela empresa. Nessas condições a energia

obtida foi de o valor $1,31 \times 10^5$ W, (apresenta-se no anexo A.2.1 os cálculos necessários para obter este valor).

Para estimar a energia cedida pelo ar nas condições anteriores, é necessário verificar qual a resistência predominante à transferência de calor, isto é, verificar se a resistência à transferência de calor é fundamentalmente devida à condução através da placa, ou se a devida à convecção forçada entre a placa e o ar proveniente dos ventiladores. Assim, registaram-se as temperaturas das placas na base e topo para diferentes espessuras das placas nas condições máximas impostas no processo de secagem. Estas temperaturas e espessuras estão apresentadas na figura 4.4.

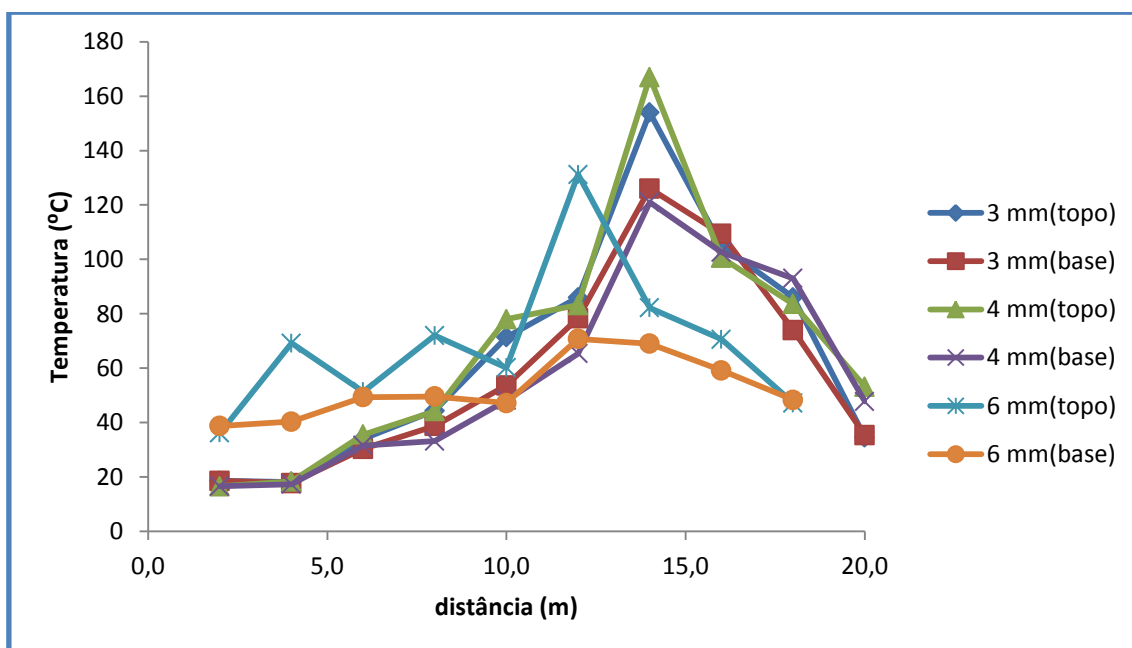


Figura 4.4. Variação da temperatura no topo e na base de cada placa ao longo da linha de pintura para diferentes espessuras

Constata-se que as temperaturas do topo e da base ao longo da placa vão variando contudo no final do acabamento, estas apresentam aproximadamente o mesmo valor. Assim desprezam-se a resistência à transferência de calor por condução nas placas.

A energia recebida pelo ar ventilado para arrefecer as placas (tabela 4.2), foi determinada a partir das equações 4.1. e 4.2., apresentando no anexo A.2.1.1. os cálculos mais pormenorizados.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} \times D}{k} = C \times Re_D^m Pr^{1/3} \quad (4.1)$$

$$q = \bar{h} \times A_{placas} \times \Delta T_{lm} \quad (4.2)$$

$$A_{placas} = A_{placa} \times 20 \quad (4.3)$$

A energia recebida pelo ar foi determinada a partir da temperatura máxima registada nas placas de 152 °C (tabela A.22.), a temperatura definida no final do acabamento das mesmas como 20°C e a temperatura do ar nos ventiladores de 12°C. As dimensões das placas usadas no cálculo da energia recebida pelo ar são as mais elevadas registadas nos ensaios, isto é, comprimento e largura de 1,035 m e 1,020 m, respectivamente (tabela A.22.)

Tabela 4.2. Energia cedida pelo ar ventilado para o arrefecimento das placas, até à temperatura final definida como 20°C

$\bar{h}(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	144,62
$q(\text{W})$	$1,12 \times 10^5$

A partir da tabela 4.2. e comparando com a energia necessária para o processo produtivo, (relembrando que este valor é de $1,31 \times 10^5$ W), verifica-se uma ligeira diferença, apresentando um erro relativo de cerca de 15%. Este facto pode ser explicado a partir da incerteza associada às correlações, podendo chegar a pelo menos cerca de 20 %, segundo dados bibliográficos⁽¹⁵⁾.

Após a quantificação da energia necessária para as condições impostas, é necessário definir o equipamento que satisfaça essas condições.

Como foi referido anteriormente, um dos objetivos deste trabalho, assenta na redução da temperatura da placa no final do acabamento, definida como sendo de 20°C. Para isso, ir-se-á aproveitar a energia disponível pelo tanque de água fria a 7°C, proveniente do chiller para fornecer essa mesma energia aos ventiladores instalados no setor em estudo.

4.2.1.1. Especificação dos caudais em estudo

Para a determinação do caudal debitado pelos ventiladores fizeram-se várias leituras da velocidade em cada ventilador, em vários pontos, registando-se a velocidade média dos dados recolhidos. Obteve-se um caudal total de $37,29 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, isto é, $134\,254 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Por razões de segurança estipulou-se que o caudal total seria de $150\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

O caudal de água fria proveniente do chiller será a necessária para satisfazer as necessidades impostas para o sistema, isto é para arrefecer o ar desde 35 a 12°C. Neste caso concreto será de 198 m³.h⁻¹.

4.2.1.2. Seleção equipamento a dimensionar

Foi usado um permutador de calor, de forma a garantir a temperatura do ar necessária para arrefecimento das placas até 20°C. Os permutadores podem ser construídos de diversas formas, tamanhos e tipos. Para a troca de energia entre os fluidos ar e água destacam-se três permutadores: carcaça e tubos, compactos e placas. Relativamente ao último enumerado este teve de ser descartado, por não ser o mais usual quando se trata de ar ambiente⁽¹⁶⁾

Os compactos comparativamente aos de carcaça e tubos apresentam vantagens relativamente ao preço, sendo significativamente mais baratos, menos volumosos e de menor peso. É de salientar que existem inúmeras superfícies que exibem diferentes valores para a área superficial por unidade de volume, o que não acontece com os permutadores de carcaça e tubos. Por último a flexibilidade dos permutadores compactos na distribuição das áreas para os fluidos é garantida no dimensionamento. Por estas razões o permutador selecionado é o compacto⁽¹⁶⁾.

Entre os permutadores compactos existem dois tipos, os de tubos alhetados e de placa alhetada. (tabela 4.3)

Tabela 4.3. Comparação entre os permutadores compactos de tubos alhetados e de placa alhetada⁽¹⁶⁾

Tubos alhetados	Placa alhetada
	Compatibilidade até 6000 m ² .m ⁻³
Pressão de operação até 30 atm	Geralmente usados quando os dois fluidos são gases
Temperatura de operação até 870°C	A pressão de operação não deve exceder os 10 atm
	Temperatura de operação limite: 800°C

A partir da tabela 4.3 e para as condições estipuladas o mais adequado seria o do tipo tubos alhetados, uma vez, que os permutados de placa alhetada são mais usuais quando ambos os fluidos são gases.

Relativamente aos tubos alhetados estipulou-se que seria o de feixe de tubos cilíndricos com alhetas de chapa contínua, visto ser o mais usual para o objetivo em questão. Para o cálculo da transferência de calor para o escoamento através de um feixe de tubos cilíndricos com alhetas de chapa contínua, existem dados inerentes, que podem ser evidenciados na tabela 4.4.

Tabela 4.4. Dados característicos dos permutadores compactos de feixe de tubos cilíndricos com alhetas de chapa contínua ⁽¹⁶⁾

Diâmetro externo do tubo (cm)	1,02
Passo das alhetas (cm)	3,15
Espessura das alhetas (cm)	0,033
Área das alhetas/Área total	0,839
Diâmetro hidráulico (cm)	0,3633
Área de escoamento livre mínima/Área frontal	0,534
Área de transferência de calor/Volume total (m².m⁻³)	587
Espaçamento dos tubos horizontal (in)	0,866
Espaçamento dos tubos vertical (in)	1,00

A partir da tabela 4.4 e recorrendo às equações 4.4 a 4.13 dimensionou-se o permutador compacto (tabela 4.5. e figura 4.5.) encontrando-se no anexo A.2.1.2 os resultados mais detalhados.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{min}} \quad (4.4)$$

$$D_h = 4 \times \frac{L \times A_{min}}{A_t} \quad (4.5)$$

$$Re = \frac{G \times D_h}{\mu} \quad (4.6)$$

$$Pr = \frac{Cp \times \mu}{k} \quad (4.7)$$

$$St = \frac{h'}{G \times Cp} \quad (4.8)$$

$$v_i = \frac{Q}{\pi \times \frac{d_i^2}{4} \times Nt} \quad (4.9)$$

$$Re_i = \frac{\rho_i \times v_i \times d_i}{\mu_i} \quad (4.10)$$

$$\frac{h_i \times d_i}{k_i} = j_h \times Re_i \times Pr^{0,33} \quad (4.11)$$

$$\frac{1}{U \times A} = \frac{1}{A_i \times h_i} + \frac{1}{A_t \times h' \times \eta'} \quad (4.12)$$

$$q = U \times A \times \Delta T_{lm} \quad (4.13)$$

Tabela 4.5. Resultados obtidos no dimensionamento do permutador compacto selecionado

$h' (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	200
$h_i (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	1313
$UA (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	$5,44 \times 10^4$
$q (\text{W})$	$6,42 \times 10^5 \text{W}$

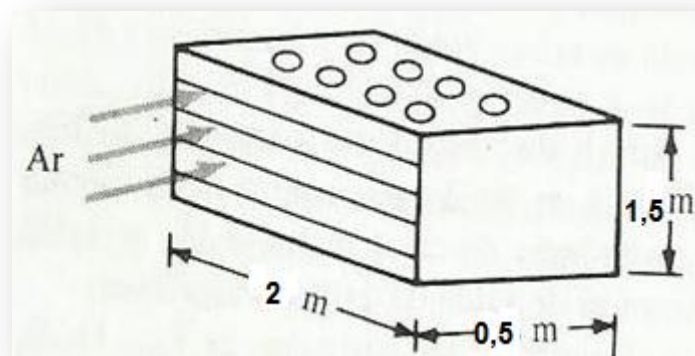


Figura 4.5. Dimensionamento do permutador compacto de tubos cilíndricos com alhetas de chapa contínua

4.2.1.3. Comparação da energia necessária para o arrefecimento das placas até 20°C e a energia a partir do dimensionamento do permutador compacto

Após o dimensionamento do permutador compacto de tubos alhetados com alhetas de chapa contínua, quantificou-se a energia fornecida pelos mesmos, de $6,42 \times 10^5$ apresentando no anexo A.2.1.2 os cálculos mais detalhados.

Constata-se que a energia fornecida pelo permutador é superior à necessária, lembrando que este último apresenta um valor de $1,31 \times 10^5 \text{W}$. Assim conclui-se que o permutador face às condições impostas está sobredimensionado, garantindo

assim a energia pretendida. No que respeita ao sobredimensionamento, poder-se-ia projetar um permutador de menores dimensões. Contudo esse estudo não foi efetuado, pois para tal o número de Reynolds não se enquadraria nas figuras usadas para o dimensionamento, o que impossibilitaria o cálculo do fator de transferência de calor, e conseqüentemente os coeficientes globais de transferência de calor para o ar.

Após várias tentativas por parte de diversas empresas para solucionar o problema proposto, entre elas, a Alfalaval, Norbidel, Termovapor e Ambitermo, apenas a empresa Termovapor se manteve em contacto, estando no anexo C as condições propostas pela mesma

4.2.1.4. Dimensionamento do ventilador

Após o dimensionamento do permutador compacto de tubos cilíndricos com alhetas de chapa contínua, dever-se-ia ter projetado um ventilador com o intuito de bombear o caudal disponível pelos doze ventiladores, instalados na linha de pintura, para o permutador referido.

Para o projeto do sistema de ventilação pretendia-se realizar um estudo exaustivo das características do ar ao longo da sala, como por exemplo a sua humidade, pressão, entre outros. Este estudo ir-se-ia realizar por uma empresa externa especializada para a finalidade pretendida, contudo após vários contatos com a empresa e acordada a data para a discussão desse tema, esta mostrou-se indisponível. Consequentemente o dimensionamento deste ventilador não foi realizado.

4.2.2. Levantamento das condições de refrigeração no setor MRE

Nos processos produtivos do setor MRE, descrito no capítulo 3, é necessário arrefecer as máquinas instaladas no mesmo. Para tal, é usado como fluido de refrigeração, água proveniente do poço. O uso desta água acarreta problemas na incapacidade de refrigeração, por conter substâncias que ficam retidas nas tubagens e, mesmo nas máquinas produtivas.

Para tornar este processo mais eficiente, a água do poço deve alimentar um permutador com a finalidade de diminuir a temperatura das condições operatórias. Esta água do poço seria previamente tratada, para não ocorrer, incrustações nos tubos e corrosão.

Determinou-se as necessidades energéticas atuais, com base no caudal medido de água do poço e no registo das temperaturas à entrada do mesmo e à saída dos processos produtivos (anexo A.2.2.), obtendo-se o valor de $2,30 \times 10^5 W$. Por motivos de segurança, exigidos pela empresa em estudo, considerou-se que a energia necessária para garantir a melhoria nos processos produtivos seria de $4,50 \times 10^5 W$ (anexo A.2.2.)

4.2.2.1. Seleção do equipamento

O permutador de placas com juntas de vedação é constituído tal, como o próprio nome indica por um conjunto ordenado e sequencial de placas, seladas pela própria junta de vedação, sendo que os fluidos passam através dos canais formados pelas placas, dando-se a transferência térmica através destas. A circulação dos fluidos é feita alternadamente entre as placas, normalmente em contra-corrente. Podem existir diversos arranjos, sendo a escolha baseada no tipo de escoamento entre os fluidos, e garantindo que o material tenha compatibilidade com os mesmos⁽¹⁶⁾.

