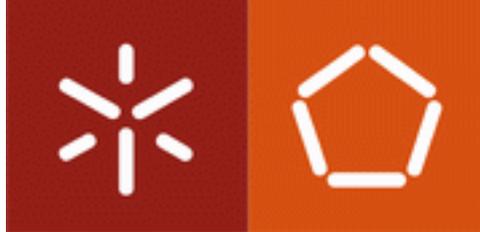


Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Nuno Miguel Gonçalves Saganha

**Balanço e poupança energética na distribuição
de águas numa fábrica de papel**

Guimarães, Dezembro de 2013



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Nuno Miguel Gonçalves Saganha

Balanço e poupança energética na distribuição de águas numa fábrica de papel

Dissertação de Mestrado:
Mestrado em Engenharia Mecânica

Trabalho realizado sob a orientação do:
Professor Doutor Luís Barreiros Martins

Guimarães, Dezembro de 2013

**Balço e Poupança
Energética na
distribuição de águas
numa fábrica de
papel.**



Declaração

Nome: Nuno Miguel Gonçalves Saganha

Correio electrónico: a22521@alunos.uminho.pt; nunosaganha@sapo.pt

Tlm: +351 918902393

Numero Cartão de Cidadão: 11079702

Título da Dissertação:

Balanço e Poupança Energética na distribuição de águas numa fábrica de papel.

Ano de conclusão: 2013

Orientador: Professor Doutor Luís Barreiros Martins

Designação do mestrado:

Ciclo de estudos integrado conducentes ao grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

É AUTORIZADA A REPRODUÇÃO INTEGRAL DESTA DISSERTAÇÃO APENAS PARA EFEITOS DE INVESTIGAÇÃO, MEDIANTE DECLARAÇÃO ESCRITA DO INTERESSADO, QUE A TAL SE COMPROMETE.

Guimarães, ___/___/_____

Assinatura: _____

Agradecimentos

A todas as pessoas que me rodeiam e incentivaram e apoiaram a continuação dos estudos.

Ao Professor Doutor Luís Martins Barreiros, pela disponibilidade e apoio.

A todos aqueles que permitiram e contribuíram para obter informação necessária para o fabrico deste estudo.

Resumo

Balanço e Poupança Energética na distribuição de águas numa fábrica de papel.

Nesta dissertação foi feita uma análise energética à área de distribuição e arrefecimento de águas, de uma fábrica de papel, com o objectivo de seguir as orientações propostas pelo SGCIE (Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia).

Este sistema de gestão é regulado segundo o decreto-lei 71/2008 de 15 de Abril e pressupõe um balanço energético da instalação, que neste caso trata-se de uma área sectorial que só representa cerca de 5 % do consumo total de energia da fábrica. Após o balanço é feita uma auditoria à instalação com o objectivo de propor alterações que aumentem a eficiência energética, reduzindo consumos e rácios de emissão de CO₂ sem prejudicar o processo produtivo. Foram feitos estudos da rentabilidade da alteração de motores eléctricos por outros com maior rendimento, do aproveitamento térmico das águas de retorno da unidade fabril, das medidas para redução do consumo do ar comprimido e aumento da eficiência na sua produção e da aplicação prática de variadores de frequência em diversas bombas centrífugas para transporte de água.

Em conclusão, o aproveitamento térmico das águas de retorno, mediante a aplicação de um permutador de calor e algumas alterações na distribuição da água, provou ser capaz de poupanças em energia térmica na ordem dos 14%, relativamente à área de distribuição e arrefecimento de águas.

Concluiu-se também, que a aplicação de variadores de frequência em bombas centrífugas é igualmente bastante rentável, permitindo poupanças de energia eléctrica superiores a 7% da área total auditada.

Palavras-chave: Eficiência energética, Energia eléctrica; Energia térmica, Auditoria energética, SGCIE, VEV, CO₂.

Abstract

Energy balance and efficiency in the water distribution system of a paper mill.

The main objective of this thesis is the energy analysis of the distribution and water cooling system in a paper mill in order to comply with the guidelines proposed by SGCIE (Management System for Intensive Energy Consumers).

This management system is regulated according to the Decree-Law 71/2008 of 15 April and requires an energy balance of the installation, which in this case, includes a sectorial area that only represents about 5% of the total energy consumption in all the plant. The energy balance was followed by a detailed audit of the installation with the aim to recommend changes that will increase energy efficiency, reducing fuel consumption and CO₂ emissions, without negatively affecting the production process. Studies were made showing the relevance of changing electric motors by others with higher efficiency, of the thermal recovery of returned water, of the actions to reduce compressed air consumption and increase efficiency and the practical application of variable frequency motors to several centrifugal pumps.

In conclusion, the thermal recovery of returned water, through the application of a heat exchanger and some modifications in the water distribution, proved to be able to reach savings of around 14% in thermal energy, relative to the area of the distribution and water cooling.

It is also concluded, that the application of variable frequency drives on centrifugal pumps is also fairly cost effective, with electrical power savings of more than 7% of the analyzed installation.

Keywords: Electric efficiency, Electricity, Thermal energy, Energy audit; SGCIE, VSV, CO₂.

Índice

Declaração	i
Agradecimentos.....	iii
Resumo.....	v
Abstract.....	vii
Índice	ix
Índice de Tabelas	xii
Índice de Figuras	xiii
Lista de Símbolos	xv
Símbolos Gregos	xviii
Grupos Adimensionais	xviii
Lista de Abreviaturas	xix
1. Introdução	1
1.1. Descrição do processo fabril	3
2. SGCIE – Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia	5
3. Medidas para o aumento da eficiência energética.....	7
3.1. Motores Eléctricos	8
3.2. Aplicação de VEV - Variadores Electrónicos de Velocidade no accionamento de bombas centrífugas.....	11
3.2.1. Comparação entre tipos de funcionamento da mesma bomba	18
3.2.2. Fórmulas de Cálculo	21
3.2.2.1. Cálculo da potência eléctrica de um grupo motobomba a velocidade constante	21
3.2.2.2. Cálculo da potência eléctrica para um grupo electrobomba com variação de velocidade a partir de um VEV	23
3.2.2.3. Cálculo da potência eléctrica para 2 bombas iguais em paralelo e 2 VEV sincronizados seguindo uma curva ISO com base no ponto 1.....	23

3.2.2.4.	Cálculo da potência eléctrica para 2 bombas em paralelo e uma com controlo de velocidade com VEV e setpoint de pressão para a nominal	24
3.3.	Ar comprimido	25
3.4.	Iluminação	27
3.5.	Energia reactiva e Factor de Potência.....	29
3.6.	Recuperação térmica e integração energética de processos	31
3.7.	Monitorização e controlo – Sistemas e gestão de energia	33
4.	Auditoria	35
4.1.	Descrição da área auditada.....	35
4.1.1.	Recolha de dados e instrumentação de medida.....	37
4.2.	Fluxograma e balanço energético da área auditada.....	41
4.2.1.	Cálculo indirecto do balanço de massa da cisterna de água filtrada quente.	42
4.2.2.	Cálculo da energia térmica.....	43
4.2.3.	Conversão em tep e emissões de CO2	45
4.3.	Resumo do balanço energético.....	47
4.4.	Inspecção local	48
4.5.	Estudo da viabilidade de aplicação de medidas para aumento da eficiência energética	50
4.5.1.	Águas de Retorno Fabril – Recuperação Térmica	51
4.5.1.1.	Dimensionamento do permutador de calor	54
4.5.1.2.	Resumo da recuperação térmica	65
4.5.2.	Substituição de motores eléctricos.....	66
4.5.3.	Estudo consumo bombas de água para os evaporadores	67
4.5.4.	Estudo consumo bombas de água de captação.....	69
4.5.5.	Estudo consumo bombas de água quente.....	73
4.5.6.	Estudo consumo bombas de água para condensadores das turbinas de vapor.	76
4.5.6.1.	Aplicação de Boosters	78
4.5.7.	Estudo consumos compressores de ar comprimido	79

5. Conclusão.....	83
<i>Bibliografia</i>	85
<i>Anexos</i>	87
<i>Anexo A – Balanço Energético e de Massas</i>	87
<i>Anexo B – Substituição de Motores Eléctricos</i>	90
<i>Anexo C – Estudo viabilidade de VEV's nas bombas dos evaporadores</i>	94
<i>Anexo D – Estudo viabilidade de VEV's nas bombas de água quente</i>	97
<i>Anexo E – Catalogo permutadores de placas</i>	102

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Denominação das classes de eficiência de motores eléctricos recentes e o seu comparativo [6].	9
Tabela 2 – Comparação da redução de potência para diferentes pontos de funcionamento da mesma bomba.	20
Tabela 3 – Resumo do balanço energético à instalação.....	47
Tabela 4 – Tabela de características do permutador de calor	64
Tabela 5 – Resumo da recuperação térmica	65
Tabela 6 – Resumo estudo das bombas de água para evaporadores	68
Tabela 7 – Calculo dos caudais e consumos energéticos para as três bombas da captação.....	70
Tabela 8 – Resumo estudo bombas de água quente	75
Tabela 9 – Resumo dos estudos da viabilidade de aplicação de medidas para o aumento da eficiência energética	83

Índice de Figuras

Figura 1. 1 – Layout fabril.....	3
Figura 3. 1 – Rendimento standard das classes IE1, IE2 e IE3, para motores eléctricos de 4 pólos na gama nas potências normalmente comercializadas [7]......	8
Figura 3. 2 - Exemplo da variação da velocidade numa bomba hidráulica	12
Figura 3. 3– Esquema genérico de um circuito hidráulico com controlo de temperatura por estrangulamento do circuito.....	14
Figura 3. 4 – Exemplo para vários pontos de funcionamento da mesma bomba	18
Figura 3. 5 - Custos do Sistema de Ar Comprimido Durante o seu Ciclo de Vida; Schneider Electric 2011 [6].	25
Figura 3. 6 – Triângulo de potências.....	29
Figura 3. 7 – Quadro eléctrico típico de baterias de condensadores; <i>el/spec</i> [13].....	30
Figura 3. 8 – Exemplo de Integração energética, <i>Universidade de Coimbra</i> [14].	31
Figura 3. 9 – Ciclo típico auditoria SGE.....	33
Figura 3. 10 – Gráfico elucidativo para o desvio de consumos de energia por falha de monitorização e manutenção [6].....	34
Figura 4. 1 – Diagrama de fluxos dos equipamentos principais da estação de bombagem.	36
Figura 4. 2 - Esquema explicativo do fluxo de informação para o sistema de aquisição de dados.	37
Figura 4. 3 – Folha de cálculo do balanço energético e de massa da instalação.....	41
Figura 4. 4 – Balanço CAFQ	42
Figura 4. 5 – Esquema actual dos circuitos de água para evaporadores e desmineralização	51
Figura 4. 6 - Esquema proposto dos circuitos de água para evaporadores e desmineralização .	52
Figura 4. 7 – Exemplo funcionamento de um permutador de placas, de uma passagem e duas passagens [23].....	54
Figura 4. 8 – Exemplo da superfície de uma placa em V	56
Figura 4. 9 – Representação gráfica de troca de calor por convecção do fluido e condução de uma placa.	57

Figura 4. 10 – Exemplo de permutadores de placas e das conexões de fluxo consoante o número de passagens, 1, 2 e 3, da esquerda para a direita [23].....	61
Figura 4. 11 - Diagrama de carga das bombas dos evaporadores a partir do caudal. Dados relativos a Dezembro de 2012	67
Figura 4. 12 - Diagrama carga das Bombas de Captação a partir do caudal. Dados relativos a Dezembro de 2012	69
Figura 4. 13 – Curvas das bombas de Captação em paralelo e da instalação	71
Figura 4. 14 – Curvas das bombas da captação em paralelo, e das diversas curvas a diferentes velocidades para duas bombas em paralelo em função da altura e da potência.	72
Figura 4. 15 - Diagrama carga das Bombas de Água Quente a partir do caudal. Dados relativos a Dezembro de 2012	73
Figura 4. 16 – Curvas das bombas de água quente individual e paralelo. Pontos de funcionamento da simulação das situações 1, 2 e 3 apresentadas.	74
Figura 4. 17 – Esquema simplificado do circuito de refrigeração do condensador	76
Figura 4. 18 – Balanço do sistema de produção de ar comprimido de um booster e um VEV.....	78
Figura 4. 19 – Balanço do sistema de produção de ar comprimido	79

Lista de Símbolos

A	Área	[m ²]
C_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg.K]
CO ₂	Dióxido de Carbono	[kg]
dl	Variação de nível (differential level)	[%]
D	Diâmetro	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico	[m]
E	Energia	[kW.h]
F	Frequência da corrente eléctrica de alimentação ao motor	[HZ]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Entalpia	[kJ/kg]
h_l	Entalpia do líquido	[kJ/kg]
h_v	Entalpia do vapor	[kJ/kg]
H	Altura manométrica	[m]
H_0	Altura geométrica	[m]
k	Coefficiente de condutividade térmica	[W/m.°C]
L	Largura	[m]
m	Massa	[kg]
\dot{m}	Caudal mássico	[kg/s]
N	Velocidade de rotação	[RPM]
NTU	Número de Unidades de Transferência	-

of	Caudal de transbordo da cisterna (overflow)	[m ³ /h]
P	Potência	[kW]
P_{ar}	Número par de pólos do motor eléctrico	
P_{ele}	Potência do motor eléctrico	[kW]
P_{hid}	Potência hidráulica de uma bomba	[kW]
Q	Caudal volumétrico	[m ³ /h]
Q_e	Caudal volumétrico de entrada	[m ³ /h]
Q_f	Caudal volumétrico do fluido frio	[m ³ /h]
Q_q	Caudal volumétrico do fluido quente	[m ³ /h]
Q_r	Caudal volumétrico de retorno	[m ³ /h]
Q_s	Caudal volumétrico de saída	[m ³ /h]
\dot{Q}	Potência térmica ou quantidade de calor	[kW]
\dot{Q}_{H_2O}	Potência térmica da água	[kW]
\dot{Q}_v	Potência térmica do vapor	[kW]
R	Coefficiente de fouling	-
t	Tempo de funcionamento de um equipamento	[h]
ton	Toneladas	[10 ³ kg]
T	Temperatura	[°C]
T_e	Temperatura de entrada	[°C]
T_{me}	Temperatura média	[°C]
T_r	Temperatura de retorno	[°C]
T_s	Temperatura de saída	[°C]

U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² .K]
V	Posição de abertura de uma válvula de controlo	[%]
V_e	Velocidade de escoamento	[m/s]
V_{me}	Velocidade do motor eléctrico	[RPM]
X	Constante da curva da instalação	-