As vantagens associadas a este tipo de permutadores derivam na sua versatilidade, podendo ser ajustados aos parâmetros do próprio projeto, garantindo a possibilidade de adição de placas se as condições forem alteradas. O custo deste tipo de permutador é baixo e, ainda são caracterizados por serem compactos, ocupando áreas pouco significativas. As outras vantagens associadas a este tipo de permutadores dizem respeito à capacidade de operar com pequenas diferenças de temperaturas, atingindo coeficientes de transferência de calor elevados⁽¹⁶⁾.

As desvantagens desses equipamentos assentam em condições operatórias, bem como a incapacidade do uso de certos líquidos. Nos primeiros o uso de permutadores de placas não é aconselhado uma pressão de operação superior a 25 atm, bem como uma temperatura superior a 250/260°C. A primeira situação é justificada pelo possível desgaste das juntas de vedação, aquando essa pressão, bem como a própria resistência mecânica das placas. A incompatibilidade do uso de certos líquidos, como foi referido anteriormente, diz respeito aos líquidos tóxicos e inflamáveis, devido à possibilidade de fuga pelas juntas de vedação⁽¹⁶⁾.

Sendo assim este tipo de permutador foi o escolhido e tendo-se optado por usar contracorrente

4.2.2.2. Dimensionamento do permutador de placas

Após a quantificação da energia necessária para os processos produtivos, determinou-se a temperatura de entrada da água do poço, a partir de uma temperatura estipulada para a saída da mesma e o seu respetivo caudal (anexo A.2.2.)

Na tabela 4.6 e figura 4.6 estão representados os valores usados para o dimensionamento do permutador selecionado, com base nos dados da Indústria.

Tabela 4.6. Valores usados para o dimensionamento do permutador de placas

	Fluido frio (água chiller)	Fluido quente (água poço)
Temperatura de entrada (°C)	7,00	30,25
Temperatura de saída (°C)	12,00	13,00
Caudal (m³.h⁻¹)	77,62	22,50

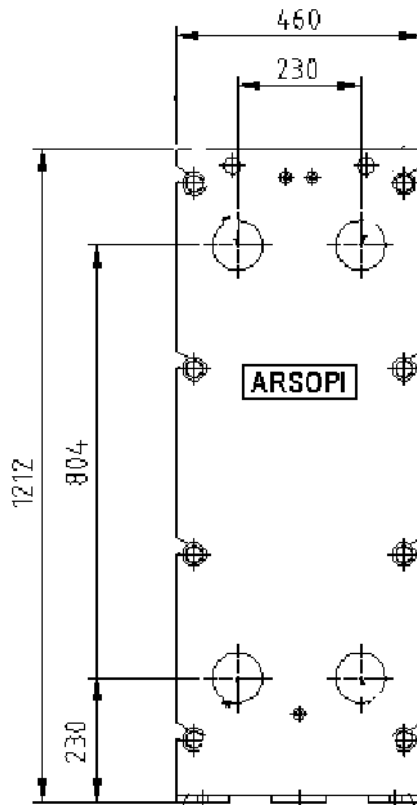


Figura 4.6 Dimensões do permutador de placas (dimensões em mm)

O número de placas foi arbitrado, sendo este de 49 e a partir do mesmo, determinou-se a energia disponível por este equipamento (tabela 4.7) através das equações 4.13 e 4.20, apresentando no anexo A.2.2.1, os cálculos mais detalhados.

$$d_{eq} = 2 \times b \quad (4.13)$$

$$v_p = \frac{\dot{m}}{\rho \times w \times b \times \left(\frac{N+1}{2}\right)} \quad (4.14)$$

$$Nu = 0,26 \times Re^{0,65} \times Pr^{0,4} \quad (4.15)$$

$$h = \frac{Nu \times k}{d_{eq}} \quad (4.16)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + \frac{1}{h_f} + \frac{\Delta x}{k_p} \quad (4.17)$$

$$NTU_{min} = \frac{U \times A}{C_{min}} \quad (4.18)$$

$$\varepsilon = \frac{\exp[(1 - C^*) \times NTU_{min}] - 1}{\exp[(1 - C^*) \times NTU_{min}] - C^*} \quad (4.19)$$

$$q = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{qe} - T_{fe}) \quad (4.20)$$

Tabela 4.7. Resultados obtidos no dimensionamento do permutador de placas

d_{eq} (m)	0,008
h_f (W.m ⁻² K ⁻¹)	8158
h_q (W.m ⁻² K ⁻¹)	4039
U (W.m ⁻¹ K ⁻¹)	2481
NTU_{min}	1,72
ε	0,77
q (W)	$4,68 \times 10^5$

Verifica-se que as condições arbitradas são adequadas, uma vez que a potência térmica transferida no permutador é aproximadamente igual à necessária para o processo de refrigeração no setor em estudo, sendo esta última de $4,50 \times 10^5 W$.

4.2.2.3. Dimensionamento da tubagem

Após o dimensionamento do permutador de placas, é necessário dimensionar as tubagens e as bombas que permitam a circulação de água e a bombagem da mesma para este equipamento. É de salientar que a escolha das tubagens e das bombas, não foi ao acaso, tendo sempre em consideração o tipo de tubagens e bombas existentes na empresa, mais concretamente as tubagens de aço sem costura do tipo DIN 2448 e as bombas fornecidas pela empresa Grundfos do tipo CR.

Na tabela 4.8 encontram-se as características das tubagens, sendo que no anexo A.2.2.2. são apresentados os resultados mais detalhados.

Tabela 4.8. Características das tubagens

Tubagens de aço sem costura (DIN 2448)		
Diâmetro exterior (mm)	Espessura (mm)	Diâmetro interno (mm)
139,7	4,0	125

4.2.2.4. Dimensionamento da bomba

O dimensionamento das bombas será apenas projetado para o setor MRE.

Na tabela 4.9 encontram-se representadas as características das bombas centrífugas, sendo que no anexo A.2.2.3. se encontram as curvas características das mesmas

Tabela 4.9. Características das bombas centrífugas

Bomba	H_B (m)	Caudal ($m^3 \cdot h^{-1}$)	Marca
B1, B2	31	77,62	Grundfos

4.2.3. Aproveitamento da central de trigeriação face às necessidades dos processos no setor K+MRE

Após a quantificação da energia necessária para os processos no setor K e MRE, é necessário verificar se o potencial térmico disponível na trigeriação permite satisfazer essas mesmas necessidades (tabela 4.10), sendo que os cálculos mais pormenorizados encontram-se no anexo A.2.3

Tabela 4.10. Comparação da energia disponível na central face às necessidades energéticas dos dois setores em estudo

Energia não aproveitada pela central de trigeriação (MWh)	163,9
Necessidades energéticas no setor K (MWh)	335,2
Necessidades energéticas no setor MRE (MWh)	131,4

Relembra-se que a energia não aproveitada pela central de trigeriação, apresentada na tabela 4.10, diz respeito àquela que não é aproveitada pela água líquida, que representa 30 % (figura 4.3.) dos 21% da energia disponível na água de refrigeração (figura 4.1)

Verifica-se a partir da tabela 4.10., que face ao potencial térmico disponível na central de trigeriação, apenas se consegue satisfazer as necessidades energéticas do setor MRE. Para atingir os objetivos pretendidos, isto é, melhorar os dois processos produtivos, era necessário comprar energia à rede, cerca de 303 MWh. Em termos de curiosidade, sabendo que o custo de energia por KWh é de 0,05 €, então ter-se-ia o gasto de 15.150 € (nesses 303 MWh), para conseguir satisfazer as necessidades em ambos os processos.

4.3. Caldeiras da central térmica e da cogeração

Pode definir-se caldeira, como um recipiente fechado no qual a energia dos gases resultantes da queima de um combustível vaporizam um fluido, que é posteriormente usado como vapor em diversas utilizações. Existem dois tipos: tubos de fumo (ou piro-tubulares) e tubos de água (ou aquatubulares)⁽¹⁷⁾.

A caldeira da central térmica é do tipo tubos de fumo, com forma cilíndrica. Tal como o próprio nome indica, os gases de combustão passam por dentro da fornalha e dos tubos, a água e o vapor ocupam assim o espaço entre o interior da carcaça e o exterior do feixe de tubos⁽¹⁷⁾.

A caldeira da cogeração é do tipo de tubos de água. Nesta situação, dentro dos tubos circula a água, que posteriormente será aquecida até formar vapor saturado. Os gases de escape provenientes do motor da central de trigerção vaporizam a água e circulam pelo exterior dos tubos⁽¹⁷⁾.

A empresa Monteiro, Ribas- Indústria, SA pretendia conhecer o rendimento das caldeiras da central térmica e da trigerção, que foi um dos objetivos deste trabalho.

4.3.1. Determinação do rendimento das caldeiras

Para contabilizar o rendimento das caldeiras, podem-se usar dois métodos: o método direto e o método das perdas. O primeiro é realizado após a recolha de dados experimentais, como o volume de combustível consumido, o vapor produzido, a temperatura de entrada da água de alimentação e pressão de vapor. Assim, este método depende do rigor da instrumentação de medida, não especificando as perdas associadas aos gases secos de combustão, ao vapor de água e aos inqueimados que acompanham a corrente dos gases secos de combustão, bem como as perdas por radiação e convecção para a envolvente da caldeira. O segundo engloba a contagem das perdas anteriormente enumeradas, sendo portanto um método mais credível comparativamente ao método direto⁽¹⁷⁾.

Para o cálculo do rendimento das caldeiras usou-se o método direto, pois não se dispunha de informações relativamente ao excesso de ar usado na combustão, nem mesmo a fração de oxigénio e de inqueimados nos gases de combustão⁽¹⁷⁾.

4.3.1.1. Rendimento da caldeira da central térmica e da caldeira da trigeriação

Para o mês de Fevereiro contabilizou-se o rendimento térmico das caldeiras presentes na empresa, ambas usando o método direto, como já foi referido (tabela 4.11.), sendo que os cálculos mais detalhados são apresentados no anexo A.3

Tabela 4.11. Rendimento das caldeiras presentes na empresa, pelo método direto

	Método direto
Rendimento da central térmica (%)	72
Rendimento da central de trigeriação (%)	42

Verifica-se, a partir da tabela 4.11, que o rendimento da caldeira da central térmica, para o mês em estudo, apresenta uma percentagem de cerca de 72%, sendo que a caldeira da central de trigeriação, apresenta uma percentagem de 42%. Este método resulta de uma contagem dos fluxos de entrada e saída, podendo ocorrer erros nos contadores, o que torna este método menos fiável. Assim não fornece informações acerca das principais perdas, o que dificulta a atuação de medidas de forma a um melhor aproveitamento energético.

4.4. Perdas de energia nas tubagens de transporte de vapor proveniente das caldeiras

O vapor produzido nas caldeiras da central térmica e da central de trigeriação é encaminhado para um coletor, como foi explicado no capítulo 3.1.2. Desse coletor, o vapor é distribuído para as diversas utilizações, isto é, nos processos produtivos do setor dos revestimentos, na produção de placas de borracha e nas máquinas de rotogravura, em alternativa com a água quente proveniente do tanque de água quente.

Para contabilizar as perdas de vapor associadas ao seu transporte, iniciou-se por contabilizar as perdas de vapor totais. Para esse efeito, recolheu-se informações em diversos instantes e locais, de forma a quantificar o vapor consumido, face ao produzido, quer na central térmica, quer na cogeração. Na figura 4.7 estão representadas as perdas de vapor nos dias 4,5 e 6 de abril nos diversos intervalos de tempo, apresentando no anexo A.4. os cálculos mais pormenorizados.

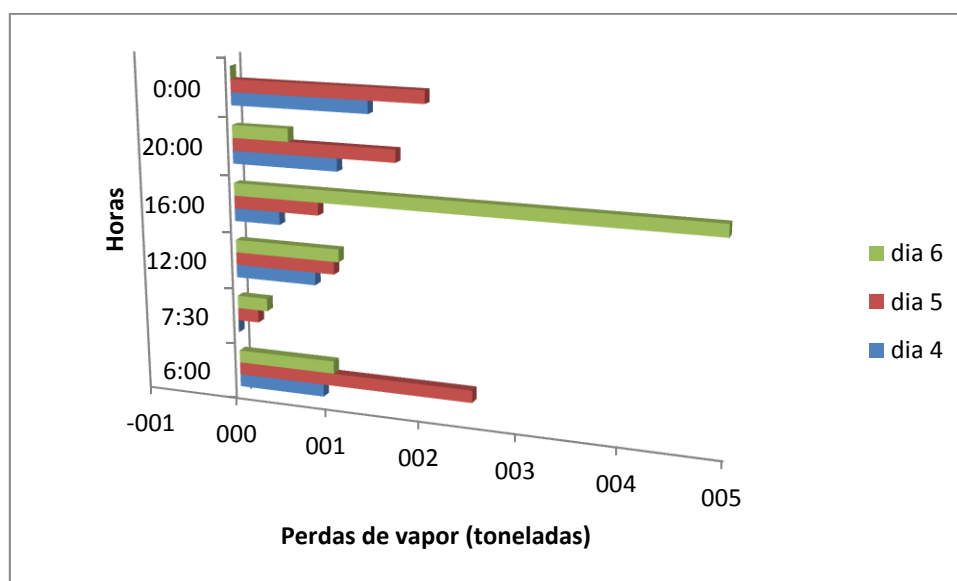


Figura 4.7. Perdas de vapor nos dias 4,5 e 6 de abril de 2013

Pode evidenciar-se a partir da figura 4.7 que as perdas de vapor são significativas, registando os valores mais elevados a partir das 16 horas.

Posteriormente dever-se-ia medir as temperaturas ao longo da tubagem de forma a quantificar a percentagem de energia perdida nessas tubagens face à energia total perdida. Se os resultados mostrassem a necessidade de minimizar essas perdas,

então proceder-se-ia ao isolamento térmico das tubagens. No entanto não foi possível, por parte da empresa, realizar essas medições sendo assim, e porque podem ser perdas significativas, deverá esse estudo fazer parte de um trabalho futuro.

5. Análise de custos

No trabalho em questão não será possível fazer uma análise económica completa ou uma análise de viabilidade económica do mesmo. Contudo pode ser feita uma análise de custos que é um ponto essencial na análise de qualquer projeto. Como tal, fez-se o levantamento dos custos dos permutadores a instalar na empresa, bem como as bombas e as tubagens necessárias para a instalação dos mesmos.

Nas tabelas 5.1. a 5.4 encontram-se representados os custos gerais da instalação, apresentando no anexo C, as propostas inerentes.

Tabela 5.1. Custo dos permutadores

Tipo de permutador	Empresa	Preço (€)
Permutador de placas	ARSOPI	2878,00
Permutador compacto	TERMOVAPOR	35.670,00

Tabela 5.2. Custo das tubagens

Empresa	Diâmetro da tubagem (m)	Comprimento (m)	Preço (€/m)	Preço (€)
Humberto Poças, SA	125	65	41,18	2676,70
	125	65	41,18	2676,70

Tabela 5.3. Custo dos acessórios

Empresa	Acessórios	Comprimento (m)	Preço (€/m)	Preço (€)
Humberto Poças, SA	Joelhos	3	22,40	67,20
		3	22,40	67,20

Tabela 5.4.Custo das bombas

Empresa	Quantidade	Referência	Preço unitário (€)	Preço (€)
Grundfos	2	CR 64-1	2.677,00	5.354,00

Através da análise de custo obteve-se um investimento total de 49 390€, focando apenas no setor MRE a empresa terá de investir 13 720€

6. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

A presente dissertação teve como objetivo a identificação do potencial térmico disponível pela central de trigeriação, com o intuito do aproveitamento dessa energia, para melhorar dois processos produtivos, em dois setores independentes, o setor K e o setor MRE. Após essa identificação, verificou-se que a energia não aproveitada em termos de vapor e água líquida, apresenta cerca de 27 % e 30 %, respectivamente. Assim, definiu-se que se iria aproveitar o potencial disponível pela água líquida, para melhorar os dois setores, já referidos. O setor K apresentava problemas na secagem das placas, verificando-se em dias mais quentes, a necessidade de dupla passagem pelos ventiladores, para garantir que as placas não colassem aquando a distribuição para os seus clientes. No setor MRE, os problemas decorrem do arrefecimento nos rolos das máquinas produtivas, pela utilização de água proveniente do poço, que contém substâncias que danificam essas mesmas máquinas. Analisou-se, face ao potencial disponível, se seria possível melhorar ambos os processos. Constatou-se que para o aproveitamento deste potencial energético, só era possível satisfazer as necessidades do setor MRE. Caso seja imperativo melhorar ambos, a solução passaria por um custo de cerca de 15000 euros, por aquisição de energia à rede. Por este facto, o estudo foi realizado então, somente no setor MRE, propondo-se uma possível aquisição, de certos equipamentos e acessórios, sendo que esse investimento se traduziria em 49 390€.

Face aos consumos energéticos registados na central de trigeriação, determinou-se o rendimento global, apresentando este um valor de 71%, valor enquadrado nas características dos motores de gás natural. Outro parâmetro analisado foi o PEP, que permite enquadrar a central de trigeriação como de elevada eficiência pois este parâmetro foi contabilizado como sendo de 0,36. Uma sugestão para trabalhos futuros advém do facto de se contabilizar os mesmos consumos energéticos, em diversos intervalos de tempo, durante o dia, para se conseguir contabilizar picos de energia elevados e reduzido, de forma a conseguir perceber as oscilações que decorrem durante esses períodos, dado que os valores registados só foram retirados numa hora, o que podem dizer respeito a valores mais ou menos favoráveis.

Analisou-se os rendimentos das caldeiras da cogeração e da central térmica apresentando estes cerca de 42 e 72 %, respectivamente. Estes valores foram

determinados à custa do método direto, não contabilizando o somatório das perdas, o que limita a atuação de medidas de forma a melhorar estes resultados.

Determinou-se as perdas de vapor horárias em diversos dias de abril, contudo não se fez a análise dos motivos decorrentes de registos tão elevados de perdas. Como trabalhos futuro, propõe-se o estudo ao longo da linha de tubagem, a verificação dos purgadores de forma a identificar o problema originário.

Bibliografia

1. DGEG-Direcção Geral de Energia e Geologia. Balanço Energético Sintético 2012. Governo de Portugal : Ministério da Economia e do Emprego.
2. Development, World Commission on Environment and. *Our Common Future (The Brundtland Report)*. 1987.
3. Decreto-Lei nº23/2010 de 25 de março. *Diário da República, 1ª série-Nº93-14 de maio de 2012*. Ministério da Economia e do Emprego : Lisboa.
4. Sá, André Fernandes Ribeiro de. *Guia de aplicações de gestão de energia e eficiência energética*. Porto : Pubindústria, Edições Técnicas, 2010.
5. Europa. Eficiência Energética. *Cogeração*. [Online] [Citação: 12 de Janeiro de 2013.] http://europa.eu/legislation_summaries/energy/energy_efficiency/l27021_fr.htm.
6. Oliveira, Nuno e Costa, Pedro. *Cogeração e Trigerção. Planeamento e Produção de electricidade*. [Online] 2009/2010. [Citação: 10 de Fevereiro de 2013.]
7. A.Cengel, Yunus e A.Boles, Michael. *Thermodynamics*. 2006. Fifth Edition.
8. Brandão, Sergio da Silva. *Cogeração. Produção e Planeamento de Energia Eléctrica*. [Online] Outubro de 2004. [Citação: 20 de Janeiro de 2013.]
9. Gonçalves, Nuno Miguel Bilreiro. *Estudo Técnico/Económico da instalação de uma central de cogeração numa serração de madeira*. 2011. Dissertação para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Electrotécnica – Ramo de Energia.
10. Ascensão, Jorge Moreira Santos. *Avaliação do potencial energético e económico de uma unidade de trigerção numa indústria automóvel. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto*. s.l. : Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, 2011.
11. Dias, Alexandre dos Santos. *PDIS –Biomassa e Cogeração. MIEEC*. [Online] [Citação: 22 de Janeiro de 2013.]
12. Cogen Portugal. [Online] 2006. [Citação: 21 de Fevereiro de 2013.]
13. Oliveira, Manuel de Freitas. *Seminário Divulgação dos resultados do projecto Comfortable. Situação Atual do Parque de Cogeração em Portugal*. [Online] 29 de Fevereiro de 2012. [Citação: 21 de Fevereiro de 2013.]

14. Monteiro, Ribas. [Online] [Citação: 21 de Fevereiro de 2013.] <http://www.mri.pt/index.php?lingua=pt>.
15. P.Incorpera, Frank e P.DeWitt, David. *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. s.l. : LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1998.
16. Ribeiro, Albina Maria de Sá. *Permutadores de Calor. Apontamentos de Utilidades e Sistemas Térmicos*. Instituto Superior de Engenharia do Porto : Mestrado em Engenharia Química, 2011/2012.
17. Assis, Carlos. *Produção, Distribuição e Utilização de vapor*. 2012.

Anexo A. Exemplos de cálculo

A.1. Determinação do potencial térmico disponível na central de trigeriação

Na tabela A.1. estão representados as informações fornecidas pela empresa Monteiro, Ribas- Indústria, SA.

Tabela A.1. Valores relativos à determinação do potencial térmico disponível na central de trigeriação (informação facultada pela Monteiro, Ribas- Indústria, SA)

Caudal dos gases de escape (kg.s⁻¹)	5,86
Recuperação térmica (kW)	3654
Calor nos gases de escape para produção vapor (kW)	1764
Calor na água de refrigeração H.T. (kW)	1890
Energia elétrica produzida (kW)	4000
Energia disponível de gás (kW)	9095
Perdas associadas ao motor	0,02

Com o auxílio da tabela A.1. procedeu-se ao tratamento dessas informações

- Determinação do potencial térmico da central de trigeriação

$$\text{calor nos gases de para produção de vapor} = \frac{1764}{9095} \times 100 = 19\%$$

$$\text{calor na água de refrigeração H.T.} = \frac{1890}{9095} \times 100 = 21\%$$

$$\text{produção de energia eléctrica} = \frac{4000 \times (1 - 0,02)}{9095} \times 100 = 43\%$$

$$\text{perdas} = 100 - (43 + 21 + 19) = 17\%$$

- Determinação do calor não aproveitado pela central

- **Consumos energéticos registados em abril**

Na tabela A.2. estão representados os consumos energéticos na central referente ao mês de abril

Tabela A.2. Consumo energético na central de trigeriação em abril

	De dia 4 a dia 12	De dia 12 a dia 21	De dia 21 a dia 26	De dia 4 a dia 26
Contagem de energia elétrica produzida (MWh)	433	498,30	230,70	1162
Contagem de energia consumida auxiliares (MWh)	9,63	11,17	5,47	26,30
Energia produzida de vapor (MWh)	139,67	159,5	76,16	375,33
Contador água quente ROTO (MWh)	27,50	25,71	24,26	77,47
Contador Água Quente UTA'S (MWh)	29,20	57,18	31,30	117,68
Contador Água Fria UTA's /SRU (MWh)	47,10	45,25	43,14	135,49
Consumo vapor Embalagens (MWh)		151,00	69,00	220,00
Consumo de gás natural (MWh)	995,11	1144,37	539,46	2678,90
Perdas (MWh)	328,27	369,6	139,37	837,23

O estudo do consumo energético foi abordado inicialmente, com o intuito de conhecer as diferentes formas de energia disponíveis na central de trigeriação. Por conseguinte recolheu-se várias leituras entre o dia 4 ao dia 26 de abril de 2013, estes dados foram efetuados no âmbito da massa de vapor na caldeira, resultante do volume de água de alimentação, bem como a energia elétrica produzida pelo motor, a energia associada à água quente e fria. Estas formas de energia provêm de gás natural, e de serviços auxiliares, apresentando os primeiros uma parcela significativa.

A figura A.1. apresenta a percentagem das diferentes formas de energia produzida, mais concretamente a produção de vapor, água quente e água fria face a consumo de gás natural, como foi referido anteriormente.

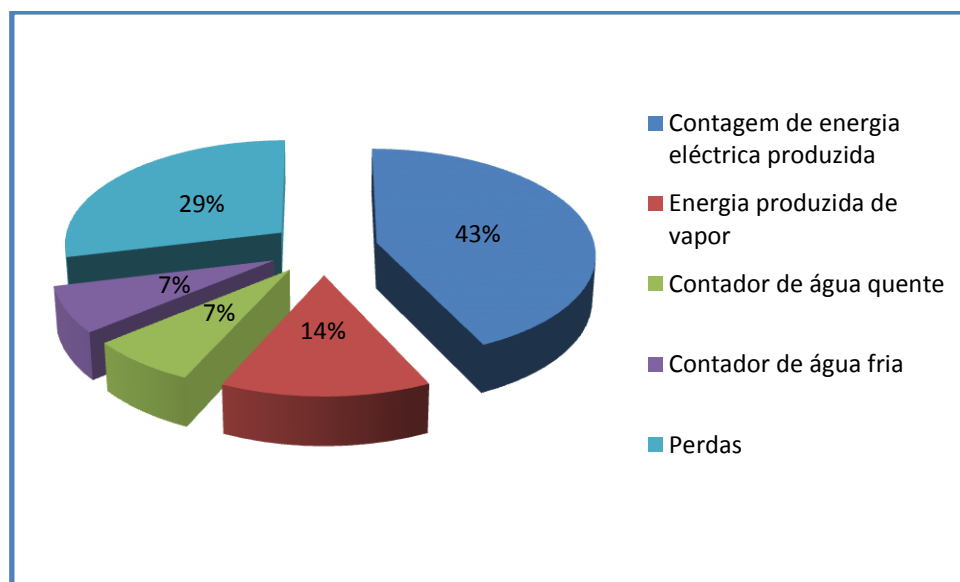


Figura A.1. Repartição dos consumos na central de trigerção

Verifica-se que o principal consumidor de energia diz respeito à energia eléctrica produzida, com um peso de 43%, as perdas têm um papel preponderante apresentando 29% da energia total consumida. Estas perdas dizem respeito às perdas de energia na água de refrigeração, bem como nos gases de escape do motor, e ainda no funcionamento do próprio motor. Relativamente à produção de vapor, água quente e água fria estes apresentam uma percentagem de 14%,7% e 7%, respectivamente.

Com os valores referidos anteriormente e sabendo que o número de horas decorridas dos ensaios entre o dia 4 e o dia 26 de abril é de 292, determinou-se a energia não aproveitada sob a forma de vapor e água líquida.

energia proveniente do calor da água de refrigeração =

$$1890 \times 292 \times (1/1000) = 551,9MWh$$

energia proveniente do calor dos gases de escape para produção de vapor =

$$1764 \times 292 \times (1/1000) = 515MWh$$

$$\begin{aligned} & \text{calor não aproveitado em termos de vapor} = \\ & \text{energia proveniente dos gases de escape para produção de vapor} \\ & \quad - \text{energia produzida de vapor} = \\ & \quad 515 - 375,33 = 139,67 \text{MWh} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{calor não aproveitado em termos de água} = \\ & \text{energia proveniente do calor da água de refrigeração} \\ & \quad - (\text{energia produzida água/COP}) = \\ & \quad 551,9 - (195,15 + (135,49/0,7)) = 163,2 \text{MWh} \end{aligned}$$

A.1.1. Parâmetros determinados na central de trigeração

A partir da tabela A.2. determinou-se o rendimento térmico, elétrico e global da central de trigeração bem como a poupança de energia primária.

- Exemplo de cálculo do rendimento global da cogeração do dia 4 ao dia 26

$$\begin{aligned} \eta_{CHP} &= \frac{\sum E \text{ saídas}}{\sum E \text{ entradas}} = \frac{1162 + 375,33 + 117,68 + 77,47 + (135,49/0,7)}{2678,9 + 26,3} = 0,6 \\ &= 0,712 = 71,20\% \end{aligned}$$

- Exemplo de cálculo do rendimento elétrico e térmico decorrente do dia 4 ao dia 26

$$\begin{aligned} \eta_{elétrico} &= \frac{\text{produção de energia eléctrica}}{\text{consumo de gás natural} + \text{energia consumida auxiliares}} \\ &= \frac{1162}{26,3 + 2678,9} = 42,95\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta_{térmico} &= \frac{\text{produção de energia térmica}}{\text{consumo de gás natural} + \text{energia consumida auxiliares}} \\ &= \frac{375,33 + 117,68 + 77,47 + (135,49/0,7)}{26,3 + 2678,9} = 28,24\% \end{aligned}$$

- Exemplo de cálculo do rendimento no caso de um sistema de produção separada de eletricidade e calor

$$\eta_{SHP} = \frac{\text{Produção de energia eléctrica} + \text{Produção de energia térmica}}{\frac{\text{Produção de energia eléctrica}}{\eta_{eléctrico}} + \frac{\text{Produção de energia térmica}}{\eta_{térmico}}} = \frac{1162 + 375,33 + 117,68 + 77,47 + (135,49/0,7)}{\frac{1162}{0,4295} + \frac{375,33+117,68+77,47+(135,49/0,7)}{0,2824}} = 35,60\%$$

- Cálculo do PEP (poupança de energia primária)

$$PEP = \eta_{CHP} - \eta_{SHP} = 0,712 - 0,356 = 0,36$$

A.2. Aproveitamento do potencial térmico disponível na central de trigeriação

A.2.1. Setor K

As tabelas com os dados necessários para este ponto (A.2.1.), estão no anexo A.2.4.