Símbolos Gregos

ε	Eficiência de um permutador	[%]
η	Rendimento	[%]
η_{ele}	Rendimento de um motor eléctrico	[%]
η_{hid}	Rendimento de uma bomba hidráulica	[%]
η_{vev}	Rendimento de um variador electrónico de velocidade	[%]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/m.s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
π	Constante Pi	3,1415...
ρ	Massa volúmica	[kg/m ³]
Δ	Diferencial	-
ΔT	Diferencial de temperatura	[°C] ou [K]
ΔT_m	Diferencial de temperaturas médias logarítmicas	[°C] ou [K]

Grupos Adimensionais

Nu	Número de Nusselt	-
Pr	Número de Prandtl	-
Re	Número de Reynolds	-

Lista de Abreviaturas

AA	Área Auditada
ADENE	Agência para a energia
ARCE	Acordo de Racionalização dos Consumos de Energia
BEP	Best Efficiency Point
CAFF	Cisterna de Água Filtrada Fria
CAFQ	Cisterna de Água Filtrada Quente
CATA	Cisterna de Água das Torres de Arrefecimento
CB	Caldeira de Biomassa
CEMEP	European Committee of Manufactures of Electrical Machines and Power Electronics
CHP	Combined Heat and Power plant (central de cogeração)
CIE	Consumidor Intensivo de Energia
COB	Chip On Board
CR	Caldeira de Recuperação
DGEG	Direcção Geral de Energia e Geologia
DWP	Demi Water Production (desmineralização)
EE	Energia Eléctrica
GEE	Gases de Efeito Estufa
HRSR	Heat Recovery Steam Generator
IDE	Indicador De Energia
IEC	International Electrotechnical Commission

ISP	Imposto Sobre Produtos Petrolíferos
LED	Light Emitting Diodes
NEMA	National Electrical Manufactures Association
PCI	Poder Calorífico Inferior
PLC	Programming Logic Control (autómato)
PM	Ponto Médio
PNALE	Plano Nacional de Atribuição de Licenças de Emissão
PREn	Plano de Racionalização dos Consumos de Energia
PT	Pré-Tratamento de água
RGCE	Regulamento de Gestão do Consumo de Energia
RI	Rede de Incêndios
RPa	Redução da Potência absorvida
RQSCE	Regulamento da Qualidade dos Sistemas Energéticos de Climatização de Edifícios
RQSCE	Regulamento da Qualidade dos Sistemas Energéticos de Climatização de Edifícios
RSECE	Regulamento dos Sistemas Energéticos e de Climatização dos Edifícios
SGCIE	Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia
SMD	Surface Mounted Device
THD	Total Harmonic Distortion
TV	Turbina a Vapor
tep	Tonelada equivalente de petróleo
VEV	Variador Electrónico de Velocidade

1. Introdução

A poupança energética e custos relacionados com a energia sempre foi uma preocupação para a indústria, no entanto nestes últimos anos passou a ser uma prioridade. Para isso tem contribuído diversos factores como a escalada de preços dos combustíveis fósseis, com especial evidência na última década, tem tido consequências na perda de competitividade entre empresas que dependem directamente ou indirectamente deste tipo de energia. Outro factor mais recente é a crise financeira que começou por assolar o sector bancário, e se propagou em todas as direcções, obrigou algumas firmas a diminuir lucros e repensar objectivos. Neste seguimento as empresas tentarão minimizar estes efeitos externos de forma a minorar os impactos nos seus orçamentos, visando a redução de custos e perdas no processo. É com este objectivo que se oferece este estudo, fazer uma análise cuidada a uma das áreas processuais de uma fábrica de papel.

Não obstante, o desenvolvimento tecnológico tem avançado, permitindo ter hoje soluções a relativamente baixo custo para a redução do consumo energético, tornando apetecível e sustentável a sua aplicação.

Paralelamente às necessidades de económicas empresariais, os governos há já algumas décadas têm proposto e imposto em legislação, medidas para implementação de poupanças energéticas aos consumidores industriais, normalmente na continuidade de directrizes da união europeia. Essencialmente estas medidas advêm das necessidades de reduzir as emissões de gases de efeito de estufa, para valores acordados em compromissos globais e não pelo seu potencial económico. Inicialmente com iniciativas focadas na produção de energia, tanto térmica como eléctrica, deu origem à construção de inúmeras cogerações, aerogeradores, caldeiras de biomassa, painéis fotovoltaicos e outras tecnologias mais eficientes do que as instaladas até então. Esperadamente, o passo seguinte caminhou no sentido de melhorias da eficiência do lado do consumo, o que surgiu em 1988 o RGCE (Regulamento de Gestão do Consumo de Energia) e em 2008, renovando este ultimo nasceu pelo Decreto-Lei nº71/2008 [1] o SGCIE (Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia). É com base nesta ultima legislação, que se seguirá este estudo, e embora esta empresa não esteja abrangida por esta legislação, não deixa

de ser uma mais-valia, uma análise sobre a possibilidade da instalação em estudo, vir a ser mais eficiente energeticamente.

E por fim a subárea da fibra reciclada que através de papel recuperado por todos nós, o transforma novamente em pasta de papel.

O departamento da produção de papel é responsável pela fabricação de bobines de papel à medida do cliente e é a área onde mais se consome água e ar comprimido, duas das matérias a auditar neste estudo. O principal equipamento é a máquina de papel que transforma pasta virgem e reciclada em folha de papel enrolada em bobines para serem transformadas em outros produtos em distintas fábricas.

O departamento de energia no qual se encontra a área a ser auditada, (esta área será descrita mais pormenorizada noutro ponto), é composta por duas cogerações, pelas áreas de tratamento de águas, ar comprimido e tratamento de efluentes.

Os equipamentos principais das cogerações são quatro geradores de vapor e quatro turbinas. A caldeira de recuperação produz vapor a alta pressão, o combustível principal utilizado tem o nome de licor negro, é considerado renovável por ser um subproduto do processo de cozimento da madeira, no digestor, para a obtenção de pasta de papel. A caldeira de biomassa gera também vapor de alta pressão e o combustível é também de origem renovável, correspondendo a desperdícios no processo da preparação da madeira. Na central de energia estão instaladas duas turbinas a gás natural idênticas, que produzem energia eléctrica para venda à rede, os gases de exaustão são aproveitados em duas caldeiras duplas correspondentes, que produzem vapor de alta pressão e baixa pressão. Também estão instaladas duas turbinas a vapor, que alimentadas a vapor de alta pressão produzem energia eléctrica e fornecem vapor de média e baixa pressão à unidade fabril, pelo processo de extracção.

2. SGCIE – Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia

O decreto-lei 71/2008 que regulamenta o SGCIE, define no seu artigo nº1 como sendo “instituído com o objectivo de promover a eficiência energética e monitorizar os consumos energéticos de instalações consumidoras intensivas de energia.” [1]

O SGCIE destina-se às instalações consumidoras intensivas de energia com consumos anuais acima dos 500 tep¹/ano, muito mais abrangente que a legislação anterior do RGCE que impunha um limite mínimo de 1000 tep/ano. Em todo o caso existem algumas excepções, que são o caso das instalações de cogeração juridicamente autónomas dos correspondentes consumidores de energia; empresas de transportes com frotas próprias; edifícios que cumpram outra legislação de regulação como o RCCTE, RSECE e RQSCE; e instalações sujeitas ao PNALE [2]. Em todo o caso instalações contidas nestas excepções, retirando as empresas de transporte, e outras que consumam menos de 500 tep/ano, podem propor-se voluntariamente ao SGCIE, pois existem incentivos na aplicação do regulamento, tal como a isenção do ISP, e pagamento parcial das auditorias e dos investimentos efectuados no âmbito do regulamento [1].

O primeiro passo, passa por um registo online [3] da instalação CIE², e a posteriori uma auditoria à instalação por um técnico ou entidade devidamente credenciada pela DGEG³, nos termos da Portaria nº 519/2008 [4]. Na sequência da auditoria, deverá ser definido um Plano de Racionalização dos Consumos de Energia denominado por PREn, onde deverá ser proposto a implementação de medidas para a redução do consumo energético. O PREn deverá ter em conta que as medidas têm que ser aplicadas no prazo máximo de 3 anos, e o retorno financeiro do investimento não pode ser superior a 5 anos para o caso de instalações CIE superiores ou igual a 1000 tep/ano, e retorno de 3 anos para as restantes instalações. No PREn deverá ainda constar metas para uma redução mínima de 6% da intensidade energética para instalações CIE superior ou igual a 1000 tep/ano e 4% para as restantes, e pelo menos não aumentar a intensidade carbónica. O PREn deverá ser submetido para aprovação pelo DGEG, no que resulta num Acordo de Racionalização dos Consumos de Energia denominado por ARCE. Na aplicação

1 tep – tonelada equivalente de petróleo

2 CIE – Consumidor Intensivo de Energia

3 DGEG – Direcção Geral de Energia e Geologia

do acordo deverá dar origem a relatórios dos progressos da execução com periodicidade bianual e enviados à ADENE⁴. [1]

Nesta dissertação será suprimido toda a comunicação e aprovação com as entidades competentes, e só será focalizado nos aspectos práticos, no que resultará unicamente na auditoria e no PReN. A empresa à qual se fará esta auditoria não está sujeita à obrigatoriedade de aderir ao SGCIE, por dois motivos. Por um lado, encontra-se na lista do Plano Nacional de Atribuição de Licenças de Emissão (PNALE) [2]. Por outro possui nas suas instalações duas cogerações. Qualquer um dos motivos anteriores é suficiente para a não obrigatoriedade do cumprimento do SGCIE, e também as legislações que regulam tanto as cogerações como as instalações sujeitas ao PNALE, para além de mais abrangentes, são mais restritivas e limitativas do que o SGCIE.

4 ADENE – Agência para a Energia

3. Medidas para o aumento da eficiência energética

Existem imensas medidas propostas pelo SGCIE para a redução do consumo energético, umas são medidas transversais a qualquer tipo de indústria, outras são medidas de processo específicas a determinado sector da indústria [5]. As medidas descritas nos pontos seguintes são as aplicáveis à área auditada, por vezes algumas não viáveis por impossibilidade de implementação, obtenção de dados para o estudo ou simplesmente já foram aplicadas, mas deverão ser descritas e apreciadas.

3.1. Motores Eléctricos

O grande consumo energético desta instalação é em electricidade, nos inúmeros motores instalados para accionar bombas hidráulicas que movimentam a água para os equipamentos onde ela é necessária, no accionamento de quatro compressores instalados para a produção de ar comprimido e no accionamento dos ventiladores das torres de refrigeração. Os motores eléctricos, são máquinas que transformam energia eléctrica em energia mecânica, e nesta transição existem perdas de vários tipos como magnéticas e mecânicas, quantificada pela sua

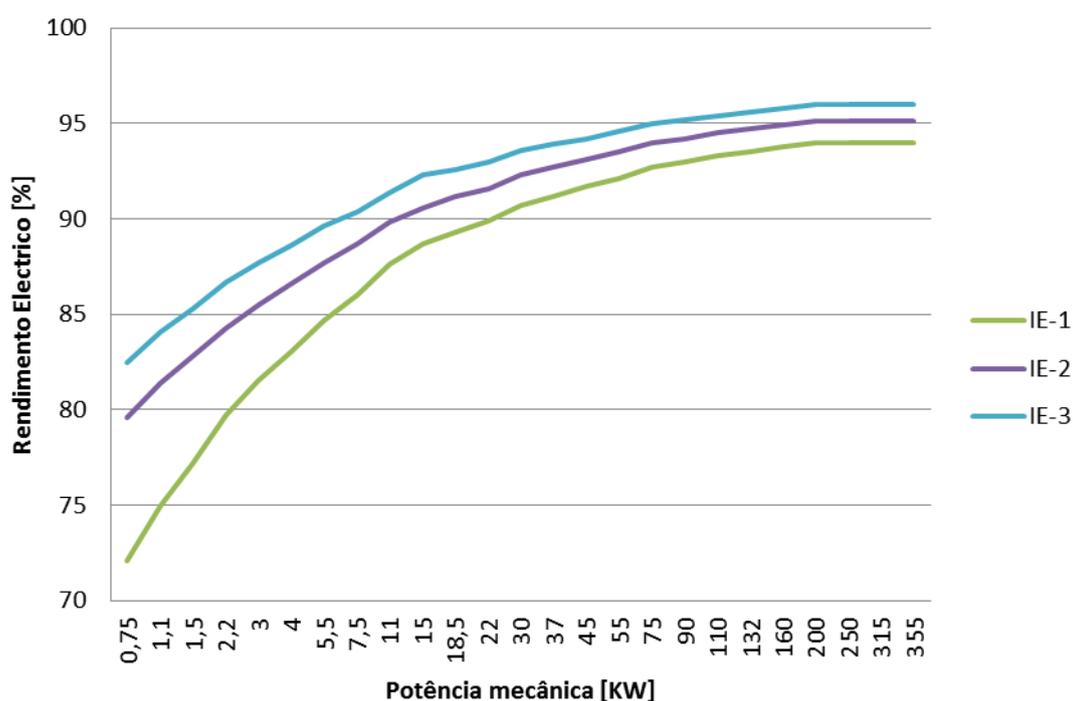


Figura 3. 1 – Rendimento standard das classes IE1, IE2 e IE3, para motores eléctricos de 4 pólos na gama nas potências normalmente comercializadas [7].

eficiência. Ao longo dos tempos da evolução do motor eléctrico, este tornou-se muito díspar entre fabricantes tornando o mercado confuso para o consumidor. Isto levou a que os construtores e as suas associações, se concertassem quanto às dimensões da carcaça, à classe de rendimento, e outras características. O resultado é a origem de normas e regulamentos internacionais, que permitem a troca do equipamento instalado por outro, sem ter que recorrer ao mesmo fabricante. A norma mais actual e com aplicação a nível mundial, foi emitida em 2008 IEC⁵, antes desta data predominava entre outras as europeias com denominação CEMEP⁶

5 IEC – International Electrotechnical Commission

6 CEMEP – European Committee of Manufactures of Electrical Machines and Power Electronics

e as americanas com denominação NEMA⁷. Todas estas normas foram criadas com o mesmo intuito, estandardizar os motores, mas como as americanas e europeias foram reguladas por instituições diferentes, resultou num motor com bastante diferente em valores, nomenclaturas e no próprio desenho da carcaça [6].

Nesta instalação podemos ver motores com 30 anos e outros com 3, estes últimos facilmente se vê a chapa de características na qual vem todos os dados relevantes, inclusive o rendimento ou a classe de eficiência, os mais antigos, alguns deles, resumem à tensão, amperagem, $\cos\phi$ e potência activa, o insuficiente para saber o seu rendimento. A evolução tecnológica na produção de motores nas duas últimas décadas fez com o motor eléctrico seja muito mais eficiente, com outros materiais capazes de trabalhar a mais alta temperatura, com outros acabamentos e

IEC 600034-30 Europa (50Hz)	IEC 600034-30 Europa (50Hz) CEMEP	NEMA USA (60HZ) Epack
IE-3 Premium efficiency		Premium EPAct (IE3) A partir de 12/2010
IE-2 High Efficiency	Comparáveis EFF1	EPAct (IE2) até 12/2010
IE-1 Standard efficiency	Comparáveis EFF2	



Tabela 1 – Denominação das classes de eficiência de motores eléctricos recentes e o seu comparativo [6].

folgas mais apertadas, reduzindo as perdas magnéticas e de atrito, tudo isto torna a mudança de motores antigos por novos, um potencial viável de poupança energética. Estes novos motores também denominados *Motores de Alto Rendimento*, são relativamente recentes e ainda bastante caros mas têm um grande potencial imergente na substituição de antigos motores.

A diferença entre o rendimento actual do motor e o rendimento de um novo motor de alto rendimento, dá-nos o alcance da economia energética na aplicação da sua permuta, quanto maior esta diferença mais compensatório é a sua substituição. Na *Figura 3. 1* são visíveis os valores standards para motores das classes de eficiência IE1, IE2 e IE3 em função das diversas potências mecânicas dos motores, a tendência gradual no incremento das potências é o

⁷ NEMA – National Electrical Manufactures Association

aumento da eficiência em todas as classes e da diminuição da diferença entre elas, o que faz com que para motores de baixas potências seja mais sustentável a sua substituição [7].

3.2. Aplicação de VEV - Variadores Electrónicos de Velocidade no accionamento de bombas centrífugas

Os variadores de velocidade a partir da variação da frequência eléctrica já há muito que são usados para fazer acelerações controladas dos motores, normalmente por necessidade do processo. Nestes últimos anos o seu volume de vendas e de instalações deu um salto quantitativo, associado essencialmente a dois factores, a aplicação com objectivo de poupança energética e a baixa do seu preço, também resultado da procura.

A variação de velocidade com variadores electrónicos é feita a partir da modificação da frequência de alimentação, que para o caso da rede eléctrica nacional é de 50 Hz, a velocidade do motor varia consoante a equação abaixo descrita. Na maior parte dos variadores é também possível alterar limitar ou variar a tensão da corrente limitando o binário de saída do motor oferecendo maior protecção e controlo.

$$V_{me} = \frac{60 \times F}{P_{ar}} \quad (3. 1)$$

V_{me} — Velocidade do motor eléctrico [RPM]

P_{ar} — Número par de pólos do motor eléctrico

F — Frequência da corrente eléctrica de alimentação ao motor [HZ]

A aplicação em bombas centrífugas a poupança é clara, ao reduzir a velocidade da bomba, o caudal de fluido debitado baixa na mesma proporção, e a altura manométrica reduz quadraticamente, como a potência é o produto destas duas grandezas, ao baixar a velocidade da bomba descemos à razão cúbica a potência e consigo o consumo eléctrico. Isto é verdadeiro para o caso da instalação não ter perda de carga suficiente para alterar o ponto de funcionamento e de rendimento hidráulico.

A aplicação de VEV para fins de poupança energética, nem sempre é viável, como o caso de instalações com caudais muito constantes perto do nominal e instalações na qual a redução da pressão irá afectar o processo, como se pode verificar na equação da relação entre velocidade e altura manométrica e como iremos ver graficamente no ponto seguinte, a poupança a partir de VEV faz-se essencialmente à custa da queda de pressão, ou carga.

A estação de bombagem, deste caso de estudo, já tem três VEV's instalados, dois dos quais montados em ventiladores das torres de refrigeração mais recentemente compradas, com controlo a partir da temperatura da água, uma solução correcta visto que a temperatura da água a arrefecer é o objectivo final do processo, mas não só, com as variações de temperatura, pelas alterações tanto pelo processo como pelo meio ambiente permite reduzir bastante a velocidade dos ventiladores e economizar bastante energia. Esta aplicação é economicamente superior à instalada nas torres de refrigeração mais antigas com motores de dupla velocidade, e oferecendo também melhor controlo, esta seria uma possível solução a adoptar para os ventiladores mais antigos, mas infelizmente esta torre já se encontra subdimensionada.

O outro VEV já instalado encontra-se no motor eléctrico da bomba de água de refrigeração fabril e a sua velocidade é controlada pela pressão da água à saída da bomba. Esta aplicação pode ser

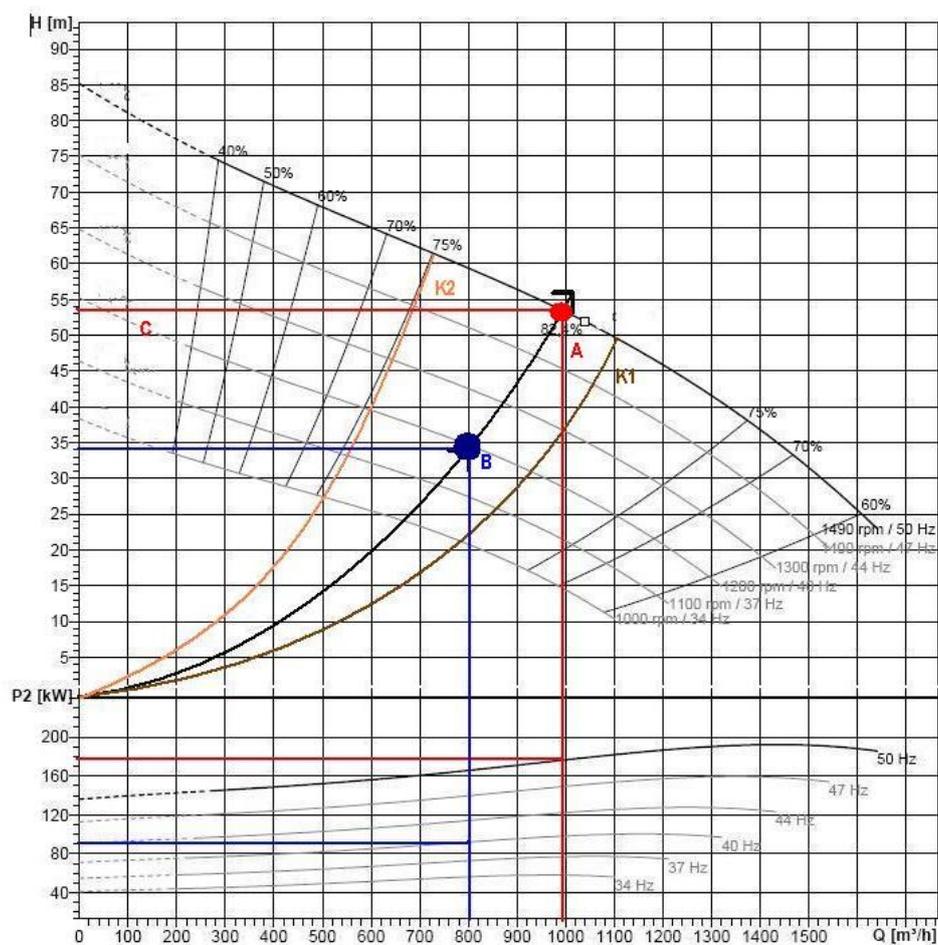


Figura 3. 2 - Exemplo da variação da velocidade numa bomba hidráulica

uma excelente solução para a estabilidade da pressão na rede de água de refrigeração a

distribuir pela fábrica, mas pode não trazer poupanças energéticas significativas, caso não haja decréscimo na pressão de controlo, relativamente à nominal ou redução das necessidades de consumo de água.

Ao prever a aplicação de um VEV é necessário ter em conta as curvas características da turbomáquina a accionar, temos o exemplo da *Figura 3. 2*, as curvas características de uma bomba em função do caudal e da altura manométrica, paralelamente as curvas para as diferentes velocidades e potências respectivas. Se a bomba se encontra no *ponto A*, à velocidade nominal no ponto de máxima eficiência e se quisermos reduzir o caudal e manter a eficiência, reduz-se a frequência eléctrica do motor, solidariamente a da bomba passa para o *ponto B*, aqui podemos verificar que para além de baixar o caudal, a pressão (altura manométrica) também baixou, é por este facto que o controlo da bomba não deve ser pela pressão, porque desta forma não permitirá reduzir a significativamente a velocidade da bomba e economizar mais energia.

A redução de consumo não é proporcional à redução de caudal, se verificarmos a passagem do *ponto A* para o *ponto B* a redução de caudal foi de 20% e a potência absorvida pela bomba desceu 50 %, a razão é cúbica entre a variação de velocidade e a potência.

A curva de rendimento máximo da bomba pode não coincidir com a curva da tubagem, ou da instalação, como exemplo as curvas X_1 e X_2 , correspondendo às seguintes equações das parabólicas:

$$H_1 = H_0 + X_1 \cdot Q^2 \text{ e } H_2 = H_0 + X_2 \cdot Q^2 \quad (3. 2)$$

H – Altura manométrica [m]

Q – Caudal [m³/s]

X – Constante

H_0 – Altura geométrica [m]

Estas curvas são validas para X constante, ou seja, as características da instalação não se alteram, o que para a maior parte dos circuitos, a jusante das bombas, desta estação de bombagem em causa, isso não acontece. Existem válvulas de controlo, em diferentes localizações, a abrir e fechar consoante as necessidades fazendo diminuir e aumentar as perdas de carga, variando o X e a curva da instalação [8].

Se a instalação não tiver demasiadas perdas de carga para a bomba em questão, ao variar a velocidade o rendimento não se altera. Existem algumas opiniões que a bomba deve trabalhar nos pontos de rendimento máximo ou vulgarmente denominados BEP⁸, assim mesmo variando a velocidade a bomba continua na sua melhor performance, no entanto em algumas situações na aplicação de VEV's não é a mais económica [9]. Ao olhar para a curva da bomba da *Figura 3. 2*, à direita de BEP consegue-se maiores caudais, se usarmos controlo de velocidade para reduzir para um determinado caudal, a velocidade decresce muito mais nos pontos à direita de BEP, assim com maiores reduções de consumo. Mas aqui há que preponderar, se é maior a poupança pela redução de velocidade do que o acréscimo pela alteração do rendimento hidráulico da bomba, é também necessário ter em conta que deste lado curva a pressão decresce ainda mais.

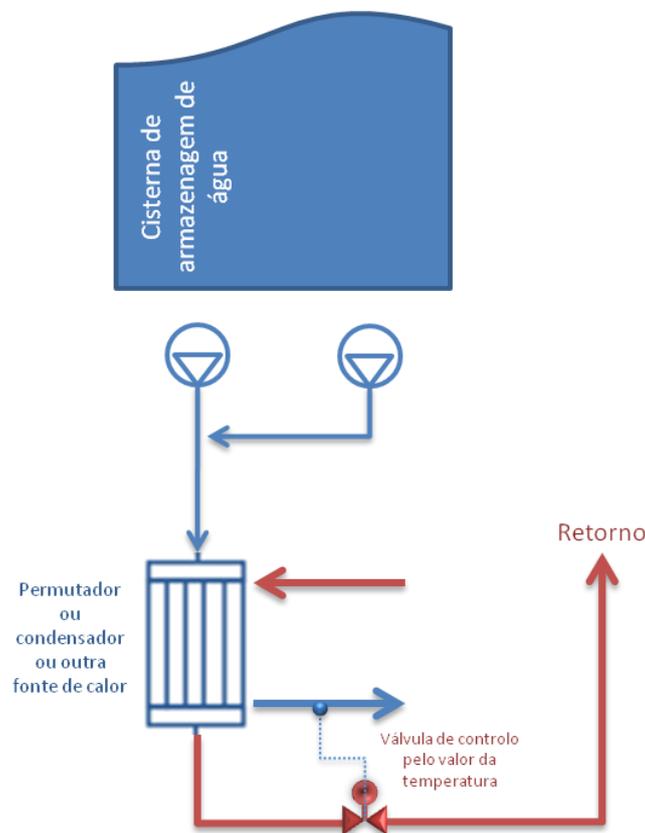


Figura 3. 3– Esquema genérico de um circuito hidráulico com controlo de temperatura por estrangulamento do circuito.

O controlo da velocidade do motor ou da bomba quando existe alteração das cargas dos circuitos normalmente por abertura e fecho de válvulas, não é fácil, nomeadamente quando se

8 BEP – Best Efficiency Point

quer manter a eficiência da bomba, pressupõe um ajuste constante da orientação do ponto em que se encontra a bomba para o desejado, situado na curva de maior rendimento. Por exemplo no caso da *Figura 3. 3*, em que se instalou um VEV e se quer controlar para o ponto BEP, Resulta nesta determinada actuação. Se o ponto actual de funcionamento da bomba se encontra do lado esquerda da curva de rendimento máximo, efeito de um estrangulamento do circuito, a bomba deve reduzir a velocidade, o inverso se o ponto actual se encontra do lado direito da curva, resultado de abertura de válvulas e um pedido de caudal da instalação e a velocidade da bomba deve subir.

Esta solução de controlo é muito mais rentável que simplesmente impor um setpoint de pressão fixo, mas também é bastante mais difícil programar o seu controlo já que para obter a curva de funcionamento desejada é necessário controlo por dois pontos de pressão e caudal.

$$f(x) = (H, Q)_{\eta_{max}} \quad (3. 3)$$

Um circuito de fluido ideal não deveria ter estrangulamentos, seria dimensionado à medida sem sobredimensionamentos. Mas na realidade da maior parte dos circuitos hidráulicos, há uma necessidade de controlo de caudal. Ainda é de prática comum dimensionar a bomba para o caudal máximo e depois processualmente estrangular o circuito por meio de uma válvula obtendo o caudal desejado. Este é o caso das bombas desta instalação para os evaporadores de lixívia negra, a desmineralização e os condensadores das turbinas a vapor. E em grande parte dos casos inclusive nestes três grupos de bombas o que se pretende controlar é a temperatura e não o caudal, embora estejam directamente ligados, o que facilita a aplicação de um VEV, pois pode ser controlado por uma variável que não interfere com o funcionamento e rendimento da bomba.

Existem diversos estudos, que apontam para quando a válvula de estrangulamento está em média mais de 25% fechada, existe uma compensação óbvia para a utilização de um VEV, e embora este valor varie consoante os estudos, o mais real é ter o apoio de um medidor de caudal, pois, por vezes, o estrangulamento da válvula não representa estrangulamento real de caudal. Em termos genéricos a utilização de um VEV para poupança energética, é tanto mais compensatória quanto mais afastado está o seu ponto de funcionamento com a nominal, isto pode dever-se à necessidade de processo solicitar vários regimes de carga ou porque o equipamento foi sobredimensionado.