Na tabela A.3 estão representados os valores necessários para o cálculo da energia necessária para o arrefecimento das placas na linha de pintura, sendo que

Tabela A.3. Valores usados para o cálculo da energia necessária para o arrefecimento das placas

Velocidade da linha de pintura (m. min⁻¹)	9
Espessura da placa (mm)	0,004
Largura da placa (m)	1,02
C_p borracha (kcal. kg⁻¹. °C⁻¹)	0,45
ρ_{borracha} (kg. dm⁻³)	1,11

- Cálculo da energia necessária para arrefecer as placas, estipulando que as mesmas no final do acabamento atinjam 20°C

$$q = \Delta x \times w \times C_{p\text{borracha}} \times \rho_{\text{borracha}} \times (T_{\text{final placa}} - T_{\text{inicial placa}}) \times v_{\text{linha}} \\ = 0,004 \times 10^{-3} \times 1,02 \times (1,11/1 \times 10^{-3}) \times 0,45 \times 4,18 \\ \times (152 - 20) \times (7/60) \times 1000 = 1,31 \times 10^5 W = 131,19 kW$$

O valor da temperatura no início da secagem, de 152°C, foi considerada a mais elevada das tabelas presentes no anexo A.2.4. (tabela A.22.)

É de salientar que a velocidade usada no cálculo da energia necessária para as placas foi de 7 (m. min⁻¹), invés do valor usado na tabela A.3. uma vez que nem toda a placa passa na linha reduzindo-se assim cerca de 2m.

- Cálculo da energia disponível pelo tanque de água fria proveniente do chiller

$$q = Q \times (T_{fs} - T_{fe}) \times C_{pf} \times \rho_f = (198/3600) \times (12 - 7) \times 4193 \times 995,45 \\ = 1,15 \times 10^6 W$$

- Cálculo da temperatura à saída dos ventiladores, considerando que a temperatura de entrada nos mesmos é a 35°C, temperatura mais desfavorável do ar nas condições de temperatura ambiente

$$q = Q \times (T_{qe} - T_{qs}) \times C_{pq} \times \rho_q \leftrightarrow \\ 1,15 \times 10^6 W = (150\ 000/3600) \times (35 - T_{qs}) \times 1,0048 \times 10^3 \times 1,193 \leftrightarrow \\ T_{qs} = 12^\circ C$$

Apresentando-se na tabela A.4. os dados relativos dos ventiladores instalados no setor K, mais concretamente, no setor da pintura, com a finalidade de conhecer o caudal total debitado pelos mesmos

Tabela A.4. Dados relativos aos ventiladores instalados no sector da pintura

Ventilador	Velocidade do ar média (m.s ⁻¹)	Diâmetro do ventilador (m)	Comprimento (m)	Altura (m)	Largura (m)	Caudal (m ³ .s ⁻¹)
1	8,32	0,7	2	0,55	1,49	3,20
2	8,88	0,7				3,42
3	8,49	0,7	2	0,55	1,49	3,27
4	8,61	0,7				3,31
5	12,65	0,7	2	0,55	1,26	4,87
6	12,65	0,7				4,87
7	6,26	0,7	1,07	0,55	1,49	2,41
8	6,84	0,6				1,93
9	8,70	0,6	2	0,55	1,49	2,46
10	8,96	0,6				2,53
11	10,30	0,6	2	0,55	1,26	2,91
12	7,52	0,6				2,13
					Total	37,29

Como pode ser verificado na tabela A.4., o caudal total debitado pelos ventiladores é de 37,29 m³.s⁻¹, o que se traduz em 134 254 m³.h⁻¹,

Por razões de segurança estipulou-se que o caudal total debitado pelos ventiladores seria de 150 000m³.h⁻¹.

- Exemplo de cálculo do caudal debitado pelo primeiro ventilador

$$Q_{\text{ventiladores}} = v_{\text{média ar}} \times A_{\text{ventiladore}} = 8,32 \times \pi \times \left(\frac{0,70^2}{4}\right) = 3,204 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

A.2.1.1. Estimativa da energia disponível pelos ventiladores, de forma a garantir que a placa, no final do acabamento atinja os 20°C

À saída dos ventiladores o ar passa por 21 aberturas com cerca de 15 mm de espaçamento, como pode ser verificado na figura A.2.



Figura A.2. Área disponível de passagem de ar pelos ventiladores

Para determinar a velocidade do ar à saída dos ventiladores, considerou-se os caudais acima referidos, na tabela A.4

- Exemplo de cálculo da velocidade do ar à saída entre o primeiro e o segundo ventilador

O caudal do ventilador à entrada e à saída é o mesmo:

$$Q_{\text{ventiladores}} = 3,20 + 3,42 = 6,62 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Sendo assim a velocidade do ar é:

$$A_{\text{ventiladores}} = 21 \times 0,015 \times 1,49 = 0,47 \text{ m}^2$$

$$v_{\text{ar ventiladores}} = 6,62/0,47 = 14,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Para a estimativa do coeficiente pelicular de calor usou-se a correlação empírica que permite estimar o coeficiente de transferência de calor num escoamento perpendicular a um cilindro. Esta equação pode ser aplicada para várias geometrias nomeadamente para placas verticais. ⁽¹⁵⁾

$$\overline{Nu_D} = \frac{\bar{h} \times D}{k} = C \times Re_D^m Pr^{1/3} \quad (4.1.)$$

$$Re_D = \frac{\rho_{m\u00e9dia} \times L_{placa} \times v_{ar}}{\mu_{m\u00e9dia}}$$

Em que as constantes da equa\u00e7\u00e3o anterior para cilindros n\u00e3o-circulares em escoamento transversal de um g\u00e1s, mais concretamente placa vertical, est\u00e3o representadas na tabela A.5.

Tabela A.5. Constantes para cilindros “n\u00e3o-circulares” em escoamento transversal de um g\u00e1s ⁽¹⁵⁾

	Re_D	C	m
Placa vertical	$4 \times 10^3 - 1,5 \times 10^4$	0,228	0,731

Na tabela A.6 estão representados os valores para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor, registadas no inverno

Tabela A.6. Valores para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor, no inverno

Ventilador	$v_{ar}(m.s^{-1})$	T entrada placa (°C)	T saída placa (°C)	T média placa (°C)	T saída ar (°C)	T média (°C)	$\rho(kg.m^{-3})$	$\mu(Pa.s)$	Pr	$k(W.m^{-1}K^{-1})$
1,2	14,11	152	92,8	122,4	26,2	74,3	1,018	$2,07 \times 10^{-5}$	0,699	0,0298
3,4	14,03	92,8	75,8	84,3	27,2	55,8	1,076	$1,98 \times 10^{-5}$	0,703	0,0285
5,6,7,8,9,10,11,12	13,08	75,8	45,4	60,6	25,7	43,2	1,119	$1,93 \times 10^{-5}$	0,704	0,0274

- Exemplo de cálculo da temperatura média da placa para o primeiro e o segundo ventilador

$$T_{m\u00e9dia\ placa} = \frac{T_{entrada\ placa} + T_{sa\u00edda\ placa}}{2} = \frac{152 + 92,8}{2} = 122,4^{\circ}C$$

- Exemplo de cálculo da temperatura média da placa e o ar

$$T_{filme} = \frac{T_{m\u00e9dia\ placa} + T_{sa\u00edda\ ar}}{2} = \frac{122,4 + 26,2}{2} = 74,3^{\circ}C$$

Sendo que os valores das constantes para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor foram retirados a partir da temperatura média referida anteriormente (T_{filme})

Na tabela A.7 estão representados os valores obtidos para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor.

Tabela A.7. Valores obtidos para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor para as temperaturas registadas no inverno

Ventiladores	Re_D	\overline{Nu}_D	$\bar{h}(W. m^{-2}. K^{-1})$
1,2	$7,18 \times 10^5$	3863,61	111,24
3,4	$7,87 \times 10^5$	4140,43	114,01
5,6,7,8,9,10,11,12	$7,87 \times 10^5$	4139,87	109,60

Na tabela A.8 estão representados os valores para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor, registadas em dias mais quentes

Tabela A.8. Valores para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor, em dias mais quentes

Ventilador	$v_{ar}(m. s^{-1})$	T entrada placa (°C)	T saída placa (°C)	T média placa (°C)	T saída ar (°C)	T média (°C)	$\rho(kg. m^{-3})$	$\mu(Pa. s)$	Pr	$k(W. m^{-1}K^{-1})$
1,2	14,11	116,8	78,2	97,5	26,2	61,85	1,056	$2,01 \times 10^{-5}$	0,702	0,0298
3,4	14,03	78,2	71,4	74,8	27,2	51,00	1,092	$1,96 \times 10^{-5}$	0,704	0,0281
5,6,7,8,9,10,11,12	13,08	71,4	51,4	61,4	25,7	43,56	1,118	$1,93 \times 10^{-5}$	0,704	0,0275

Na tabela A.9 estão representados os valores obtidos para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor, a partir da equação (4.1)

Tabela A.9. Valores obtidos para o cálculo do coeficiente pelicular de transferência de calor para as temperaturas registadas nos dias mais quentes

Ventiladores	Re_D	\overline{Nu}_D	$\bar{h}(\text{W. m}^{-2}. \text{K}^{-1})$
1,2	$7,66 \times 10^5$	4057,61	113,30
3,4	$8,08 \times 10^5$	4221,60	114,62
5,6,7,8,9,10,11,12	$7,85 \times 10^5$	4134,03	109,84

- Cálculo do calor disponível pelos ventiladores para arrefecer a placa até à temperatura final pretendida

Considerou-se o valor do coeficiente pelicular de calor mais elevado, nos cálculos anteriores, sendo este de $144,62 \text{ W. m}^{-2}. \text{K}^{-1}$

$$q = \bar{h} \times A_{placas} \times \Delta T_{lm}$$

$$= 144,62 \times 1,035 \times 1,020 \times 20 \times \frac{(152 - 20) - (20 - 12)}{\ln\left(\frac{152-20}{20-12}\right)} = 1,12 \times 10^5 \text{ W}$$

- Cálculo do erro relativo

$$erro\ relativo = \frac{q_{real} - q_{equações}}{q_{real}} = \frac{1,31 \times 10^5 - 1,12 \times 10^5}{1,31 \times 10^5} = 14,5\%$$

A.2.1.2. Dimensionamento do permutador compacto

Na tabela A.10 e figura A.3 estão representados os valores estipulados para o dimensionamento do permutado compacto ⁽¹⁶⁾

Tabela A.10. Dimensões estipuladas para o dimensionamento do permutador em estudo

Comprimento (m)	2
Altura (m)	1,5
Largura (m)	0,5

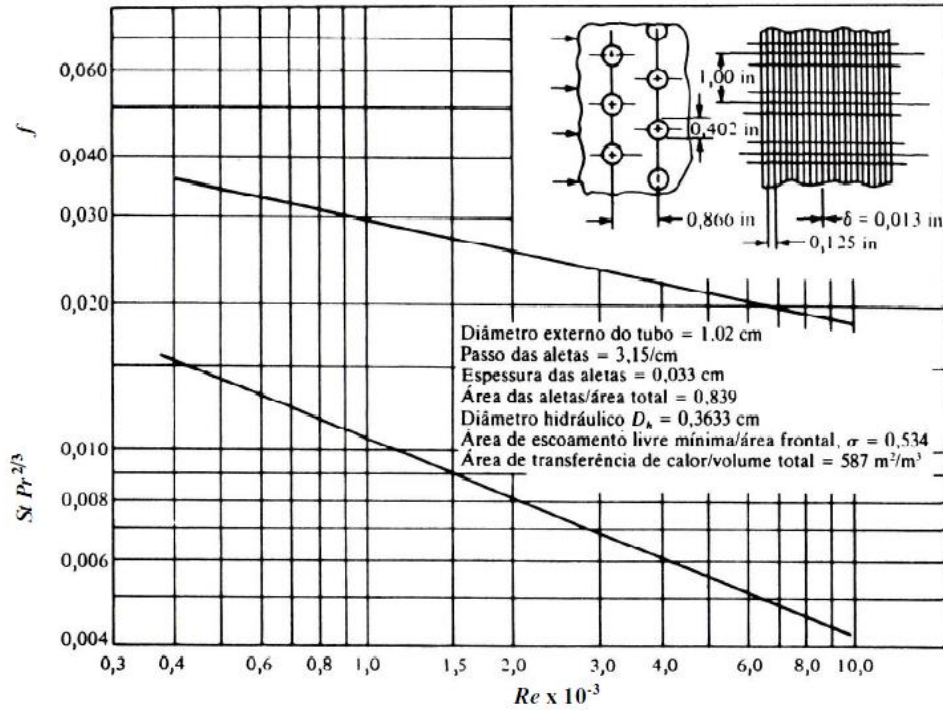


Figura A.3. Transferência de calor e fator de atrito no escoamento através de um feixe de tubos cilíndricos com alhetas de chapa contínua

Na tabela A.11 estão representados os valores usados para o dimensionamento do permutador compacto

Tabela A.11. Valores usados para o dimensionamento do permutador compacto

	Fluido interior dos tubos	Fluido exterior dos tubos (alhetas)
Temperatura de entrada (°C)	7	35
Temperatura de saída (°C)	12	12
Temperatura média (°C)	9,5	23,5
Caudal (m ³ . h ⁻¹)	198	150000
ρ (kg. m ⁻³)	995,45	1,193
μ (Pa. s)	$1,33 \times 10^{-3}$	$1,84 \times 10^{-5}$
k(W. m ⁻¹ . K ⁻¹)	0,587	0,0259
C _p (J. kg ⁻¹ . s ⁻¹)	4193	1004,8

Para o exterior dos tubos (alhetas)

- Cálculo do fluxo mássico

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{min}}$$

- Cálculo da área mínima transversal ao escoamento do fluido

A partir da figura A.3 verifica-se que:

$$A_{min}/A_f = 0,534$$

Sendo a área frontal como:

$$A_f = 2 \times 1,5 = 3m^2$$

$$\text{Então retira - se que } A_{min} = 3 \times 0,534 = 1,60m^2$$

$$G = \frac{Q \times \rho}{A_{min}} = \frac{(150000/3600) \times 1,193}{1,60} = 31,03kg.m^{-2}.s^{-1}$$

- Cálculo do número de Reynolds

$$Re = \frac{G \times D_h}{\mu} = \frac{310,68 \times 0,3633 \times 10^{-2}}{1,84 \times 10^{-5}} = 6,13 \times 10^3$$

É de salientar que o valor do Diâmetro hidráulico (D_h) encontra-se na figura A.3.