Para além do aumento de eficiência que aplicação de um VEV pode trazer existe outras vantagens associadas, como o controlo da aceleração no arranque e paragem, evitando picos de corrente que existem em sistemas de arranque directo e mesmo em estrela/ triângulo, para além que em alguns processos o arranque deve ser lento para minimizar perturbações. Os variadores permitem controlar a aceleração do motor até à velocidade nominal. Outra das vantagens é o aumento da duração do motor, embora isto não seja de total consenso, pois algumas opiniões são de exactamente o contrário a variação de frequência e velocidade do motor pode danificá-lo, por aumentar a vibração mecânica e o ruído acústico [10,11]. No entanto uma das grandes vantagens é protecção eléctrica e mecânica do variador, pois é possível controlar o binário de saída e actuar em caso de esforço, na maior parte dos casos, basta reduzir a velocidade sem parar o equipamento. A redução de produção de energia reactiva é também uma das vantagens, pode é paga a partir de um determinado valor e aumenta a intensidade e perdas nos cabos desnecessariamente. No entanto neste caso, a empresa já tomou medidas para aumentar o factor de potência instalando nos barramentos através de baterias de condensadores, caso este que será falado mais à frente.

A instalação de um VEV normalmente traz melhorias processuais e permite um controlo de precisão das máquinas accionadas. Mas os VEV's também têm desvantagens que têm de ser levadas em conta, como o consumo de energia a incrementar ao sistema. Os variadores têm perdas no processo de transformação da frequência e tensão, por isso está inerente uma eficiência, um bom variador à carga máxima normalmente tem um rendimento médio de 97% e é valor que entrará para o cálculo neste estudo, mas este valor decresce substancialmente na redução de carga, e embora não tenha grande impacto considerando as poupanças na redução de velocidade, deve ser acrescentado e também requerido aos fabricantes pois varia de marca para marca [10,12].

Outras das desvantagens é geração de harmónicos na corrente da rede, influenciando o funcionamento de outros equipamentos, nomeadamente instrumentação, quer da própria instalação ou externamente na rede, dependendo do grau. As harmónicas são geradas por cargas não lineares dos variadores e são denominadas por distorção harmónica total de corrente (THD⁹). Existem diversos equipamentos de redução dos THD que são escolhidos consoante a potência e o grau de distorção. A maior parte dos variadores já vem com estes equipamentos instalados com a denominação de filtros. Em todo o caso deve ser feito um estudo prévio dos

9 THD – Total Harmonic Distortion

THD e que possíveis dados provocará nas instalações, e considerar o custo acrescido para a instalação suplementar destes equipamentos, pois por vezes os THD são tal ordem que é necessário instalar filtros activos que são bastante caros e pode influenciar decisões e recuperações de investimento. A instalação de filtros para THD não deve esquecer a instalação de baterias de compensação do factor de potência, pois também estas são geradoras de distorções e alteração das sinusoidais de corrente e tensão [6,10].

3.2.1. Comparação entre tipos de funcionamento da mesma bomba

O gráfico que se segue representa as curvas características de uma determinada bomba que para a qual na rotação nominal N_1 , coincidente com a frequência nominal da rede 50 Hz, e uma

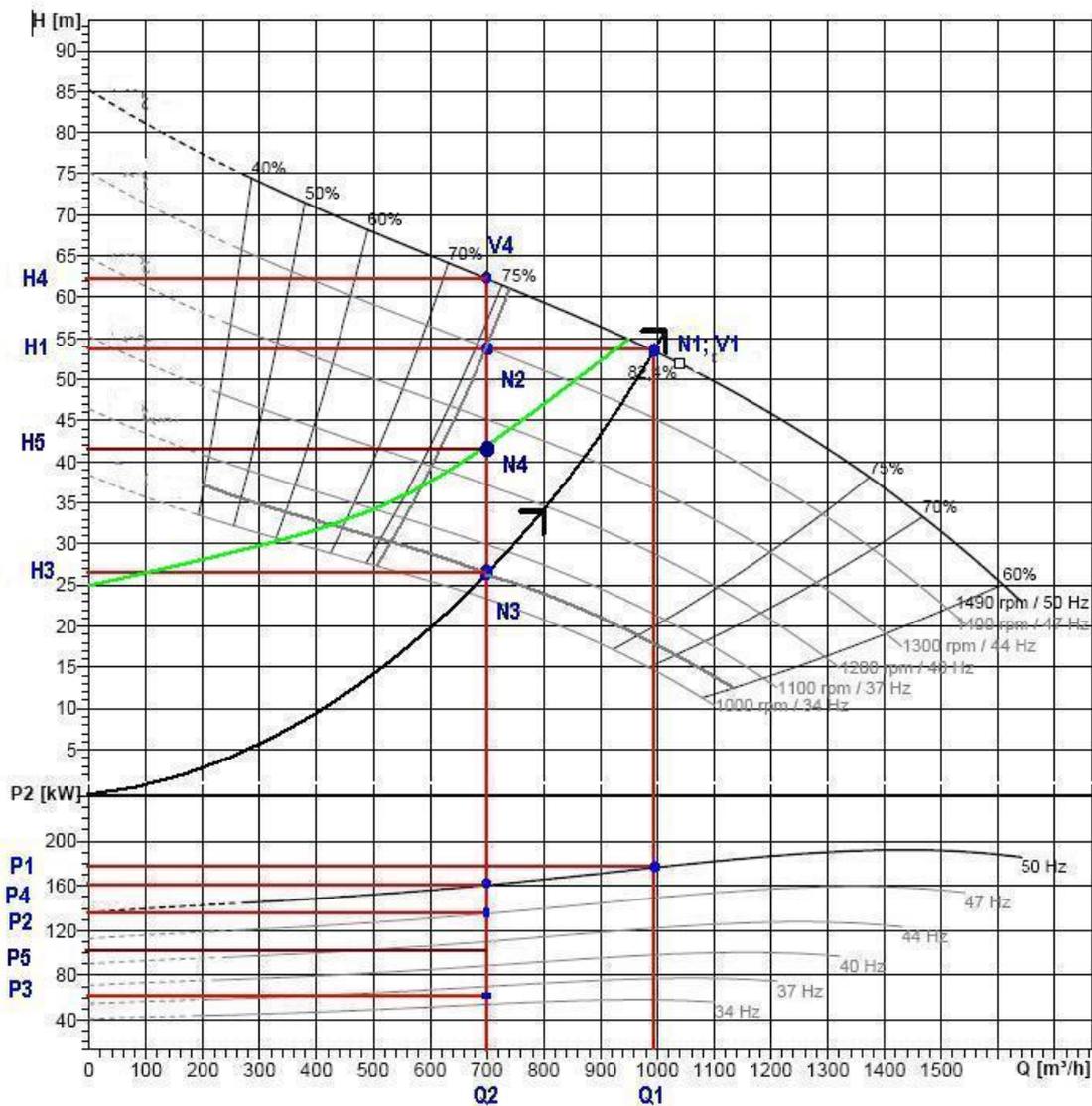


Figura 3. 4 – Exemplo para vários pontos de funcionamento da mesma bomba

determinada abertura da válvula de controlo de caudal V_1 , coloca a bomba no ponto de funcionamento ($N_1; V_1$) que resulta num determinado caudal, altura manométrica e potência absorvida respectivamente Q_1 , H_1 e P_1 .

Controlo por válvula

Se necessitarmos de reduzir o caudal de Q_1 para Q_2 e usarmos a válvula redutora de caudal, que estrangulará o circuito a jusante reduzindo a posição da válvula V_1 até V_4 . Adicionando uma perda de carga no circuito obteve-se o caudal desejado e até se reduziu a potência absorvida, resultando num menor consumo eléctrico, mas a eficiência hidráulica da bomba caiu de 82% para 74% pelo exemplo da curva apresentada.

Controlo por pressão

Se um VEV estiver instalado para regulação da velocidade da bomba, com o objectivo de manter a altura monometrica à saída da bomba no valor de H_1 e se algures na instalação necessitar de reduzir de Q_1 para Q_2 fechará uma válvula com esse objectivo. O VEV actuará reduzindo a velocidade para manter a pressão H_1 e acabará por estabilizar no ponto $(N_2;H_1)$ obtendo Q_2 . A eficiência hidráulica é agora cerca de 76 %, um ganho de 3% para uma situação de controlo de caudal por válvula, mas potência absorvida caiu cerca de 16% comparativamente ao controlo por válvula.

Controlo por curva de rendimento

Se VEV passar a controlar duas variáveis altura e caudal (H e Q), de forma a trabalhar o mais perto da curva de máximo rendimento obtemos o ponto de funcionamento $(N_3;H_3)$, com a velocidade da bomba bastante mais baixa, mas também a altura manométrica, a eficiência hidráulica mantém-se e a potência absorvida é agora inferior em cerca de 63% relativamente ao controlo por válvula.

Controlo pela curva da instalação

Se imaginarmos que o circuito hidráulico da instalação não permite que se trabalhe no rendimento máximo, quer seja pela perda de carga ou pelo peso da coluna manométrica, a curva da instalação representada a verde pode ser considerado um exemplo do funcionamento da bomba nessas condições. Mantendo o objectivo de caudal (Q_2) obtemos o ponto de funcionamento $(N_4;H_5)$ com um rendimento hidráulico de 80%, a potência absorvida é inferior em 38% comparando com o controlo por válvula.

Quanto às potências absorvidas, podemos verificar que as soluções de variação de velocidade da bomba reduzem a potência relativamente ao controlo de caudal por estrangulamento do circuito

V4, e que a solução ideal para o caso da pressão não ser relevante N3, a redução pode chegar a 63%, e que para uma curva com bastante perda de carga e carga estática N4 uma redução ainda substancial de 38%. O controlo por pressão também oferece poupanças económicas e se a redução da pressão da instalação for objectivo, esta deve ser a solução adoptar. Neste tipo de controlo existe também a opção de baixar a pressão de setpoint de controlo, nos casos em que é possível, reduzindo em bastante o consumo, tem normalmente um inconveniente que a limitação das condições nominais da bomba em caudal e pressão.

Ponto	N [rpm]	Q [m ³ /h]	H [m]	Pa [kW]	h [%]	RPa [kW]	RPa [%]
N1; V1	1490	1000	54	180	82%	-	-%
N1;V4	1490	700	62	160	74%	-	-%
N2;H2	1400	700	54	135	76%	25	16%
N3;H3	1050	700	26	60	82%	100	63%
N4;H5	1250	700	42	100	80%	60	38%

Tabela 2 – Comparação da redução de potência para diferentes pontos de funcionamento da mesma bomba.

3.2.2. Fórmulas de Cálculo

As fórmulas descritas nos pontos seguintes serão usadas nas folhas de cálculo, para determinar a viabilidade da implementação de VEV's no controlo de velocidade de bombas centrífugas.

3.2.2.1. Cálculo da potência eléctrica de um grupo motobomba a velocidade constante

A equação seguinte é usada para calcular a potência eléctrica do motor que acciona uma bomba centrífuga, não é potência de veio mais a absorvida pelo motor de forma a ser mais preciso cálculo do consumo de energia eléctrica [8].

$$P_{ele} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta_{hid} \cdot \eta_{ele}} \quad (3.4)$$

P_{ele} — Potência eléctrica [kW]

ρ — Massa volúmica [kg/m³]

g — Aceleração da gravidade [m/s²]

H — Altura manométrica [m]

Q — Caudal volumétrico [m³/s]

η_{hid} — Rendimento hidráulico, dado pela curva da bomba [%]

η_{ele} — Rendimento eléctrico do motor a carga nominal [%]

No cálculo da potência é desprezado a eficiência no acoplamento do motor com a bomba, e a variação da eficiência no motor eléctrico em função da carga.

Grupos adimensionais

Para determinar os pontos de funcionamento das bombas com variação de velocidade é usado grupos adimensionais, como o coeficiente de caudal e altura. Numa análise dimensional equipara-se dois pontos de funcionamento de duas máquinas semelhantes na qual as características se mantêm [8].

Coeficiente de Caudal

$$\frac{Q}{N \cdot D^3} \quad (3.5)$$

Em que:

N – Velocidade de rotação da bomba

D – Diâmetro da bomba

$$\frac{Q_1}{N_1 \cdot D_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 \cdot D_2^3} \quad (3.6)$$

Equação válida para bombas geometricamente semelhantes, neste caso usar-se-á, para determinar um ponto de funcionamento da mesma bomba em função da variação de rotação, o diâmetro da bomba é constante e desaparecerá da equação o que resulta:

$$N_2 = \frac{Q_2 \cdot N_1}{Q_1} \quad (3.7)$$

Resulta na determinação da velocidade da bomba no ponto 2 a partir de um ponto conhecido 1, para um determinado caudal requerido, o rendimento hidráulico mantém-se para os 2 pontos.

$$Q_2 = \frac{N_2 \cdot Q_1}{N_1} \quad (3.8)$$

Da mesma forma se quisermos determinar o caudal a partir de um ponto conhecido 1 e para uma determinada velocidade desejada.

Coeficiente de altura

$$\frac{g \cdot H}{N^2 \cdot D^2} \quad (3.9)$$

$$\frac{g \cdot H_1}{N_1^2 \cdot D_1^2} = \frac{g \cdot H_2}{N_2^2 \cdot D_2^2} \quad (3.10)$$

Da mesma forma da utilização do coeficiente de caudal, utilizar-se-á o coeficiente de altura para determinar um ponto desconhecido.

$$H_2 = \frac{H_1 \cdot N_2^2}{N_1^2} \quad (3. 11)$$

Com o conhecimento dos diversos pontos Q_n e H_n podemos obter curvas ISO¹⁰ das bombas, curvas às quais o rendimento se mantém, e determinar também as curvas paralelas das bombas a diferentes velocidades em função de Q e H . Consequentemente temos condições para determinar a potência nos pontos desejados com a aplicação de variadores de frequência, grandeza necessária para avaliar as poupanças económicas da sua aplicação.

3.2.2.2. Cálculo da potência eléctrica para um grupo electrobomba com variação de velocidade a partir de um VEV

O que difere esta equação da anterior é simplesmente o rendimento do VEV, que não deve ser desprezado numa comparação na avaliação energética.

$$P_{ele} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta_{hid} \cdot \eta_{ele} \cdot \eta_{vev}} \quad (3. 12)$$

η_{vev} – Rendimento do VEV [%], este valor varia consoante o fornecedor usar-se um valor médio de 97%.

3.2.2.3. Cálculo da potência eléctrica para 2 bombas iguais em paralelo e 2 VEV sincronizados seguindo uma curva ISO com base no ponto 1

$$P_{ele} = 2 \times \frac{\rho \cdot g \cdot H_2 \cdot Q_2}{\eta_{hid} \cdot \eta_{ele} \cdot \eta_{vev}} \quad (3. 13)$$

Usando os coeficientes caudal e altura:

$$N_2 = \frac{Q_2 \cdot N_1}{Q_1}; H_2 = \frac{H_1 \cdot N_2^2}{N_1^2}$$

Sendo Q_2 corresponde a metade do caudal necessário, será então relativo a uma bomba só.