Com o valor do Re e com o auxílio da figura A.3 retira-se o valor de j_h , apresentando este um valor de 0,0051

- Cálculo do número de Stanton

$$j_h = St \times Pr^{2/3} \leftrightarrow 0,0051 = St \times \left(\frac{C_{pe} \times \mu_e}{k_e} \right) \leftrightarrow$$
$$0,0051 = St \times \left(\frac{1,0048 \times 10^3 \times 1,84 \times 10^{-5}}{0,0254} \right) \leftrightarrow St = 0,006$$

- Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor

$$St = \frac{h'}{G \times C_{pe}} \leftrightarrow h' = 0,006 \times 31,03 \times 1,0048 \times 10^3 = 200 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Para o interior dos tubos

Considerando desprezável a espessura dos tubos, teremos que o diâmetro interno dos tubos será aproximadamente igual ao diâmetro externo dos mesmos, que segundo a figura A.3 representa o valor de 0,0102 m.

- Cálculo do número de tubos verticais

$$largura = Nt_v \times (\text{espaçamento entre tubos verticais} + di) \leftrightarrow$$
$$0,5 = Nt_v \times (15,2 \times 10^{-3} + 1,02 \times 10^{-2}) \leftrightarrow Nt_v = 20$$

O espaçamento entre os tubos verticais, como pode ser evidenciado na figura A.3, corresponde à distância entre o raio de um tubo e o raio do tubo seguinte, sendo por isso necessário subtrair esse valor pelo diâmetro do tubo para saber o valor real desse espaçamento. A distância referida anteriormente corresponde a 1,00 in, isto é 25,4 mm.

$$\text{Assim, o espaçamento entre tubos verticais} = 25,4 - (1,02 \times 10^1) = 15,2 \text{ mm}$$

- Cálculo do número de tubos horizontais

$$\text{comprimento} = Nt_h \times (\text{espaçamento entre tubos horizontais} + di) \leftrightarrow$$
$$2 = Nt_h \times (12,0 \times 10^{-3} + 1,02 \times 10^{-2}) \leftrightarrow Nt_h = 90$$

Relativamente ao espaçamento, procedeu-se da mesma forma como explicado no cálculo do número de tubos verticais.

Assim *espaçamento entre tubos verticais* = $22 - (1,02 \times 10^1) = 12 \text{ mm}$

- Cálculo do número de tubos totais

$$Nt = Nt_v \times Nt_h = 90 \times 20 = 1800$$

- Cálculo da velocidade no interior dos tubos

$$v_i = \frac{Q}{\pi \times \frac{d_i^2}{4} \times Nt} = \frac{(198/3600)}{\pi \times \frac{0,0102^2}{4} \times 1800} = 0,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Cálculo do número de Reynolds

$$Re_i = \frac{\rho_i \times v_i \times d_i}{\mu_i} = \frac{995,45 \times 0,37 \times 0,0102}{1,33 \times 10^{-3}} = 2,86 \times 10^3$$

- Cálculo do L/d

O L diz respeito ao comprimento do tubo, que neste caso será a altura do permutador a dimensionar, isto é será 1,5 m. E o diâmetro do tubo, que já como foi visto anteriormente é de 1,02 cm.

$$\text{Assim } L/d = 1,5 / (1,02 \times 10^{-2}) = 147$$

Com este parâmetro e com o valor de Reynolds retirou-se o valor de j_h a partir da figura A.4

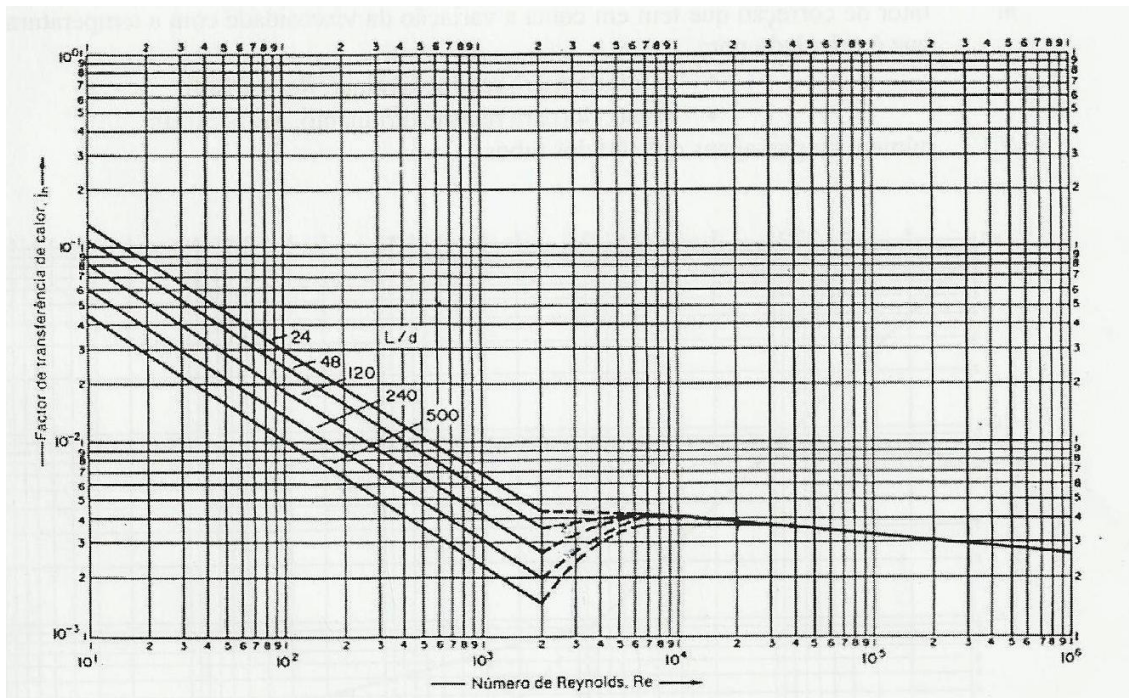


Figura A.4. Fator de transferência de calor para o fluido que circula no interior dos tubos

A partir da figura A.4 verifica-se que o valor j_h de apresenta um valor de $2,9 \times 10^{-3}$

- Cálculo do coeficiente de transferência de calor para o fluido que circula no interior dos tubos

$$\frac{h_i \times d_i}{k_i} = j_h \times Re_i \times Pr^{0,33} \leftrightarrow \frac{h_i \times 0,0102}{0,587} = 2,9 \times 10^{-3} \times 2,86 \times 10^3 \times 9,50^{0,33}$$

$$\leftrightarrow h_i = 1313 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

- Cálculo da potência térmica do permutador

$$\frac{1}{U \times A} = \frac{1}{A_i \times h_i} + \frac{1}{A_t \times h' \times \eta'}$$

- Cálculo da área do fluido que circula no interior dos tubos

$$A_i = d_i \times \pi \times L \times N_t = 0,0102 \times \pi \times 1,5 \times 1800 = 86,48 m^2$$

- Cálculo da área total de transferência de calor

Segundo a figura A.3:

$$\text{Área de transferência de calor} / \text{Volume total} = 587 m^2 \cdot m^{-3}$$

$$\begin{aligned} \text{Volme total} &= \text{comprimento} \times \text{largura} \times \text{profundidade} = 2 \times 0,5 \times 1,5 \\ &= 1,5\text{m}^3 \end{aligned}$$

$$\text{Assim a } A_t = 1,5 \times 587 = 880,5\text{m}^2$$

- Cálculo da eficiência de uma superfície alhetada, arbitrando que a eficiência da alheta é 0,8

$$\eta' = \beta \times \eta + 1 - \beta = 0,839 \times 0,8 + 1 - 0,839 = 0,83$$

$$\frac{1}{U \times A} = \frac{1}{28,83 \times 1313} + \frac{1}{880,5 \times 200 \times 0,83} \leftrightarrow UA = 5,44 \times 10^4 \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$q = U \times A \times \Delta T_{lm} = 5,44 \times 10^4 \times 11,80 = 6,42 \times 10^5 \text{W} = 642 \text{kW}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{qe} - T_{fs}) - (T_{qs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{qe} - T_{fs}}{T_{qs} - T_{fe}}\right)} = \frac{(35 - 12) - (12 - 7)}{\ln\left(\frac{35-12}{12-7}\right)} = 11,80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A.2.2. Setor dos revestimentos

Na tabela A.12 estão representados os valores necessários para o cálculo da energia necessária para o processo de refrigeração no setor dos revestimentos

Tabela A.12. Valores usados para o cálculo da energia necessária para o processo de refrigeração

Caudal medido da água do poço (m ³ .h ⁻¹)	18
Temperatura da água entrada das máquinas produtivas (°C)	19
Temperatura da água à saída das máquinas produtivas (°C)	30

- Cálculo da energia necessária para o processo de refrigeração no setor dos revestimentos

$$q = Q \times Cp \times \rho \times (T_{qe} - T_{qs}) =$$

$$(18/3600) \times 4183 \times 997,66 \times (30 - 19) = 2,30 \times 10^5 W$$

Por motivos de segurança, estipulou-se que o caudal de água do poço seria de 22,5 m³.h⁻¹, invés do 18 m³.h⁻¹.

De forma a satisfazer as necessidades energéticas no processo de refrigeração aquando condição de temperaturas elevadas no setor dos revestimentos considerou-se uma potência térmica de 450 kW.

Arbitrou-se que a temperatura de saída de água do permutador a instalar seria de 13°C, e sendo assim determinou-se para as condições anteriores a temperatura à entrada do mesmo.

$$\begin{aligned} q &= Q_q \times Cp_q \times \rho_q \times (T_{qe} - T_{qs}) \leftrightarrow 4,50 \times 10^5 W \\ &= (22,5/3600) \times 4184 \times 997,77 \times (T_{qe} - 13) \leftrightarrow T_{qe} = 30,25^\circ C \end{aligned}$$

- Cálculo do caudal de água fria proveniente do tanque de água fria para arrefecer a água proveniente do poço, às condições acima referidas

$$\begin{aligned} q &= Q_f \times Cp_f \times \rho_f \times (T_{fs} - T_{fe}) \leftrightarrow 4,50 \times 10^5 = Q \times 4193 \times 995,45 \times (12 - 7) \\ &\leftrightarrow Q = 77,62 m^3 . h^{-1} \end{aligned}$$

A.2.2.1. Dimensionamento do permutador de placas

Na tabela A.13 está representado os valores arbitrados para o dimensionamento do permutador de placas

Tabela A.13. Valores arbitrados para o dimensionamento do permutador em estudo

Espessura das placas (mm)	0,5
Largura das placas (mm)	460
Comprimento das placas (mm)	804
Espaçamento entre placas (mm)	4
Número de placas	49

Na tabela A.14 estão representados os valores usados para o dimensionamento do permutador de placas

Tabela A.14. Valores para os fluidos que circulam nas placas

	Fluido quente	Fluido frio
Temperatura de entrada (°C)	30,25	7
Temperatura de saída (°C)	13	12
Caudal (m ³ . h ⁻¹)	22,5	77,6
Temperatura média (°C)	21,6	9,5
ρ (kg. m ⁻³)	997,77	995,45
μ (Pa. s)	0,958 × 10⁻³	1,33 × 10⁻³
k (W. m ⁻¹ . K ⁻¹)	0,603	0,584
C_p (J. kg ⁻¹ . s ⁻¹)	4184	4193

- Cálculo do diâmetro equivalente

$$d_{eq} = 2 \times b = 2 \times 0,004 = 0,008 \text{ m}$$

Os parâmetros para ambos os fluidos são iguais, procedendo-se ao exemplo de cálculo de apenas um deles

- Cálculo do caudal mássico do fluido frio

$$\dot{m} = \frac{Q_q}{\rho_q} = \frac{77,62/3600}{995,45} = 21,46 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Cálculo da velocidade do fluido no espaço entre as placas para o fluido frio

$$v_p = \frac{\dot{m}}{\rho_f \times w \times b \times \left(\frac{N+1}{2}\right)} = \frac{21,46}{995,45 \times 0,46 \times 0,004 \times \left(\frac{49+1}{2}\right)} = 0,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Cálculo do número de Reynolds para o fluido frio

$$Re = \frac{\rho_f \times v_p \times d_{eq}}{\mu_f} = \frac{995,45 \times 0,47 \times 0,008}{1,33 \times 10^{-3}} = 2806,54$$

- Cálculo do número de Prandtl para o fluido frio

$$Pr = \frac{Cp_f \times \mu_f}{k_f} = \frac{4193 \times 1,33 \times 10^{-3}}{0,584} = 9,55$$

- Cálculo do número de Nusselt para o fluido frio

$$Nu = 0,26 \times Re^{0,65} \times Pr^{0,4} = 0,26 \times 2806,54^{0,65} \times 9,55^{0,4} = 111,76$$

- Cálculo do coeficiente pelicular para o fluido frio

$$h_f = \frac{Nu \times k_f}{d_{eq}} = \frac{111,76 \times 0,584}{0,008} = 8158,17 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Na tabela A.15, apresentam-se os valores obtidos para o coeficiente pelicular de transferência de calor para ambos os fluidos

Tabela A.15. Valores obtidos para o coeficiente pelicular de transferência de calor para ambos os fluidos

	Fluido frio	Fluido quente
d_{eq} (m)	0,008	0,008
\dot{m} (kg. s ⁻¹)	21,46	6,24
v_p (m. s ⁻¹)	0,47	0,14
Re	2806,54	1132
Pr	9,55	6,65
Nu	111,76	53,6
h (W. m ⁻² . K ⁻¹)	8158,17	4039,03

- Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + \frac{1}{h_f} + \frac{\Delta x}{k_p} \leftrightarrow \frac{1}{U} = \frac{1}{4039,03} + \frac{1}{8158,17} + \frac{0,5 \times 10^{-3}}{15,2} \leftrightarrow$$

$$U = 2481,05 \text{ W. m}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

- Cálculo da área de transferência de calor

$$A = N \times a = N \times L \times w = 49 \times 0,804 \times 0,460 = 18,12 \text{ m}^2$$

- Cálculo da potência térmica transferida no permutador, a partir do método da eficiência- número de unidades de transferência

$$q = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{qe} - T_{fe})$$

- Cálculo do C_{min}

$$\dot{m}_q \times Cp_q = 6,24 \times 4184 = 2,61 \times 10^4 \text{ J. s}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$\dot{m}_f \times Cp_f = 21,46 \times 4193 = 9,00 \times 10^4 \text{ J. s}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

Então:

$$C_{min} = \dot{m}_q \times Cp_q = 2,61 \times 10^4 \text{ J. s}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$C_{max} = \dot{m}_f \times Cp_f = 9,00 \times 10^4 \text{ J. s}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

- Cálculo do NTU_{min}

$$NTU_{min} = \frac{U \times A}{C_{min}} = \frac{2481,05 \times 18,12}{2,61 \times 10^4} = 1,72$$

- Cálculo do C^*

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{2,61 \times 10^4}{9,00 \times 10^4} = 0,29$$

- Cálculo da eficiência térmica do permutador

$$\varepsilon = \frac{\exp[(1 - C^*) \times NTU_{min}] - 1}{\exp[(1 - C^*) \times NTU_{min}] - C^*} = 0,77$$

Então:

$$q = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{qe} - T_{fe}) \leftrightarrow q = 0,77 \times 2,61 \times 10^4 \times (30,25 - 7) \\ = 4,68 \times 10^5 W$$

A.2.2.2. Dimensionamento das tubagens

Na figura A. 5 apresenta-se o esquema das tubagens e das respetiva bomba, que se pretende instalar na empresa Monteiro, Ribas- Indústrias, SA.

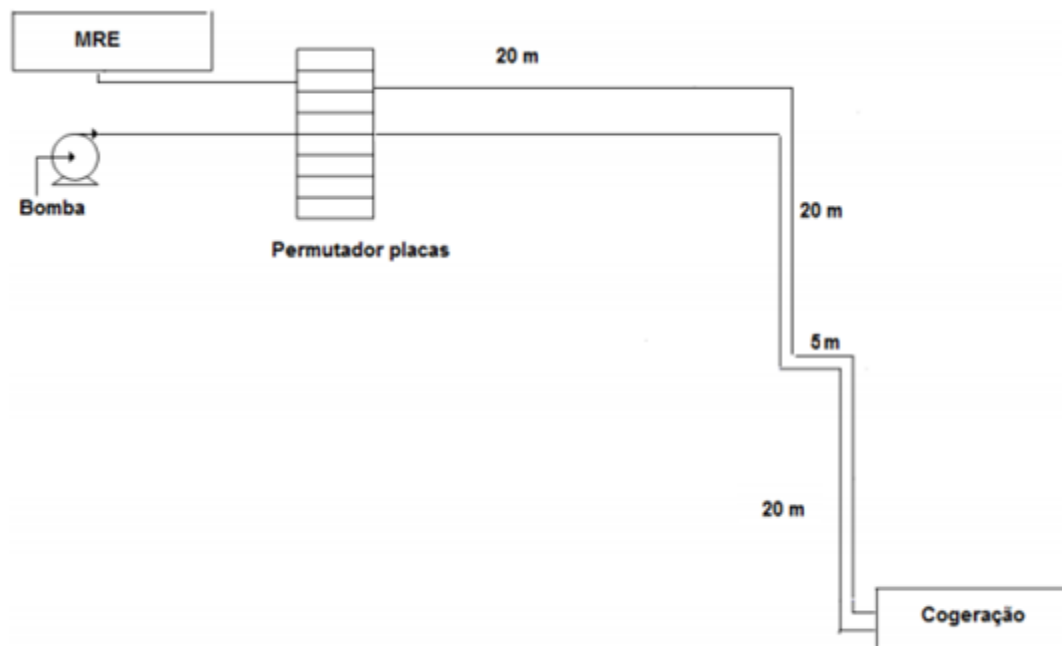


Figura A.5.Esquema das tubagens e bombas que se pretendem instalar na empresa em estudo

Note-se que a preocupação para este trabalho surge no dimensionamento da bomba para aspirar a água do poço para os processos produtivos do setor MRE. Em relação à água da cogeração, apenas existe preocupação na tubagem, uma vez que a empresa já dispõe de uma bomba hidráulica que permite satisfazer as necessidades impostas para este sistema.

As tubagens escolhidas foram em aço sem costura (tabela A.16.)

Tabela A.16. Tubagens de aço sem costura DIN 2448

Código	Medidas				Preço / Mt (€)
	mm	Poleg.	Ext.	Espess.	
7010010103	15	½"	21,3	2,3	3,79
7010010104	20	¾"	26,9	2,3	4,80
7010010105	25	1"	33,7	2,6	6,06
7010010106	32	1 ¼"	42,4	2,6	8,35
7010010107	40	1 ½"	48,3	2,6	8,47
7010010108	50	2"	60,3	2,9	12,50
7010010109	65	2 ½"	76,1	2,9	19,10
7010010110	80	3"	88,9	3,2	20,76
7010010111	100	4"	114,3	3,6	30,20
7010010112	125	5"	139,7	4,0	41,18
7010010113	150	6"	168,3	4,5	57,52
7010010114	200	8"	219,1	6,3	104,60
7010010115	250	10"	273,0	6,3	166,66
7010010116	300	12"	323,9	7,2	215,52
7010010117	350	14"	355,6	8,0	233,81
7010010118	400	16"	406,4	8,8	354,15
7010010119	500	20"	508,0	11,0	S/C
7010010120	600	24"	610,0	12,5	S/C

S/C: preço sob consulta

O diâmetro interno escolhido foi de 125 mm sendo o diâmetro externo de 139,7 mm. Para se obter este valor calculou-se a área interna da tubagem:

$$A_{tubagem} = \pi \times r^2 = \pi \times \left(\frac{125 \times 10^{-3}}{2} \right)^2 = 0,012 m^2$$

A partir da área interna da tubagem e do caudal de água usado a partir da cogeração, calculou-se a velocidade de escoamento do fluido:

$$v_{escoamento} = \frac{Q}{A_{tubagem}} = \frac{77,62/3600}{0,012} = 1,80 m \cdot s^{-1}$$

A.2.2.3. Dimensionamento das bombas

Na tabela A.17 estão representados os valores usados para o dimensionamento da bomba, sendo que posteriormente procede-se ao cálculo da mesma

Tabela A.17. Valores usados para o dimensionamento das bombas

Comprimento total da tubagem (L_{eq}) (m)	65
Diâmetro da tubagem (ϕ) (m)	0,125
L_{eq}/D dos joelhos	35
Área da tubagem ($A_{tubagem}$) (m^2)	0,012
Velocidade de escoamento da água ($v_{escoamento}$) ($m \cdot s^{-1}$)	1,80

- Cálculo do número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \times v_{escoamento} \times \phi}{\mu} = \frac{997,77 \times 1,80 \times 0,125}{0,958 \times 10^{-3}} = 2,34 \times 10^5$$

Logo é regime turbulento

A partir do número de Reynolds e com o valor de rugosidade do tubo, que sendo aço apresenta o valor de $4,6 \times 10^{-5}$, retirou-se o fator de Fanning a partir da figura A.6.

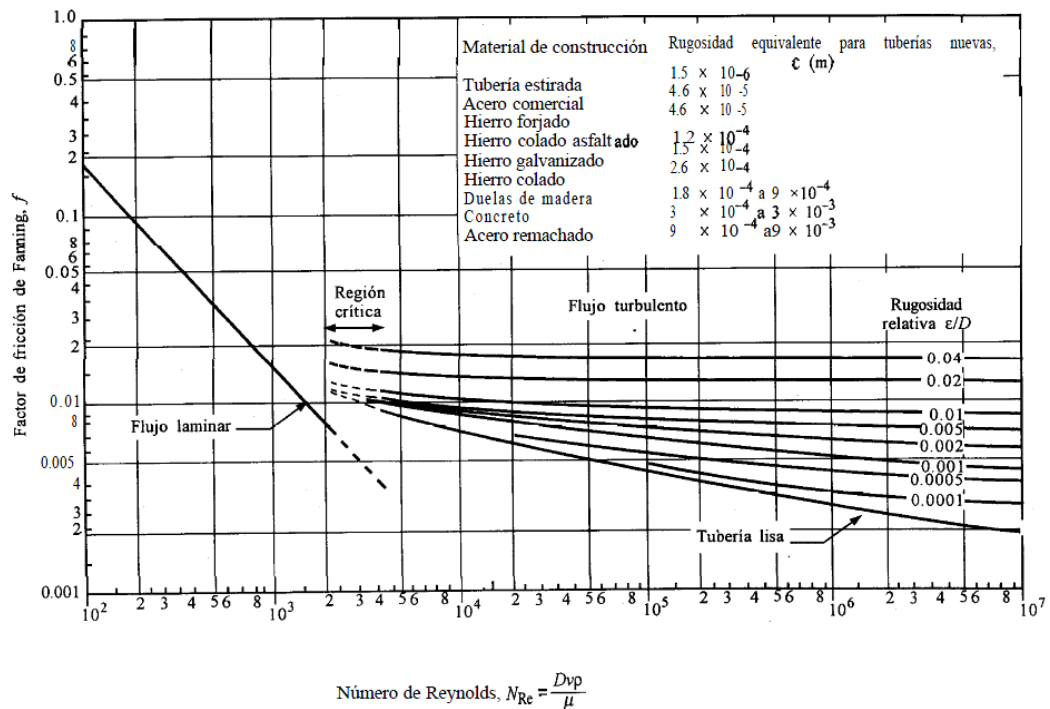


Figura A.6. Diagrama de Moody para fatores de atrito no interior de tubos

Através da figura A.6 retirou-se o valor do fator de Fanning sendo este de 0,008.

De seguida foram calculadas as perdas nas tubagens:

$$\sum h_{perdas} = 2 \times f \times \left(\sum \frac{L_{eq}}{\phi} \right) \times \frac{v_{tubagem}^2}{g} = 2 \times 0,008 \times \left(\frac{65}{0,125} + 3 \times 35 \right) \times \frac{1,80^2}{9,8}$$

$$= 3,31m$$

$$H_B = \frac{P_2 - P_1}{\rho \times g} + \left(\frac{v_{tubagem\ final}^2 - v_{tubagem\ inicial}^2}{2 \times g} \right) + (z_2 - z_1)$$

Considerando que as velocidades de escoamento inicial e final são iguais, e considerando que a diferença de cotas será 5 m e a pressão de trabalho de 2,5 bar

$$H_B = \frac{2,5 \times 10^5}{997,77 \times 9,8} + 5 = 31m$$

Com o valor de H_B e com o valor de água a usar de $77,62\text{ m}^3\text{h}^{-1}$, consultou-se um catálogo da Grundfos para as bombas centrífugas, sendo que a bomba selecionada é do tipo CRE 1, 64 (figura A.7)

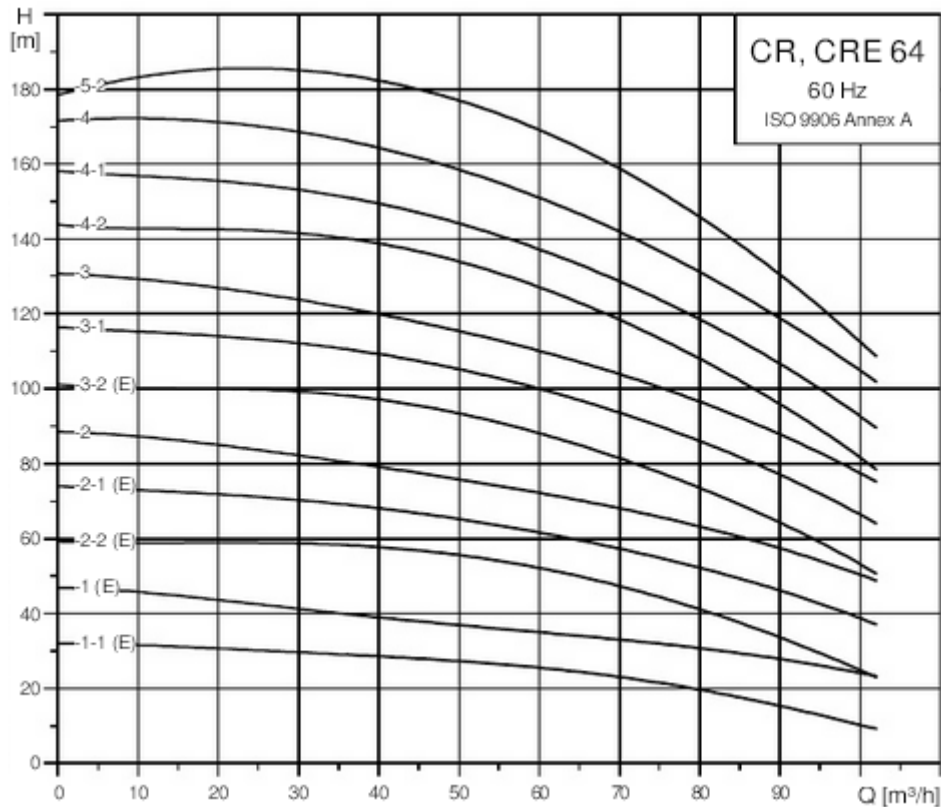


Figura A.7. Seleção do equipamento a instalar

A.2.3. Comparação entre o potencial térmico disponível e as necessidades energéticas dos dois processos

$$\begin{aligned} \text{caudal total necessário para os processos (setor K + MRE)} &= 198 + 77,62 \\ &= 275,62 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 0,077 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned}$$

energia necessária para os processos

$$= 0,077 \times 4193 \times 995,45 \times (12 - 7) \times (1 \times 10^{-6}) \times 292 = 469,23 \text{ MWh}$$

energia necessária para o processo setor K

$$\begin{aligned} &= (198/3600) \times 4193 \times 995,45 \times (12 - 7) \times (1 \times 10^{-6}) \times 292 \\ &= 335,17 \text{ MWh} \end{aligned}$$

energia necessária para o processo setor MRE

$$\begin{aligned} &= (77,62/3600) \times 4193 \times 995,45 \times (12 - 7) \times (1 \times 10^{-6}) \times 292 \\ &= 131,39 \text{ MW} \end{aligned}$$

$$\text{potencial térmico disponível} = 163,9 \text{ MWh}$$

$$\text{energia necessária} = 131,39 + 335,17 - 163,9 = 303 \text{ MWh}$$

$$\text{custo da energia adquirida à rede} = 303 \times 1000 \times 0,05 = 15\,150\text{€}$$