10 ISO – Curva característica da variação de velocidade de uma bomba em que o rendimento é constante

$$H_2 = \frac{H_1 \cdot \left(\frac{Q_2 \cdot N_1}{Q_1}\right)^2}{N_1^2} = \frac{H_1 \cdot Q_2^2}{Q_1^2}$$

Resulta na potência eléctrica para uma bomba com controlo de velocidade:

$$P_{ele} = \frac{\rho \cdot g \cdot H_1 \cdot Q_2^3}{\eta_{hid} \cdot \eta_{ele} \cdot \eta_{vev} \cdot Q_1^2}$$

E para duas bombas em paralelo com controlo de velocidade:

$$P_{ele} = 2 \times \frac{\rho \cdot g \cdot H_1 \cdot \left(\frac{Q_2}{2}\right)^3}{\eta_{hid} \cdot \eta_{ele} \cdot \eta_{vev} \cdot Q_1^2} \quad (3. 14)$$

3.2.2.4. Cálculo da potência eléctrica para 2 bombas em paralelo e uma com controlo de velocidade com VEV e setpoint de pressão para a nominal

$$P_{ele} = \frac{\rho \cdot g \cdot H_n \cdot Q_n}{\eta_{hid} \cdot \eta_{ele}} + \frac{\rho \cdot g \cdot H_n \cdot (Q_2 - Q_n)}{\eta_{hid} \cdot \eta_{ele} \cdot \eta_{vev}} \quad (3. 15)$$

Em que:

Q_n – Caudal nominal da bomba

H_n – Altura manometrica nominal da bomba

$(Q_2 - Q_n)$ – Caudal restante, caudal da bomba com VEV

3.3. Ar comprimido

O ar comprimido é das formas de transporte de energia mais usadas na indústria, por ser prática na sua utilização e limpa, a sua versatilidade permite o uso em funções distintas, desde máquinas ferramenta, equipamento de controlo, instrumentação, accionamento de máquinas entre outros. Mas é também, das formas mais caras de energia na indústria a que se deve dar uma especial atenção. Na *Figura 3. 5*, representa uma análise aos custos do ar comprimido

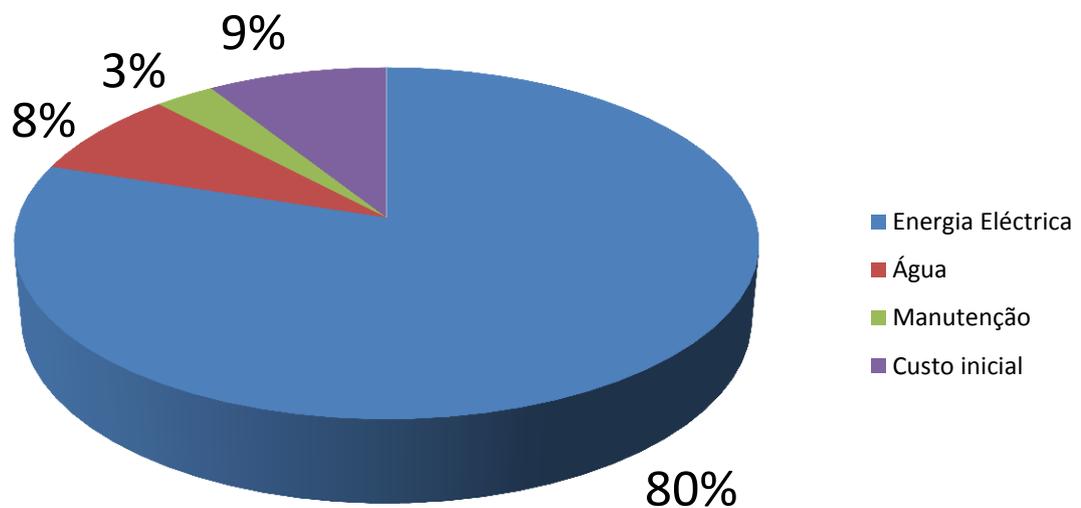


Figura 3. 5 - Custos do Sistema de Ar Comprimido Durante o seu Ciclo de Vida; Schneider Electric 2011 [6].

durante o tempo de vida útil, o maior peso é do consumo de energia eléctrica de 80%, comparativamente ao custo inicial da instalação, ao consumo de água e energia necessária para a refrigeração do ar comprimido e da sua manutenção. Portanto, torna-se claro a necessidade de dar um bom uso a esta energia, evitando desperdícios, usos inapropriados e perdas de eficiência.

Para melhorar a instalação é aconselhado seguir algumas directrizes, a primeira das quais é conhecer a instalação tanto do lado da produção como do consumo e todos os elementos a que é composto desde compressores, filtros, purgadores, tanques de armazenagem e consumidores finais e outros. O passo a seguir é quantificar os consumos, pressões e perdas de pressão, se não houver instrumentação deverá ser instalada, uma boa monitorização é o caminho mais fácil

para a detecção de possíveis problemas e alterações no sistema. Executar um diagrama de perdas de carga ao longo do percurso do ar, de forma a perceber se o sistema está bem dimensionado ou se necessita de alterações como tubagens mais largas, reservatórios junto aos consumidores e outros [6]. É importante implementar uma manutenção de rotina a todo o sistema, as fugas de ar são por vezes imperceptíveis, são caras e conduzem a um sobredimensionamento da instalação.

O uso do ar comprimido é versátil mas não deve ser usado indevidamente, como em determinados processos em que existem alternativas bem mais económicas, como o caso da refrigeração ou arrefecimento de equipamentos através de ar comprimido, do uso na aspiração ou na sopragem, entre outros. Após se ter feito um levantamento de toda a rede de ar comprimido e se ter aplicado medidas correctivas do lado do consumo, se deve agora analisar o lado da produção, estabelecer uma estratégia, e rever as melhores soluções económicas no uso de compressores. Um bom controlo no arranque e paragem de compressores, e utilização de variadores de velocidade nos motores para o accionamento dos compressores e uma possível redução da pressão de trabalho são algumas das possíveis alterações que podem aumentar o rendimento da instalação.

3.4. Iluminação

A iluminação, está a atravessar por um grande desenvolvimento no que toca à emissão da luz eléctrica, proporcionando altos rendimentos, maior durabilidade e novas aplicações. Já não é a primeira vez que o mercado da iluminação atravessa bons momentos e o último foi há bem pouco tempo com surgimento das lâmpadas fluorescentes compactas, fáceis de substituir as tradicionais incandescentes e com economias em energia eléctrica de cerca de 80%. Na mesma sequência a tecnologia LED¹¹ de alta potência, veio ainda mais reduzir o consumo eléctrico relativo à luz emitida. Sendo ainda uma tecnologia não consolidada no mercado há ainda muitas desconfianças e muito pouca legislação para lhe dar credibilidade, mas destaca-se nas inúmeras vantagens dos sistemas LED, a sua economia de consumo, a alta durabilidade, a não emissão de luz ultravioleta, nem radiação infravermelha, a possibilidade de alteração fácil de cor, e a versatilidade de aplicações. Como se trata ainda de uma nova tecnologia a sua maior adversidade é o custo elevado de aquisição.

O LED consegue transformar 80% da energia eléctrica em luz, esta tecnologia usa semicondutores que quando atravessados pela corrente eléctrica geram luz, que poderá ser de diferentes cores consoante a liga usada, inclusive a forma de obter a cor branca pode ser uma mistura de cores. Actualmente as lâmpadas mais comercializadas, fornecem dois processos distintos de fabricação, os SMD¹² normalmente usados em conjunto para obter a quantidade de luz necessária e os COB¹³ mais potentes fabricados à medida da potência necessária. A substituição das luminárias tanto interiores como exteriores, mesmo as de vapor de sódio, pela tecnologia LED oferece uma poupança energética elevada, mas deverá ter-se atenção à qualidade do produto, por ser uma tecnologia nova e pouco testada qualidade da iluminação pode deixar a desejar, especificamente a cor da luz, o seu processo de obtenção de cor branca no sistema LED, pode dar lugar a uma luz incomodativa especialmente com temperaturas de cor acima de 5300K.

Outras das medidas de grande impacto energético são a instalação de sistemas de controlo da iluminação, como sensores de presença, temporizadores e células fotoeléctricas. Uma lâmpada desligada quando a zona se encontra deserta é máximo que se pode conseguir em redução de

11 LED - Light Emitting Diodes

12 SMD – Surface Mounted Device

13 COB – Chip On Board

custos. Mas para na sua aplicação deve haver uma análise cuidada e um pouco de bom senso, para não correr o risco de obter situações delicadas para a segurança individual dos trabalhadores e dos equipamentos, como exemplo a presença de pessoas em zonas risco, como materiais quentes ou com corrente eléctrica quando a iluminação é insuficiente ou luminária apagada.

O consumo de energia eléctrica associada à iluminação, na área a auditar, é uma fatia bastante pequena comparativamente à bombagem, em todo o caso não desprezável. Em toda a fábrica tem-se investido na alteração das iluminarias exteriores para sistemas LED, com uma poupança confirmada de mais de 60 % no consumo de energia eléctrica e um payback de quatro anos. Embora nesta zona da fábrica ainda não tenha sido totalmente aplicada, penso que é uma questão tempo e gestão de orçamento, portanto não será feita uma análise sobre a iluminação.

3.5. Energia reactiva e Factor de Potência

O controlo da energia reactiva não é uma das medidas propostas do SGCIE por não envolver redução efectiva do consumo energético, mas como envolve redução de custos da energia será descrito sucintamente a sua origem e como reduzir.

A energia reactiva é a reacção provocada ao desfasamento angular entre a tensão e a intensidade nos sistemas de corrente alterna. Este desfasamento é provocado por alguns equipamentos como motores eléctricos e balastros de iluminação fluorescente. E embora não faça alterar a energia activa, aquela que realmente é necessária para produzir trabalho, provoca um aumento da corrente eléctrica exigindo uma maior secção de cabo para o seu transporte e maior dimensionamento das instalações como transformadores de potência, seccionadores e outros. Para além de exigir maior dimensionamento das instalações, as perdas correspondentes

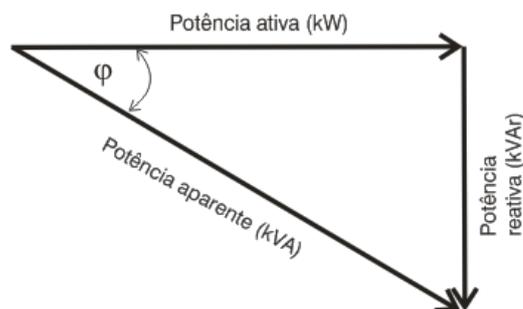


Figura 3. 6 – Triângulo de potências

ao transporte de energia são proporcionais ao à corrente eléctrica, por este facto as companhias de distribuição de energia eléctrica implementaram já há muitos anos penalizações para produções de energia reactiva acima de determinado valor, de forma a obrigar os consumidores de energia a tomar precauções evitando a sua produção. O valor normal para a penalização na factura energética é de igual ou inferior a $0,93 \cos\phi$ ou factor de potência, este valor é a razão entre energia activa sobre a aparente se for ao longo do tempo, ou a potência activa sobre a potência aparente se for medida instantaneamente, como mostra a figura. Um valor típico do factor de potência dos motores eléctricos anda entre 0,8 a 0,86 a plena carga, poderá baixar com a carga do motor.

A compensação do factor de potência é feita através da instalação de baterias de condensadores em paralelo com os equipamentos, poderá ser usado individualmente, mas o mais eficaz e

menos dispendioso é usar uma unidade em paralelo com o barramento de distribuição fazendo assim a compensação para todos os equipamentos por lá alimentados. Estes grupos de compensação para os barramentos usam diversos bancos de baterias com diferentes



Figura 3. 7 – Quadro eléctrico típico de baterias de condensadores; *el/spec* [13].

capacidades de forma a cobrir a produção de energia reactiva com diferentes regimes de carga, fazendo ajustes nas baterias, colocando-as ou retirando-as de serviço automaticamente. Embora o valor do factor de potência de não penalização seja acima de 0,93, não é usual dimensionar as baterias para este valor, é benéfico para a instalação que tenha o mínimo de energia reactiva, um factor de potência o mais aproximado de 1, tipicamente usa-se 0,99 de setpoint de controlo. Ao dimensionar as baterias de condensação é necessário levar em consideração a possibilidade de haver harmónicos na corrente eléctrica, como se já falou no capítulo dos VEV's, estes são dos maiores produtores de THD, a distorção das sinusoidais de corrente provoca um desvirtuamento do triângulo das potência e portanto estas duas componentes não devem ser tratadas separadamente.

A instalação auditada e o resto da fábrica já tem instalado estes equipamentos para correcção do factor de potência, por este facto não será feita uma avaliação em termos da viabilidade da sua instalação.

3.6. Recuperação térmica e integração energética de processos

A integração energética é definida por uma tecnologia de processo ao contrário das restantes tecnologias apresentadas, que são denominadas por tecnologias energéticas. Para a aplicação desta tecnologia requer um conhecimento aprofundado de todos os processos da unidade fabril que usem calor na forma de consumo ou perda. Existe uma vasta metodologia

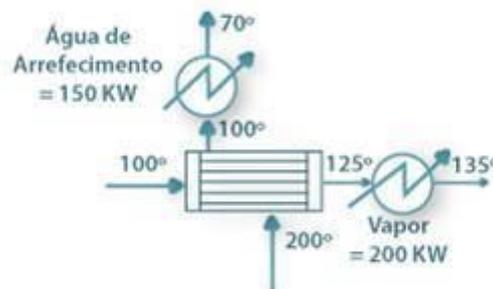
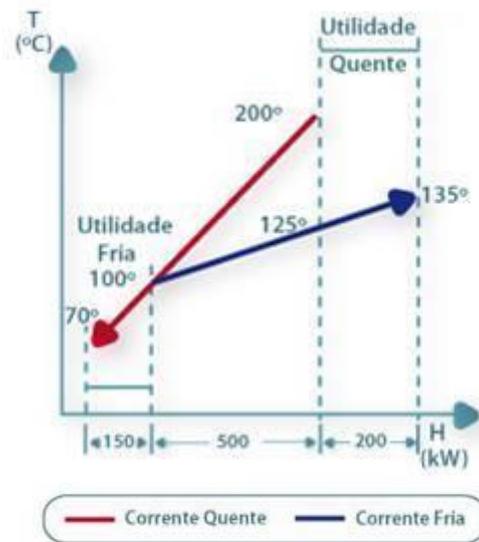


Figura 3. 8 – Exemplo de Integração energética, *Universidade de Coimbra* [14].

nesta área, especialmente aplicada a processos químicos complexos, que ajudam a facilitar o cruzamento de informação das diferentes áreas de processo. Resumindo, deve haver uma descrição de todos os processos que ganhem ou percam calor, à qual se definem correntes frias e correntes quentes, e quantificar as suas características entálpicas. Com os dados obtidos cruza-se a informação de forma a obter um possível aproveitamento das correntes, com auxílio

de equipamentos para a troca de calor, o mais usual são os permutadores de calor. A reintegração energética permite uma poupança nas utilidades quentes e frias, assim denominados os recursos existentes nos processos para aquecimento ou arrefecimento, como vapor, água quente e fluido térmico ou torres de refrigeração e chiller's.

Na figura está representado um exemplo típico da recuperação térmica e aproveitamento de recursos. Se imaginarmos dois processos distintos, a vermelho, a corrente quente representando um condensador de gases quentes que utiliza água para arrefecimento e a azul, a corrente fria representando um permutador para aquecimento de um fluido, que usa vapor para fornecer calor. Pela intersecção das linhas e na maximização das temperaturas podemos obter uma poupança energética em calor de 500 kW em ambos os sentidos, na realidade 1000 KW, usando o cruzamento dos processos por intermédio de um permutador de calor obtemos os seguintes resultados, onde dantes se gastava 700 kW de vapor para aquecer um fluido agora gastará 200 kW, e quando era necessário dissipar 650 kW agora é só necessário dissipar 150 KW [14].

Embora o conceito de integração energética seja simples na análise casual de dois fluxos energéticos, se o quisermos fazer para toda a unidade fabril é necessário outros métodos para o cruzamento de dados, sendo o mais conhecido o método *pinch* [14]. Quanto mais alargada for a análise maior é a probabilidade de achar processos compatíveis, as poupanças energéticas serão mais fáceis e mais proveitosas, porque normalmente as zonas de consumo de calor estão distantes, e até em áreas diferentes, das de perda de calor ou dissipação e arrefecimento.

3.7. Monitorização e controlo – Sistemas e gestão de energia

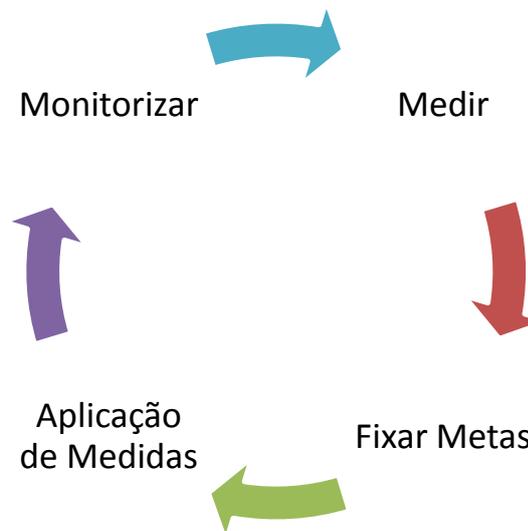


Figura 3. 9 – Ciclo típico auditoria SGE

Conhecer é controlar, é uma necessidade para manter o ciclo de consumo racional de energia dentro dos parâmetros desejados. Medir, quantificar a energia que se consome é um dos princípios básicos para se conhecer o funcionamento da instalação, quanto mais baixo se for na cadeia de consumo, zona, área, grupo e equipamento, mais fácil é encontrar desvios ou determinar padrões de utilização de energia. Todo este processo requer instrumentação em linha, ligado a sistemas de controlo e de aquisição de dados, de forma analisar e actuar, tudo isto de forma a passar ao passo seguinte, o de fixar metas e objectivos para a redução de consumos energéticos.

A aplicação de medidas é fruto da análise ao processo produtivo, com base nos consumos energéticos específicos e as tecnologias disponíveis e aplicáveis, tais como as descritas nos pontos anteriores de forma reduzir este consumo específico. A cadeia só está concluída depois de monitorizar as medidas aplicadas, é necessário confirmar o alcance das metas propostas.

Este é um ciclo que nunca se fecha, Medir, Fixar Metas, Aplicar Medidas e Monitorizar, deve funcionar activamente tal como o resto do processo produtivo. O alcance dos sistemas de gestão de energia é global e vasto permite uma contabilidade energética de fácil acesso, que possibilita uma análise de consumos específicos das áreas ou dos equipamentos, possibilita a detecção de

desvios dos padrões de consumo e a detecção de anomalias, ajuda ao funcionamento mais controlado do processo produtivo, e aos serviços de manutenção, auxilia na avaliação do estado funcional dos equipamentos [6,15,16].



Figura 3. 10 – Gráfico elucidativo para o desvio de consumos de energia por falha de monitorização e manutenção [6].

O facto de ser um ciclo faz com que certas áreas menos interventivas no processo produtivo, não sejam esquecidas, grande parte da poupança energética está na manutenção e monitorização, é por vezes usual o desleixe da instalação após a aplicação de medidas, o que proporciona uma degradação dos equipamentos e a subida dos consumos específicos. Os valores de referência ou IDE (indicadores de energia) devem estar sempre presentes para facilmente detectar desvios [15,16].

4. Auditoria

4.1. Descrição da área auditada

A instalação à qual se aplicará este estudo, poder-se-á subdividir por tipo equipamento para mais fácil compreender o processo de fornecimento de água e ar comprimido para a fábrica. Os equipamentos serão captação, filtros areia, cisternas de armazenagem, torres de refrigeração, estação de bombagem, tratamento de água e produção de ar comprimido.

A captação encontra-se junto ao rio e aspira água à superfície do leito, é composto por três grupos motobomba submersível de accionamento eléctrico, colocados em jangadas, um vaso de expansão e as respectivas tubagens. A alimentação eléctrica, instrumentação e controlo encontra-se no local, e a distância à fábrica é considerável, pelo que as comunicações se fazem via rádio.

Os filtros de areia são quatro iguais, situados já nas instalações fabris, recebem a água do rio e filtram-na, fazendo-a passar por gravidade através de um leito de areia. O sistema de controlo dos filtros é automático, com recurso a válvulas de controlo, de accionamento a ar comprimido ou eléctrico, a sensores de nível e controladores programáveis (PLC) de forma a não necessitar da mão humana em normal funcionamento. É política da empresa tornar os equipamentos mais automáticos possíveis, e nesta instalação não é excepção, no entanto estes equipamentos deverão estar sempre acessíveis quanto à informação sobre estado e controlo, tal como são configurados alarmes para segurança de equipamentos e pessoas, e acesso a manuseamento manual, deixando de operar em automático por opção do operador¹⁴.

As cisternas de armazenagem são três e têm um volume total cerca de 35000 m³, estão diferenciadas por água fria com uma temperatura muito similar à do rio, inferior a 20°C, água quente entre 30 e 32 °C e água de refrigeração, sendo que esta ultima cisterna está associada a duas torres de refrigeração, é a que tem maior volume e a temperatura da água situa-se entre 20 e 23 °C,

As torres de refrigeração são do tipo abertas e a troca de calor dá-se por convecção forçada com o ar, com o auxílio de ventiladores. O seu intuito é baixar a temperatura, de forma a reaproveitar

¹⁴ Colaborador à qual está atribuída a função de gerir e manusear aquele equipamento

4.1.1. Recolha de dados e instrumentação de medida

A recolha de dados do funcionamento da instalação foi executada a partir de um software de nome Uniformance fabricado pela Honeywell ®. Trata-se de um *software/ hardware* de aquisição de dados, que recebe a informação dos diversos PLC¹⁵ ou outros softwares de controlo de processo e grava os dados permanentemente com intervalos ajustáveis à configuração, mas normalmente de 30 segundos. O acesso ao histórico pode ser feito através de gráfico, com a apresentação visual dos valores gravados ao longo do tempo de forma simples ou manipulado

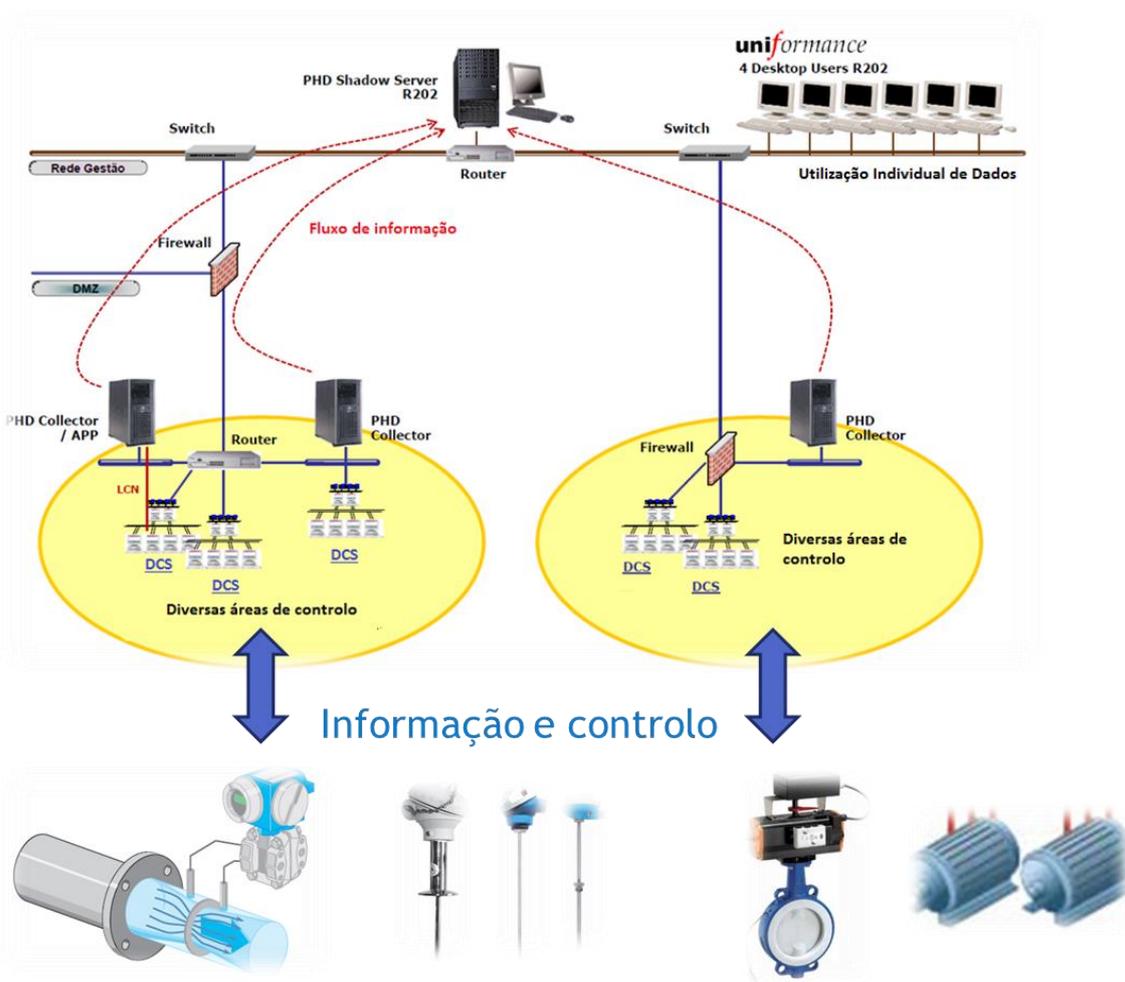


Figura 4. 2 - Esquema explicativo do fluxo de informação para o sistema de aquisição de dados.

através de cálculos estatísticos que o software permite. Existe outra forma de obter os dados do processo através do recurso à folha de cálculo Excel da Microsoft ®, através da instalação de um Plug-in para acesso aos dados, assim consegue-se facilmente manipular os dados, em

¹⁵ PLC – Programming logic control

função do tempo desejado, e obter cálculos dos rácios, dos tempos de funcionamento, somatórios e outras grandezas.

A folha de cálculo representada no anexo A e minimizada na *Figura 4. 3* é obtida da forma descrita no parágrafo anterior, os dados são referentes ao dia 04/12/2012 até a 01/01/2013, e são valores médios. Esta folha de cálculo tem por detrás uma outra que permite obter os dados e fazer os cálculos necessários para obter os consumos energéticos dos equipamentos. Também está projectada para alterar o tempo inicial e final da análise dos dados, permitindo à posteriori analisar e comparar os consumos com diferenças temporais, e detectar alterações e desvios aos padrões. A folha de cálculo apresentada não é mais que um rosto, de fácil visualização dos dados obtidos, permite seguir os fluxos e facilmente perceber a sua localização e influência.

Quanto à instrumentação para medição das grandezas físicas, utilizar-se-á as disponíveis no campo e de preferência com disponibilidade contínua de dados.

Para a medição da corrente eléctrica, existe na maior parte das gavetas de alimentação aos equipamentos anéis toróides envolvendo os cabos, algumas só numa fase mas normalmente nas três. Alguns equipamentos mais recentes já têm medição de tensão e $\cos \varphi$, calculando directamente a potência. Para o caso de variadores de frequência já instalados, o valor da potência já é disponibilizado pelo equipamento.

A energia eléctrica consumida pelos motores tem como base o valor médio da corrente eléctrica do período auditado, para os casos em que existe medição, que será a grande parte dos equipamentos, para os restantes assumiu-se a potência nominal como normal funcionamento e multiplicado pelo tempo de funcionamento obtém-se a energia consumida. No caso de existir a leitura de potência, para obter a energia basta multiplicar o seu valor médio pelo tempo de funcionamento.

Na medição de caudal de água e ar comprimido é usado o método indirecto por diferencial de pressão em orifício calibrado, resume-se à medição de pressão a montante e a jusante de um estrangulamento provocado na conduta e que pela equação de Bernoulli se calcula o caudal. Os caudais de água são uma média do período de tempo auditado obtidos a partir dos medidores de caudal, mas em alguns casos são calculados indirectamente por balanço de massas e

temperaturas, por ausência destes mesmos medidores, como o caso das águas de retorno dos evaporadores que são repartidos entre CAFQ¹⁶ e CATA¹⁷ I, em que o método de cálculo é demonstrado no ponto 4.2.1.

Para medir a pressão estão instalados sensores de diafragma nas linhas, o funcionamento deste sensor é simples o aumento da pressão faz deslocar o diafragma que por sua vez provoca um descolamento axial que é medido e quantificado. Para medir a pressão à saída das bombas são usados manómetros locais de relógio, têm o mesmo princípio de funcionamento mas não permite a emissão do sinal do valor para o sistema de controlo e registo, resume-se a uma leitura pontual através do seu mostrador.

A medição de temperatura é feita a partir de sensores resistivos de temperatura denominados termoresistências, estão mergulhados nos líquidos a medir, normalmente nas tubagens de transporte. O método de medição é baseado no princípio de alteração da resistência eléctrica dos metais com a variação da temperatura, portanto neste tipo de sonda é medida a resistência eléctrica do metal colocado propositadamente para o efeito. A resistência aumenta à medida que a temperatura também aumenta, estes valores estão tabelados consoante o metal usado na sonda, e este variará conforme as gamas de leitura que queremos medir, nesta área as gamas de temperatura são baixas, próximas da ambiente, o que normalmente é usado são PT100s, denominado assim porque o metal do sensor é a platina, que a 0°C oferece uma resistência de 100 Ω [6,17].