A.2.4. Dados para o cálculo da energia necessária no setor K

Tabela A.18. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 9 de Abril-**S394.97**

Dimensões	Acabamento	Espessura	Hora início	Hora fim	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉	T ₁₀	T ₁₁	T ₁₂
(mm)		(mm)			(° C)											
1315 x 885	Luso Creme	3	10:2	10:8	14,4	16,4	43,4	45,4	51	66,4	53,2	106,8	68,2	51,8	27,8	14,4
			10:8	10:14	13,6	16,2	47,8	36,4	59,4	61	54,2	114,4	76,4	69,6	37,2	14,4

Tabela A.19. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 10 de Abril-**S394.02**

Dimensões	Acabamento	Espessura	Hora início	Hora fim	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉	T ₁₀	T ₁₁	T ₁₂
(mm)		(mm)			(° C)											
1315 x885	Azul Porto	4	13:45	13:51	16,8	17,6	38,8	32,2	58,4	61,6	50,2	100,6	65,8	52	31,8	16,4

Tabela A.20. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 11 de Abril-S394.02

Dimensões	Acabamento	Espessura	Hora início	Hora fim	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉	T ₁₀	T ₁₁	T ₁₂
(mm)		(mm)			(° C)											
1315 x 1020	4	9.08	9.14	26,4	18,4	45,2	33,6	64,2	65,4	54,8	93,2	66,4	53,6	33,6	14,6	
		9.14	9.19	26,4	18,8	45,2	34,8	66,4	68,4	52,8	100,4	68,2	53,2	32,4	14,8	
		9.19	9.26	33,6	20,4	47,2	34,6	68,2	72,4	61,6	121,4	82,8	65,6	38,4	14,6	
		9.26	9.32	31,4	20,4	45,2	34,6	58,2	70,4	57,8	132,8	75,8	65,6	37	14,6	
		9.32	9.38	26,4	18,4	28,8	32,2	52	68,8	58,6	128,2	80,8	63,2	37,4	14,8	38,8
		12.04	12.12	15,8	17,6	40,8	34,6	68,8	68,6	52,8	93,6	72,8	60,2	34,2	15,6	
		12.12	12.17	16,4	18,2	43,6	33,2	69,8	74,2	58	123,6	84,2	75	38,2	15,6	
		12.44	12.49	16,2	19	41,6	37,2	63,6	78	61	128,4	87,8	74,2	40,8	16,6	
		12.52	12.58	16,6	19,2	45,4	36,6	78,2	79,6	64,4	144,4	90	72,8	39,6	16,6	
		12.58	13.05	17,2	19,2	45,2	35,2	62,6	78,6	64,2	144,6	90,6	72,4	44,4	16,8	
		13.05	13.11	17,2	18,8	45,6	36,8	83	72,4	61,4	152	92,8	75,8	45,4	16,8	
		13.11	13.18	16,8	19,4	46,4	36,6	82,6	82,6	64	147,2	93	76	42	16,8	
		13.18	13.24	16,4	19,4	44,2	36,6	81,6	80,6	65,4	146,6	88,8	76,8	49,4	16,8	
		13.25	13.30	16,8	19,2	45,8	38,4	83,8	83,6	58,8	148,2	88,4	73,2	42,4	16,8	
		13.31	13.38	17,6	19,2	46,6	37,8	77,8	82,2	65,8	148,2	89,2	73,4	44,2	17,4	40,8

As variáveis a negrito dizem respeito às condições máximas de calor, nos fornos. Como se detetou que as placas no final registavam temperaturas elevadas reduziu-se a temperatura do 2º IRK para 50°C.

Tabela A.21. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 12 de Abril -**S162.02**

Dimensões	Espessura	Hora início	Hora fim	T₁	T₂	T₃	T₄	T₅	T_{5"}	T₆	T₇	T₈	T₉	T₁₀	T₁₁	T₁₂	T₁₃
(mm)	(mm)			(° C)													
		8:48	9.00	15,2	36,8	46,6	39,6	79,4	59	65,4	57,2	134,4	76,6	65,4	42	16,2	
		9.01	9.06	14,8	34,6	45	36	76	53	63,2	57,4	134,8	90,8	74,4	39,4	16,2	41,6
		9.06	9.12	14,8	35,8	46,2	38,6	66,2	55	61	56,4	134,4	86,2	72,2	39,4	16,2	
		9.12	9.19	14,8	37,2	46,4	39	73,2	55,2	63,4	56,2	134,8	84,4	72,4	40,2	16,2	
		9.19	9.25	14,8	41,6	47	39,2	74,4	54,2	62,8	56,6	134,6	86,6	71,4	39,8	16,2	
		9.25	9.33	15	42,2	47,6	39,2	73,6	55,6	63,6	58,4	134,6	88,4	74,4	39,6		
1315 x 1020	3	9.34	9.38	14,4	42,6	49,4	39,6	66,6	54,4	63,8	57,2	134	88	72,4	40,4		
		9.38	9.45	14,6	43,2	49,2	38,8	64,4	54,2	62,6	58,8	134,8	87,8	72,8	40,2		
		9.45	9.50	14,6	42,6	48,2	39	65,2	55	62,6	57,4	132	87,2	73,2	40,6		
		9.50	9.58	14,4	41,6	48,6	39,2	73,6	53,8	70	62,6	138,8	89,4	73,8	41		
		9.58	10.05	14,6	43	47,6	39	74,8	55,4	76,6	67,6	139,4	92,6	77,4	42,4	17,8	
		10.05	10.13	14,6	43	47,6	40,2	74	57,2	78,8	69,8	139,8	94,6	78,6	44,2	18,2	42
		10.15	10.20	15,4	40,2	46,8	39,8	75,6	57,6	81	72,4	144,6	98,4	80,6	41,6		
		10.20	10.27	14,2	35,8	44,6	37,4	78	55,6	80,8	71,4	148,2	91,4	69,2	44,2		

10.27	10.34	14,8	36,4	44,8	37,4	76,4	56,6	81,4	71,8	147,8	97,8	70,4	46,4		
10.34	10.40	14,8	42,2	47,8	40,8	73,4	56	78,4	70,8	145,2	94,2	78,6	43,6	19,6	40,6
11.50	11.54	15,8	29,8	40,2	33,4	70,8	52,8	74,6	66,2	135,6	93,2	65,8	39,4		
11.54	12.00	15,8	28,4	39,4	33,2	73,6	52,6	72,6	64,8	135,6	94,8	75,6	42,4		
12.00	12.07	16	32,6	41,2	33,4	68,6	54	72,8	66,6	142	92,8	75,8	40		
12.08	12.14	15,2	32,8	39,6	34,8	68	53,2	75,8	67,6	143,8	83,8	68	39,6		
12.08	12.14	15,2	32,8	39,6	34,8	68	53,2	75,8	67,6	143,8	83,8	68	39,6		
12.14	12.19	15,8	32,4	40,4	33,8	73,8	56,2	76,2	70,8	145,2	98,2	74,5	44,2	18,2	
12.19	12.26	15,2	26	40,6	34	65,4	54,4	76,4	68,2	143,8	96,2	78,8	44,6	18,2	
12.26	12.34	15,2	27,4	39,8	33,8	73,8	55,8	75,2	67,6	146	97	90,8	48	18,6	42,8
12.43	12.49	16	28,6	41,4	37,6	73,6	62,2	79,8	74,2	143,2	104,2	87,2	39,8		
12.49	12.55	15,4	26,8	39,6	35,2	72,8	57,2	74,2	71,4	139,8	98,8	84,4	47		
12.55	13.01	15,6	29	38,6	34	71,4	54,8	76,8	69,6	141,2	99,6	82,8	43,8	19,2	
13.01	13.08	15,4	32,2	38,2	35,2	69,6	56,2	54,2	70,2	136,2	96,8	85	44,8	19,2	39,6

Tabela A.22. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 12 de Abril -**S392.97**

Hora início	Hora fim	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T _{5"}	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉	T ₁₀	T ₁₁	T ₁₂	T ₁₃
(° C)															
14:29	14:35	16,2	38,6	46,2	36,4	72,2	54,2	74,8	63,6	143,6	87,6	74,8	42,4	18,2	
14:35	14:41	15,8	38,4	45,4	35,8	74,8	54,4	73,2	64,8	142,6	88,8	76,6	46,8	18,2	
14:41	14:47	15,6	38,4	44,6	34,8	68,4	53,8	72	62,4	141,2	87,2	74,6	46,8	18,2	
14:47	14:53	15,4	37	45,2	34,8	68,4	51,8	72,8	63,6	142,2	88,8	76,6	44,8	18,2	
14:53	14:59	15,6	38,4	45,4	35,2	67,6	51,2	72,8	62,2	141,4	88,6	74,8	46,6	18,2	
14:50	15:05	15,2	38,2	44,6	35	72,2	53,6	72,6	62,6	145,6	88,4	76,8	45,2	18,2	
15:05	15:11	16,2	37,6	45,8	35,6	72,8	51,6	75	65,8	143,2	88,2	75,4	43,4	19,8	
15:11	15:18	15,4	38,2	45,4	36	75,6	52,2	75	65,6	144,4	91,2	78	46,2	19,8	
15:18	15:24	15,2	39,2	45,8	35,2	69,2	54,6	75,6	63,8	146,2	91,4	78,2	45,4		
15:24	15:30	15,2	37,4	54,8	35,2	68,2	52,6	73,6	66,4	144,8	90,6	77,6	45,4	19,6	50,2

Tabela A.23. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 15 de Abril-S394.02

Hora início	Hora fim	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉	T ₁₀	T ₁₁	T ₁₂	T ₁₃
(° C)														
9:46	9:53	21,6	31,4	44,4	32,8	71,8	53,8	46,6	92,6	65,2	56,6	35	18,4	
9:53	9:59	21,4	34,8	43,8	33,8	75,6	54,2	46,6	95,8	66,2	56,6	36,8	18,4	
9:59	10:06	19,4	32,8	42,2	32,6	73,4	54,4	46,8	93,8	66,4	57	35,6	18,4	
10:06	10:14	23,8	35	44	35,2	74,8	53,4	47	86,8	62,4	54,6	33	18,4	
10:14	10:20	28,4	39	46,8	37,2	73,8	54,8	48,8	92,6	66,2	57,8	36,4	18,2	
10:20	10:27	27,2	39,4	47,4	36,6	79,2	54,8	48,8	94,2	66,6	57,8	36,2		43,8
10:39	10:45	18,4	32,6	43,4	33,2	69,8	58,2	50,2	92,2	67	57,6	37,8		
10:45	10:51	21,6	31	45,6	35,6	70,8	60,6	52,6	94,8	68,8	59,2	37,4	19,2	
11:42	11:47	23,6	37,4	44,8	35,8	69,4	59,2	52,2	93	66,8	57,2	36,8	20	
11:48	11:54	24,2	38,4	46,4	36,4	71,4	60,4	51,8	95,4	67,8	58,6	38,2	20	
11:54	12:00	22,8	35,6	45,6	35	71,8	60,6	52,6	96,2	68,2	59,8	39,6	20	44,6

Nota: Nestes ensaios apenas 4 cassetes de ventiladores dos fornos IRK ligadas. As temperaturas dos fornos IRK foram respectivamente 50,100, 50. A partir das 10:39 aumentou-se a temperatura do último IRK passou a 100°C

Tabela A.24. Registo das temperaturas no topo e na base de uma placa de 3,0 mm às condições máximas nos equipamentos

Temperatura topo da placa (°C)	18,6	18,2	34,0	44,4	71,4	86,0	154	105	86	34,6
Temperatura na base da placa (°C)	18,6	17,8	30,4	38,8	53,7	78,4	126	109,4	74	35,4

Tabela A.25. Registo das temperaturas no topo e na base de uma placa de 4,0 mm às condições máximas nos equipamentos

Temperatura topo da placa (°C)	16,6	18,4	35,6	44,2	78,0	83,2	167	100,6	83,6	53,2	39
Temperatura na base da placa (°C)	16,6	17,4	31,6	33,2	48,2	65,4	121	102,6	93	47,8	41,6

Tabela A.26. Registo das temperaturas no topo e na base de uma placa de 6,0 mm às condições máximas nos equipamentos

Temperatura topo da placa (°C)	36,2	69,2	51,4	72,0	60,2	131,2	82,2	70,6	47,2
Temperatura na base da placa (°C)	38,8	40,4	49,4	49,6	47,2	70,8	69	59,2	48,4

Tabela A.27. Levantamento das necessidades energéticas do setor K relativas ao dia 16 de Abril-S162.02

Hora início	Hora fim	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉	T ₁₀	T ₁₁	T ₁₂	T ₁₃
(° C)														
13:45	13:51	18,2	20,4	33,4	45,6	63,4	49,0	61,6	144,4	101,4	85,2	38,6	20,6	
		18	20,2	27,6	42,4	55,2	53,6	60,6	109,2	83,4	69,2	40,8		
13:51	13:57	16,6	20,6	34,0	44,6	65,6	49,2	61,2	140,8	97,4	82,6	41,2		
		16,2	19,8	27,7	41,6	54,6	53,2	59,8	112,4	97,2	74,0	42,8		
13:57	14:03	16,6	20,0	33,4	44,4	64,2	51,8	61,2	137,8	98,4	83,0	43,0	20,8	
		16,2	19,6	27,2	41,8	56,6	52,4	60,8	113,8	87,2	70,2	43,2		
14:03	14:09	15,8	20,6	34,0	44,8	64,6	52,0	61,6	139,2	98,6	82,4	44,8		
		16,0	19,2	27,4	43,2	56,8	52,6	60,8	115,4	83,8	71,8	43,4		
14:09	14:15	17,2	20,6	33,4	44,4	63,8	50,8	60,4	143,4	100,8	84,0	44,2	21,2	
		15,8	19,2	26,4	40,0	54,4	52,4	59,6	116,0	88,4	74,8	42,8		
14:15	14:21	15,6	20,6	33,8	41,8	61,8	49,6	60,2	141,6	99,8	83,7	44,6	20,8	45,2
		15,8	19,2	27,2	39,2	42,2	51,4	58,8	115,8	86,4	74,6	44,6		45,4

Ensaio realizado com uma temperatura no 2º forno de IRK, sem pintura antes do mesmo. Registrou-se nestes ensaios as temperaturas no topo e na base de cada placa

Tabela A.28. Registo das temperaturas das placas aquando o arrefecimento no dia 24 de Abril -**S392.95**