Também existem termopares para medir a temperatura, mas estão a ser substituídos pelas termoresistências por serem mais precisos, mais práticos e não terem perdas ou necessidade de compensação de cabos ao levar a informação a grandes distâncias. O método de medição dos termopares tem como base a conjugação de duas ligas metálicas, que juntas geram um potencial eléctrico, que pode ser medido e é variável consoante a sua temperatura. A combinação de ligas metálicas são escolhidas conforme a gama de temperaturas a medir, por exemplo as ligas Cobre (+) e Cobre, Niquel (-) usadas na sonda designada por tipo T, tem uma faixa de utilização -200 a +350°C.

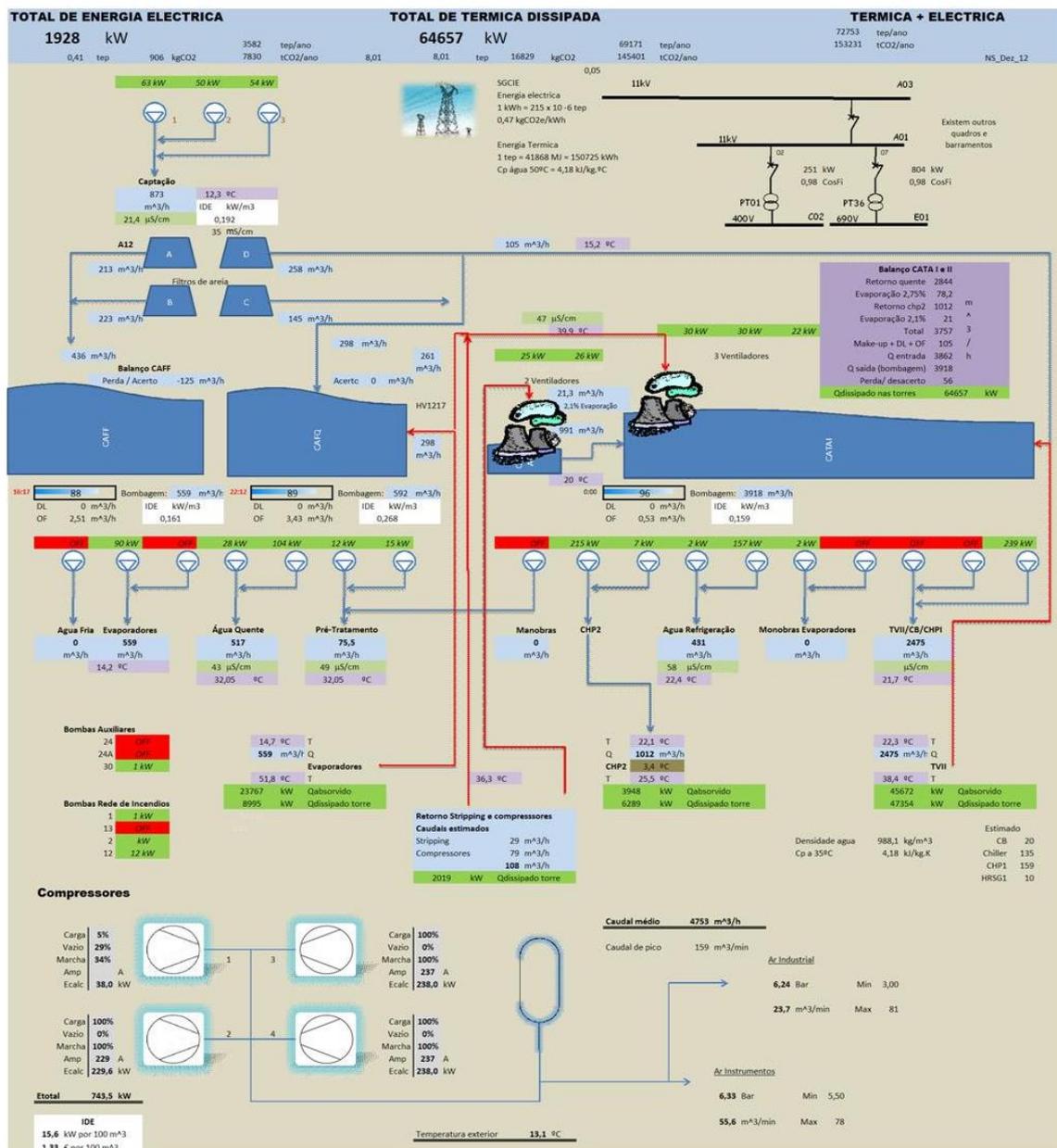
16 CAFQ – Cisterna Água Filtrada Quente

17 CATA – Cisterna Água das Torres de Arrefecimento

O tempo de funcionamento dos equipamentos é calculado a partir do sinal de “resposta de marcha” do próprio equipamento.

Para os totais anuais assume-se 360 dias de laboração contínua.

4.2. Fluxograma e balanço energético da área auditada



eléctrica e térmica, a conversão para tep e emissões de CO₂ e a projecção do consumo anual. Para melhor visualização no Anexo A, está repetida a folha de cálculo na horizontal.

Alguns dos caudais utilizados, são caudais de projecto, por não haver uma forma expedita de medi-los, tal como a quantidade de água evaporada nas torres de refrigeração, é calculada a partir dos dados fornecidos pelo fabricante.

4.2.1. Cálculo indirecto do balanço de massa da cisterna de água filtrada quente.

Infelizmente não existem caudalímetros suficientes para fechar o balanço de massas da área, no caso cisterna de água filtrada quente conhecemos os caudais de saída, mas desconhece-se os de entrada. Sabemos que existem dois fluxos de entrada, um quente, com proveniência de águas de retorno fabril e outro frio, de make-up pela captação.

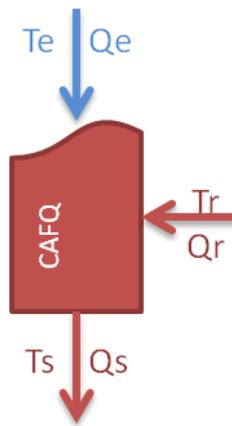


Figura 4. 4 – Balanço CAFQ

Todas estas temperaturas são conhecidas o que nos permite calcular o seguinte sistema:

$$\begin{cases} Q_s = Q_e + Q_r \\ Q_s \cdot T_s = Q_e \cdot T_e + Q_r \cdot T_r \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} Q_r = Q_s \left(\frac{T_s - T_e}{T_r - T_e} \right) \\ Q_e = Q_s \left(1 - \frac{T_s - T_e}{T_r - T_e} \right) \end{cases} \quad (4. 1)$$

Em que:

Grandezas

T – Temperatura [°C]

Q – Caudal [m³/h]

Índices

e - entrada água fresca (make –up)

s - saída

r – retorno dos evaporadores

O caudal de saída é dado pela soma dos caudais de bombagem, pela água que possa transbordar da cisterna, que é medida através do tempo de actuação do sinal de transbordo existente multiplicado por um caudal fixo medido anteriormente e pelo volume de desnível da cisterna entre o início da leitura e o fim. Estes dois últimos parâmetros podem ser considerados desprezáveis para grandes intervalos de tempo.

$$Q_s = Q_{\text{bombagem}} + Q_{\text{of}} + Q_{\text{dl}} \quad (4. 2)$$

dl – differential level (variação de nível)

of – overflow (transbordo da cisterna)

4.2.2. Cálculo da energia térmica

A energia contida na água é calculada pela seguinte fórmula [18]:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (4. 3)$$

Em que:

\dot{Q} – Potência térmica (calor) [kW]

\dot{m} – Caudal mássico [kg/s]

Como as unidades de caudal de leitura é em m³/h, para converter multiplicaremos pela massa volúmica a dividir por 3600 segundos (1 hora).

Em que:

ρ – Massa volúmica [kg/m³]

Para água a 50°C é de 988,1 kg/m³

C_p – Coeficiente de calor específico [kJ/kg.K]

Para água a 50°C é de 4,181 kJ/kg.K

ΔT – Diferença de temperaturas [°C] ou [K]

4.2.3. Conversão em tep e emissões de CO₂

A folha de cálculo apresentada anteriormente refere valores de energia contabilizados ou lidos em kWh distinguindo em dois tipos, energia térmica e eléctrica, e embora se possa expressar na mesma unidade elas serão totalmente distintas do ponto de vista geracional em que é necessário mais energia para gerar electricidade do que para gerar calor. Por este facto o SGCIE obriga a apresentação dos resultados em tep, diferenciando assim a energia consumida pelo PCI¹⁸ do combustível que lhe deu origem tal como o rendimento do processo de produção dessa energia.

Associado a este processo é exigido também o cálculo da Intensidade Carbónica pela emissão de gases com efeito de estufa na unidade de quilograma (ou seu múltiplo) de CO₂. Os valores de referência para a conversão em tep e CO₂ para o SGCIE estão legislados no Despacho nº17313/2008 [19], e ai diz que 1 kWh de energia eléctrica é o equivalente a 215x10⁻⁶ tep, sendo o valor de referência do rendimento eléctrico de 40%, relativo à média das centrais termoeléctricas que usam combustíveis fósseis, segundo uma directiva europeia.

Para a conversão da energia térmica não existe referência para a água quente, que é a energia envolvida neste processo, também não existe caldeira de água quente, esta energia é gerada através de permuta directa ou indirectamente com o vapor e este sim tem referência no Despacho. O cálculo terá o pressuposto de que a energia dissipada nas torres poderá ser totalmente recuperada, evitando o consumo de vapor no processo.

Para menção, o vapor de água utilizado na fábrica para o aquecimento da água é saturado seco de 3,6 bar, com aproveitamento somente da entalpia de condensação portanto:

h_v – Entalpia específica do vapor – 2745 kJ/kg

h_l – Entalpia do líquido (condensado) – 627 kJ/kg

$(h_v - h_l)$ – Energia disponível na condensação – 2118 kJ/kg

Segundo o SGCIE a conversão da energia do vapor em tep é dada por [19]:

18 PCI – Poder Calorífico Inferior

$$\text{Energia do vapor} \left(\frac{\text{tep}}{\text{ton}} \right) = \frac{\text{Entalpia específica do vapor} \left(\frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right)}{\eta_{\text{térmico}} \times 41,868} \quad (4.4)$$

Para um rendimento do gerador de vapor de 90% e vapor saturado de 3,6 bar:

$$E_v(\text{tep}) = \frac{2,745 \left(\frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right)}{0,9 \times 41,868} \times \text{ton}(\text{caudal de vapor em toneladas})$$

Para determinar o caudal de vapor recuperado contabilizamos que o poder calorífico contido na água quente é igual ao do vapor:

$$\dot{Q}_v (\text{Calor do Vapor}) = \dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}} (\text{Calor da Água Quente}) \text{ [kW]}$$

A potência térmica do vapor é dada por:

$$\dot{Q}_v = \dot{m} \times (h_v - h_l) \quad (4.5)$$

Em que:

$$\dot{m} - \text{caudal massico} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}}{h_v - h_l}$$

Traduz-se:

$$\text{tep} = \frac{h_v}{\eta_{\text{térmico}} \times 41,868} \times \frac{\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}}{h_v - h_l} \quad (4.6)$$

Para determinar a emissão de CO₂ está definido no mesmo Despacho, relativo ao SGCIE, que para um giga joule de vapor a emissão é de 72,3 kg de CO₂ [19], mais uma vez assume-se a energia da água igual ao vapor.

$$\text{kg. CO}_2 = \dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}} [\text{kW}] \times (3,6 \times 10^{-3}) \left[\frac{\text{GJ}}{\text{kW}} \right] \times 72,3 \quad (4.7)$$

4.3. Resumo do balanço energético

Com base nos cálculos apresentados na *Figura 4. 3*, a tabela abaixo apresenta os itens mais importantes para a avaliação da área auditada (AA), tal como o consumo anual de energia eléctrica (EE), de energia térmica dissipada nas torres e produção de CO₂. Os valores anuais são estimados a partir do mês em análise, Dezembro de 2012.

Item	Valor	Unidade
Consumo anual estimado de EE ¹⁹ da AA ²⁰	3582	tep
Total anual estimado de energia térmica dissipada da AA	691171	tep
Total anual estimado de emissão de CO ₂ da AA	153231	tCO ₂
EE AA/EE total	6,57%	
IDE ²¹ Captação	0,192	kWh/m ³
IDE CAFF	0,161	kWh/m ³
IDE CAFQ	0,268	kWh/m ³
IDE CATA I	0,159	kWh/m ³
IDE compressores	0,1564	kWh/m ³

Tabela 3 – Resumo do balanço energético à instalação

Mais importante que os valores totais da energia, são os indicadores de energia (IDE) específicos a subáreas, estes rácios permitem perceber o consumo energético com base no produto final a que se destinam. No caso de estudo, se o objectivo for o transporte de água, o indicador será energia consumida por m³ de água transportada, no caso dos compressores será energia consumida por m³ de ar produzido. Estes rácios permitem analisar desvios de consumo independentes das alterações do regime de produção, e são importantes para uma análise após a implementação de alterações nos equipamentos como medidas para redução do consumo energético propostas nas auditorias. Para melhor se perceber o impacto desta área no global da instalação determinou-se a sua proporção, que representa 6,57% do consumo de energia eléctrica de toda a fábrica.

19 EE - Energia Eléctrica

20 AA - Área Auditada

21 IDE – Indicador De Energia

4.4. Inspeção local

Uma das fases da auditoria é fazer uma visita crítica ao local, à qual em inglês se designa normalmente por “walk through”, “andar através” dos equipamentos e da instalação, apreciar o seu estado de conservação, avarias, desperdícios e o correcto funcionamento dos equipamentos. Diversos estudos revelam, que uma manutenção cuidada e uma monitorização atenta do funcionamento dos equipamentos podem poupar entre 2 a 8% da energia consumida [6].

Relativamente à área auditada a apreciação geral da instalação é de bom aspecto, e bem cuidada, apesar de ter alguns equipamentos bastante antigos, com cerca de 40 anos. Ao longo dos tempos, alguns já foram substituídos por novos devido a avarias ou actualizações. Recentemente foram implementados novos equipamentos devido à ampliação da cogeração. Embora parte da instalação seja bastante antiga, como já foi dito, a manutenção cuidada destes equipamentos levou à sua longevidade, desde longa data que esta empresa tem um forte departamento de manutenção, com capacidade interna da resolução da maior parte das avarias ocorridas, mais recentemente com acesso a instrumentação capaz de executar uma manutenção preditiva e antever a falha do equipamento. É exemplo disto, a análise de vibrações com auxílio de software, concebido para identificar o estado evolutivo dos rolamentos dos motores.