Dimensões (mm)	Espessura (mm)	Temperatura à entrada do 1º,2º ventilador (°C)	Temperatura à entrada do 3º,4º ventilador (°C)	Temperatura à entrada do 5º,6º (°C)	Temperatura final arrefecimento (°C)
1315 x 1020	4	111,0	74,0	60,8	42,0
		99,0	73,6	64,2	47,4
		100,2	74,2	68,4	43,0
		115,0	75,8	66,2	43,6
		112,4	77,2	66,2	44,8
		115,0	77,4	65,4	43,8
		117,0	76,8	64,6	47,2
		118,6	81,4	67,2	49,4
		116,8	78,2	71,4	51,4

Tabela A.29. Registo das temperaturas em diversos pontos no sector da pintura no dia 24 de Abril

Horas	Temperatura ambiente (°C)	T entrada porta (°C)	T entrada dos ventiladores (°C)	T fundo da sala (°C)	T meio da sala (°C)	T perto das placas ventiladores (ensaio) (°C)	T saída dos ventiladores (°C)
09:34	20,6	20,8	22,0	21,9	20,6		
10:20	22,5	20,9	21,8	22,2	21,5	21,9	23,2
12:46	23,8	24,4	24,0	22,8	24,0	25,1	26,1
15:10	25,5	23,5	25,5	24,2	24,5	26,0	26,1

A.3. Determinação do rendimento das caldeiras

Na tabela A.30 e A.31 estão representados os valores usados para a determinação do rendimento da caldeira da central térmica

Tabela A.30. Dados relativos à central térmica ao mês de fevereiro (informação facultada pela Monteiro, Ribas- Indústria, SA)

Água caldeira (m ³)	Gás natural (N. m ³)	Horas queimador
327,7	26.738	186,8

Tabela A.31. Valores relativos para a determinação do rendimento da caldeira da central térmica

Pressão do vapor (bar)	8,5
Temperatura saturação (°C)	172,94
Entalpia do vapor saturado (kJ. kg ⁻¹)	2769,9
Temperatura água caldeira (°C)	100
Entalpia líquido saturado (kJ. kg ⁻¹)	419,1
Volume específico da água (cm ³ . g ⁻¹)	1,044
PCI gás natural (MJ. m ⁻³)	38,574
PCS gás natural (MJ. m ⁻³)	42,674

- Cálculo do rendimento da caldeira da central térmica para o mês de fevereiro

$$\eta_{caldeira} = \frac{A_g \times (H_V - H_A) \times (1/volume\ específico)}{F \times PCI} =$$

$$\frac{327,7 \times \left(\frac{1}{1,044}\right) \times 1000 \times (2769,9 - 419,1)}{26738 \times 38,574 \times 1000} = 0,7154 = 71,54\%$$

Na tabela A.32 e A.33 estão representados os valores usados para a determinação do rendimento da caldeira da cogeração

Tabela A.32. Dados relativos à cogeração no mês de fevereiro (informação facultada pela Monteiro, Ribas- Indústria, SA)

Água caldeira (m ³)	Vapor produzido (toneladas)
463,69	410,40

Tabela A.33. Valores relativos para a determinação do rendimento da caldeira da cogeração

Pressão do vapor na caldeira (bar)	8,7
Entalpia do vapor saturado (kJ. kg ⁻¹)	2771
Temperatura da água de alimentação (°C)	87
Entalpia líquido saturado (kJ. kg ⁻¹)	364,3
Volume específico da água (cm ³ . g ⁻¹)	1,034
Calor nos gases para produção de vapor (kW)	1764
Tempo de funcionamento (h)	368

- Cálculo do rendimento da central de cogeração no mês de fevereiro

$$\eta_{caldeira} = \frac{V \times (H_V - H_A)}{\text{Calor disponível nos gases de escape para produção de vapor} \times t} =$$

$$\frac{410,4 \times 1000 \times (2771 - 364,3)}{1764 \times 368 \times 3600} = 0,423 = 42,30\%$$

A.4. Análise do consumo de vapor

A partir das tabelas A.34 a A.36 determinou-se as perdas de vapor horário na empresa em estudo.

Tabela A.34. Consumo de vapor no dia 4 de abril (informação facultada pela Monteiro, Ribas- Indústria, SA)

Hora	Consumo gás natural central térmica (m ³)	Consumo água caldeira central térmica (m ³)	Consumo vapor cogeração (toneladas)	Consumo água cogeração (L)	Consumo vapor MRE +SRU (toneladas)	Consumo vapor K (toneladas)
00:00	0	0	0,00	0,00	0	0
06:00	890,81	11,1	0,73	10,63	0,15	10,78
07:30	161,67	2,4	0,87	2,30	0,85	3,15
12:00	68,56	0,83	0,71	0,80	7,57	8,37
16:00	0	0	0,00	0	6,93	6,93
20:00	0	0	0,00	0	6,38	6,38
24:00	0	0	0,00	0	7,13	7,13

Tabela A.35. Consumo de vapor no dia 5 de abril (informação facultada pela Monteiro, Ribas- Indústria, SA)

Hora	Consumo gás natural central térmica (m³)	Consumo água caldeira central térmica (m³)	Consumo vapor cogeração (toneladas)	Consumo água cogeração (L)	Consumo vapor MRE +SRU (toneladas)	Consumo vapor K (toneladas)
00:00	0	0	0	0	0	0
06:00	779,24	11,5	0,86	11,02	0,07	11,09
07:30	248,95	3,77	0,88	3,59	0,59	4,18
12:00	0	0	0,00	0,00	6,61	6,61
16:00	0	0	0,00	0,00	5,72	5,72
20:00	0	0	0,00	0,00	4,23	4,23
24:00	0	0	0,00	0,00	4,25	4,25

Tabela A.36. Consumo de vapor no dia 6 de abril (informação facultada pela Monteiro, Ribas- Indústria, SA)

Hora	Consumo gás natural central térmica (m³)	Consumo água caldeira central térmica (m³)	Consumo vapor cogeração (toneladas)	Consumo água cogeração (L)	Consumo vapor MRE +SRU (toneladas)	Consumo vapor K (toneladas)
00:00	0	0	0,00	0,00	0	0
06:00	569	5,75	0,59	5,51	0,15	5,66
07:30	111,83	1,23	0,64	1,18	0	1,18
12:00	85,77	0,69	0,47	0,66	1,06	1,72
16:00	303,09	5,52	1,06	5,29	0,42	5,71
20:00	189,24	1,31	0,40	1,25	0	1,25
24:00	0	0	0,00	0,00	0	0,00

- Exemplo de cálculo para o rendimento da caldeira referente às 6 horas, do dia 4 de abril

$$\eta_{caldeira} = \frac{A_g \times (H_V - H_A) \times (1/volume\ específico)}{F \times PCI} =$$

$$\frac{11,1 \times \left(\frac{1}{1,044}\right) \times 1000 \times (2769,9 - 419,1)}{890,81 \times 38,574 \times 1000} = 0,73 = 73\%$$

- Exemplo de cálculo para o consumo de vapor em toneladas, referente às 6 horas, do dia 4 de abril

$$\eta_{caldeira} = \frac{V \times (H_V - H_A)}{F \times PCI} \leftrightarrow$$

$$0,73 = \frac{V \times (2769,9 - 419,1)}{890,81 \times 38,574 \times 1000}$$

$$\leftrightarrow V = 10\ 670\text{kg} = 10,67\text{toneladas}$$

- Exemplo de cálculo para o vapor total produzido em toneladas, referente às 6 horas, do dia 4 de abril

vapor total produzido

$$= \text{vapor consumido caldeira} + \text{vapor consumido cogeração} =$$

$$10,67 + 0,15 = 10,82\ \text{toneladas}$$

- Exemplo de cálculo para o vapor total consumido em toneladas, referente às 6 horas, do dia 4 de abril

$$\text{vapor total consumido} = \text{vapor consumido MRE} + \text{SRU} + \text{vapor consumido K}$$

$$= 9,78 + 0,07 = 9,85\ \text{toneladas}$$

- Exemplo de cálculo para as perdas de vapor referente às 6 horas, do dia 4 de abril

$$\begin{aligned} \text{perdas de vapor} &= \text{vapor produzido} - \text{vapor consumido} = 10,82 - 9,85 \\ &= 0,97 \text{ toneladas} \end{aligned}$$

Anexo B. Tabelas auxiliares

Tabela B.1.Características operacionais e custos típicos dos diferentes tipos de sistemas de cogeração ⁽⁴⁾

Tecnologia	Turbina a gás	Motores de explosão a GN	Motores de compressão interna	Turbinas a vapor	Microturbinas	Pilhas de combustível
Rendimento eléctrico	15% - 35%	22% - 40%	25% - 45%	10% - 40%	18% - 27%	35% - 40%
Rendimento térmico	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	20% - 50%
Rendimento global	60% - 85%	70% - 80%	70% - 85%	60% - 85%	55% - 75%	55% - 90%
Potência típica (MWe)	0,1 - 100	0,05 - 5	0,015 - 30	0,5 - 100	0,03 - 0,35	0,01 - 0,25
Relação Pt/Pe	1,25 - 2	0,4 - 1,7	0,4 - 1,7	2 - 10	1 - 2,5	1,1
Desempenho com carga parcial	Mau	Médio	Bom	Bom	Médio	Muito bom
Investimento (C/kWe)	600 - 800	700 - 1400	700 - 1400	700 - 900	1300 - 2500	> 2500
O&M (C/MWhe)	2 - 7	7 - 15	6 - 12	3	10 (estimativa)	2 - 12
Disponibilidade	90% - 98%	92% - 97%	92% - 97%	99%	90% - 98%	> 95%
Revisões (h)	30.000 - 50.000	24.000 - 60.000	25.000 - 30.000	> 50.000	5.000 - 40.000	10.000 - 40.000
Arranque	10m - 1h	10 s	10 s	1h - 1 dia	1 m	3h - 2 dias
Pressão do combustível (bar)	8 - 35	0,07 - 3,1	< 0,35	NA	3 - 7	0,03 - 3
Combustíveis	GN, biogás, propano	GN, biogás, propano	Diesel, óleo residual	Todos	GN, biogás, propano	Hidrogénio, GN, propano, metanol
Ruído	Médio	Alto	Alto	Alto	Médio	Baixo
Uso do Calor	Água quente, vapor AP e BP	Água quente, vapor BP	Água quente, vapor BP	Vapor AP e BP	Água quente, vapor BP	Água quente, vapor BP
Densidade de potência (kW/m ²)	20 - 500	35 - 50	35 - 50	> 100	5 - 70	5 - 20
NOx (kg/MWh total)	0,2 - 2	0,5	1 - 14	0,9	0,07	0,01

Anexos C. Proposta de orçamento

FE
TERMOVAPOR
INDÚSTRIA DE GALDEIRAS, S.A.

Ex.mo. (s) Sr. (s),

isabelguerra14@hotmail.com


SGS
SISTEMAS DE GESTÃO
S.R.L.

FABRICAÇÃO, MONTAGEM, REPARAÇÃO
ASSISTÊNCIA TÉCNICA E COMERCIALIZAÇÃO DE
CALDEIRAS, EQUIPAMENTOS COMPLEMENTARES
E ACESSÓRIOS

ORÇAMENTO N.º 307/2013

S/ REF **S/ COMUNICAÇÃO** **N/ REF** **DATA: 2013-07-03**

AC/ce

Ex.mo. (s) Senhor. (s),

Em resposta à vossa prezada consulta, que desde já agradecemos, temos o prazer de submeter à vossa apreciação, a nossa melhor proposta, para eventual fornecimento do equipamento que passamos a referir:

POSICÃO ÚNICA:

Fornecimento de um radiador intercambiador para arrefecimento do ar circulante com água em circulação forçada, construção horizontal, monobloco, de um módulo, formando quatro passes para a água fria e um passe para o ar, a executar em tubo de aço inox na qualidade AISI 316 e AISI 304, com alheta em aço inox de 16x1 mm e cinco passes por 1".

As caixas de derivação serão executadas em chapa de aço inox na qualidade AISI 304.

Condições de serviço:

. Pressão de serviço lado da água gelada	6 bar
. Pressão de serviço lado do ar até	60 mmca
. Temperatura aproximada de entrada da água	7 °C.
. Temperatura aproximada de saída da água	12 °C.
. Temperatura aproximada do ar à entrada	35 °C.
. Temperatura aproximada do ar à saída	12 a 14 °C.
. Caudal de ar previsto	150.000 m³/hora
. Caudal de água em circulação	198 m³/hora
. Potência térmica aproximada a recuperar	950.000 friorias
. Potência térmica - média	1.000.000 friorias

Figura C.1. Orçamento permutador compacto

. Superfície de aquecimento:

- Lado da água	85 m ²
- Lado do ar	350 m ²

Dimensões:

- Comprimento	2.000 mm
- Largura	2.200 mm
- Altura	500 mm
- Peso aproximado	3.500 Kg

PREÇO: 29.000,00 € + I.V.A.

VALIDADE DESTA PROPOSTA: - 30 DIAS

PRAZO DE ENTREGA: - A COMBINAR

EXCLUSÕES: - I.V.A.;
- VENTILADOR;
- TRANSPORTE, MONTAGEM;
- E TUDO O QUE NÃO CONSTE NESTA PROPOSTA.

CONDIÇÕES DE PAGAMENTO: - 40% + I.V.A. C/ ADJUDICAÇÃO;
- 40% + I.V.A. C/ ENTREGA NAS N/ INSTALAÇÕES;
- 20% + I.V.A. CONTRA FACTURA.

Gratos pela preferência da v/ consulta e sem outro assunto de momento, aproveitamos esta oportunidade para apresentar os n/ respeitosos cumprimentos,

De V. Ex.as
Muito atentamente
TERMOVAPOR INDÚSTRIA DE CALDEIRAS, S.A.
A. [Signature]

Figura C.2.Orçamento permutador compacto (continuação)

Bom dia,

De acordo com as novas condições de trabalho, junto envio o permutador selecionado e o preço estimado, passo a descrever:

Um Permutador de Calor de Placas ARSOPI, modelo **FHR10-HJ-49**, com estrutura decapada e pintada, placas em aço inoxidável AISI 316L 0,5mm, juntas em NBR-SI, entradas/ saídas revestidas em NBR, com pernos preparados para receber flanges DIN DN 100 PN 10..

- Preço à saída das nossas instalações.....€ 2.340,00 + IVA

- Prazo de entrega: 3 semanas. A confirmar com a encomenda.

- Condições de pagamento: 100% contra a entrega.

- Validade de oferta: 1 mês.

Sem mais de momento, despeço-me com elevada estima e consideração.

Cumprimentos,

Figura C.3. Proposta de orçamento para o permutador de placas