A longevidade dos equipamentos, também está associada a uma boa aposta na qualidade e no bom dimensionamento dos equipamentos na sua aquisição inicial. No caso concreto da estação de bombagem, a qualidade da água que aqui circula interfere directamente no contacto com o material, é também aqui necessário uma boa escolha de materiais e de químicos para tratamento da água, tal como uma análise contínua do processo para evitar alterações dos constituintes e concentrações da água, de forma a não permitir que se torne nem corrosiva ou encrustativa, agredindo os equipamentos nomeadamente os metais.

A maior parte das tubagens de água foram recentemente substituídas por linhas de aço inoxidável de baixo atrito, eliminando as anteriores em aço ao carbono que devido à corrosão interna, impunham uma grande perda de carga ao longo da tubagem. Com estas novas tubagens em aço inoxidável o atrito interno é baixo, o que reduz substancialmente as perdas de pressão. Conjuntamente, estas tubagens, não estão tão sujeitas à corrosão por oxidação, como as de aço ao carbono, o que faz com que a tubagem dure mais tempo e em melhor estado. A

oxidação das tubagens em contacto com a água não tratada, provoca deformações na parte interna do tubo, onde circula a água, deixando ao longo do tempo de ser liso. O aumento da rugosidade da superfície do tubo incrementa uma obstrução à passagem da água, o que resulta num maior esforço e dispêndio de energia, o que deriva num aumento desnecessário do consumo eléctrico do sistema de bombagem, e um desvio das condições nominais à qual foi dimensionado, o que chega por vezes a limitar a capacidade produtiva. De facto após a mudança de algumas linhas de água, verificou-se um aumento da capacidade das bombas, alguns casos em 20% e uma substancial redução do consumo. Mas é necessário continuar esta mudança ainda existe alguns pequenos troços de tubagem, na estação de bombagem, em aço ao carbono.

A tubagem que transporta água bruta desde a captação no rio até à unidade fabril, é também bastante antiga e tem diversas partes em aço ao carbono, nomeadamente acidentes, como curvas e colectores. Esta conduta é longa, e com uma perda de carga muito grande, como se verificou no estudo de consumo das bombas da captação, é neste caso importante substituir estes troços por tubagens de baixo atrito, e aproveitar para reduzir geometricamente as perdas de cargas nestes acidentes, de forma a minimizar as perdas e consumos.

Verificou-se na instalação algumas fugas de água pelas cisternas em transbordos e em zonas de betão partidas, pelas selagens de bombas e por válvulas que deveriam estar fechadas mas não vedam totalmente. Qualquer perda de água na instalação tem custos energéticos acrescidos, evidentemente despendeu-se energia a transportá-la até aqui, e se a fuga for num circuito interno é duplamente penalizador, pois a água terá passado pelo menos em duas bombas consumidoras de energia eléctrica. Não obstante a necessidade e consciência de poupança dos recursos hídricos. É de facto necessário reparar fugas e fazer uma inspecção periódica atenta aos equipamentos.

4.5. Estudo da viabilidade de aplicação de medidas para aumento da eficiência energética

Pretende-se neste ponto demonstrar a aplicabilidade de algumas soluções, que levarão a uma poupança energética significativa. Procura-se comparar os consumos energéticos das soluções propostas com os atuais e determinar as poupanças. Em alguns casos existem limitações processuais, uns devido às especificações dos equipamentos, outros devido à ausência de instrumentação ou diferentes meios, necessários à determinação das poupanças efectivas. Outro dos objectivos é obter uma perspectiva de investimento e recuperação do capital inicial. Esta quantificação será dada pelo denominador na língua inglesa de payback, embora não foi possível em todos itens, receber os orçamentos desejados para o seu cálculo.

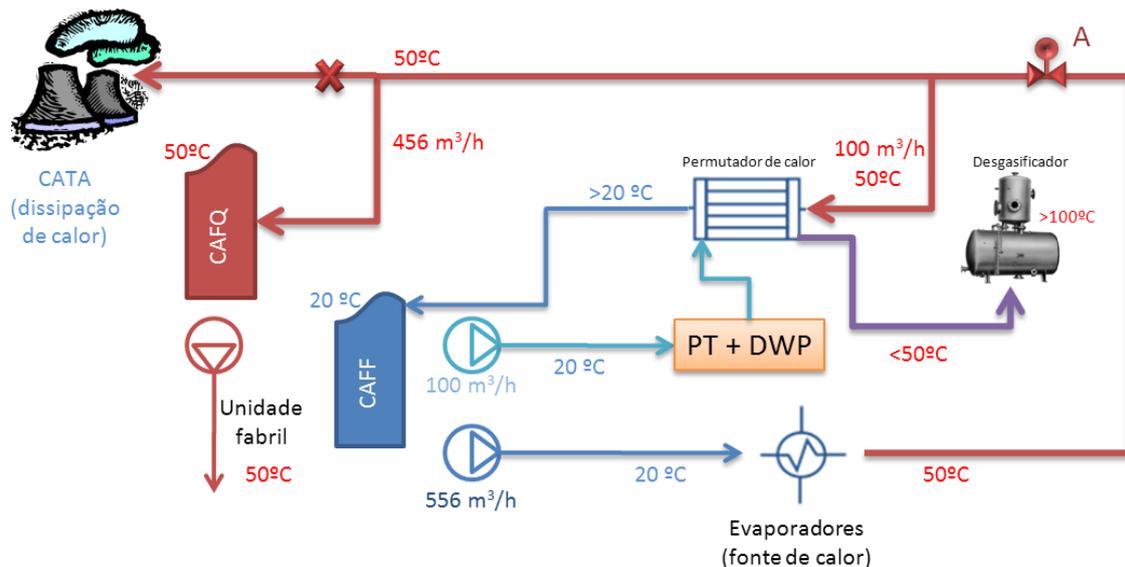


Figura 4. 6 - Esquema proposto dos circuitos de água para evaporadores e desmineralização

°C, e perde-se 12 °C de temperatura na água desmineralizada. Por outro lado, esta água, após passar pelas resinas, não tem limite máximo de temperatura, pois irá para desgasificadores que a aquece a mais de 100 °C, de forma a retirar os gases dissolvidos.

Por este facto, poder-se-á instalar um permutador de calor, aumentando a temperatura da água desmineralizada e recuperar ainda mais a energia térmica contida na água de retorno fabril.

Note-se que ao recuperar a energia térmica das águas de retorno estamos a aumentar a capacidade nas instalações que recuperam esta energia, evitando assim o consumo, de outras fontes de calor, nomeadamente vapor, adjacientemente estamos a reduzir o consumo eléctrico nas torres de refrigeração, e o consumo de água, já que com menos necessidades de arrefecimento baixa a rotação dos ventiladores de circulação de ar e a evaporação de água nas torres.

Para calcular o aproveitamento térmico desta medida usa-se a equação aplicada anteriormente no balanço energético [18].

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (4. 8)$$

A recuperação térmica evitando consumo de vapor no desgasificador é dado pelo calor cedido pelas águas de retorno, que irá fazer subir a temperatura de 32°C, que actualmente se encontra,

para 50°C um caudal de água desmineralizada de 100 m³/h. Na realidade o permutador a ser montado irá aquecer a água de 20 °C a perto de 50°C, dependendo da sua eficácia. Mas importante aqui referir, que só se contabiliza a partir dos 32°C porque é a temperatura á qual a água desmineralizada se encontra, e o objectivo é perceber o quanto se vai beneficiar com esta medida.

$$\dot{Q}_{max}[kW] = \frac{100[m^3/h] \times 988,1[kg/m^3] \times 4,181[kJ/kg.K] \times (50 - 32)[K]}{3600[s]}$$

$$\dot{Q} = 2065 kW$$

A recuperação térmica no processo de um caudal médio de 261 m³/h, a 50 °C de temperatura que normalmente é arrefecido pelas torres de refrigeração a 20°C, é dada pela equação seguinte. Com a possibilidade do aumento da temperatura da CAFQ, este caudal pode ser desviado para esta cisterna recuperando assim toda a energia térmica.

$$\dot{Q}_{max}[kW] = \frac{261[m^3/h] \times 988,1[kg/m^3] \times 4,181[kJ/kg.K] \times (50 - 20)[K]}{3600[s]}$$

$$\dot{Q} = 8985 kW$$

Se for aplicadas as duas medidas, o desvio da água para a CAFQ e aplicação de um permutador, o máximo de recuperação de energia térmica continua a ser 8985 kW se sendo que a capacidade do desvio depende do calor retirado pelo permutador, subtraindo dá 6920 kW.

4.5.1.1. Dimensionamento do permutador de calor

A escolha do tipo permutador recai para o uso de um permutador de placas, são de grande eficiência, práticos na montagem e desmontagem no caso de lavagem, substituição de peças ou ampliação. São permutadores de fabrico em larga escala o que reduz substancialmente o preço.

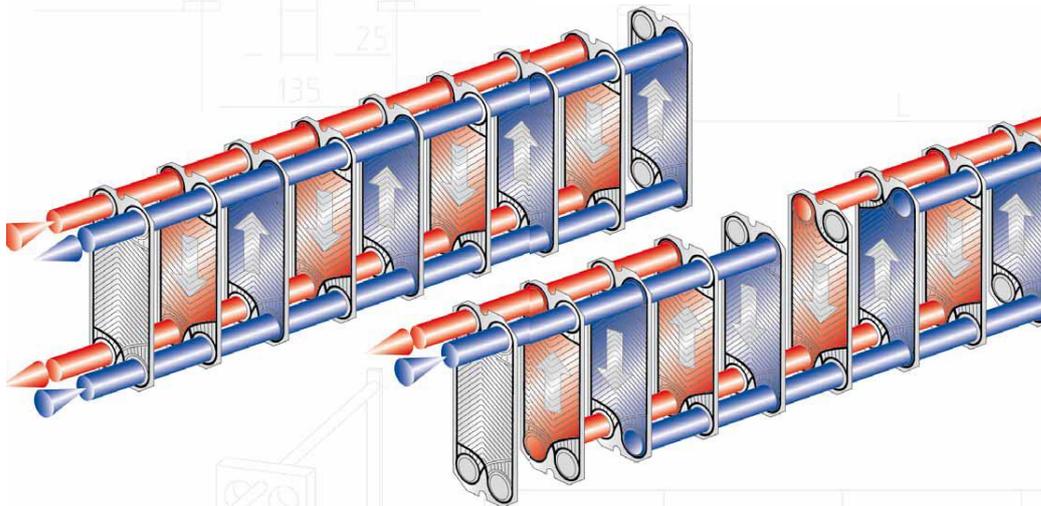


Figura 4. 7 – Exemplo funcionamento de um permutador de placas, de uma passagem e duas passagens [23].

Para o dimensionamento do permutador assume-se as seguintes condições:

- São negligenciadas as perdas de calor para o meio ambiente.
- São negligenciadas as alterações na energia potencial e cinética.
- As propriedades são constantes.
- As condições de fluxo da água estão totalmente desenvolvidas.

Índices da grandeza x referentes:

x_q – Ao fluido quente

x_f – Ao fluido frio

x_{qe} – Ao fluido quente à entrada

x_{fe} – Ao fluido frio à entrada

x_{qs} – Ao fluido quente à saída

x_{fs} – Ao fluido frio à saída

x_p – À placa do permutador

Os dados conhecidos são:

$$Q_q = Q_f = 100 \text{ m}^3/\text{h}$$

O caudal (Q) dos fluidos são iguais, a água desmineralizada que irá ser aquecida será o fluido frio (f), por sua vez a água de retorno dos evaporadores que irá ceder calor será denominado como fluido quente (q).

$$T_{qe} = 50^\circ\text{C}; T_{fe} = 20^\circ\text{C}$$

As temperaturas (T) são conhecidas para ambos os fluidos só do lado entrada.

As propriedades físicas do fluido e do metal necessárias para a cálculo são:

$$T_{me} = \frac{50 - 20}{2} + 20 = 35^\circ\text{C}$$

Os valores das propriedades foram retirados das tabelas anexas, A.1 e A.6, do livro *Fundamentals of Heat and Mass Transfer [30]*, para uma temperatura de 35°C, considerada média das entradas dos fluidos. Para ambos os fluidos, considerou-se água saturada e as placas (p) do permutador são fabricadas em aço inox 316.

k – Coeficiente de condutividade térmica [W/m.K]

$$k_{f35^\circ\text{C}} = 625 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$k_p = 13.4 \text{ W/m.K}$$

Pr – Número de Prandtl

$$Pr_{35^\circ\text{C}} = 4,85$$

v – Viscosidade [m²/s]

$$v_{35^\circ\text{C}} = 0,722 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

R – Coeficiente de fouling.

Para o fluido quente, água de retorno

$$R_q = 0,0004$$

Para o fluido frio, água desmineralizada

$$R_f = 0,0001$$

ρ – Massa volúmica [kg/m³]

Para água a 35°C é de 995 kg/m³

C_p – Coeficiente de calor específico [kJ/kg.K]

Para água a 35°C é de 4,178 kJ/kg.K

Cálculo do permutador:

Para o cálculo é necessário escolher a dimensão de cada placa e o objectivo final é calcular o número de placas necessárias para a permuta. Escolheu-se um permutador de placas com diâmetros de entrada e saída DN150 mm, área da placa 0,4 m², distância entre placas mais a espessura do metal é de 3,5 mm, sendo que a espessura é de 0,7 mm e a largura da placa é de 0,44 m. Trata-se de permutador com placas em V, normalizadas com designação de FP41, o permutador tem como número máximo de placas que pode ser montado de 700, está catalogado no Anexo E [23].

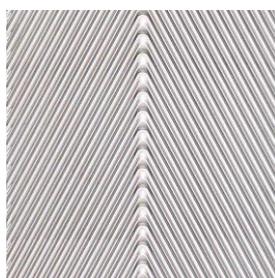


Figura 4. 8 – Exemplo da superfície de uma placa em V

A **determinação do coeficiente global e transferência de calor** é calculado a partir da fórmula abaixo descrita [20], advém da analogia de uma associação em série de diversas resistências, neste caso térmicas.

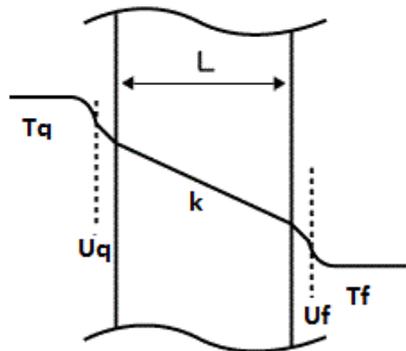


Figura 4. 9 – Representação gráfica de troca de calor por convecção do fluido e condução de uma placa.

$$\frac{1}{U_g} = \frac{1}{U_f} + \frac{L}{k_p} + \frac{1}{U_q} + R_q + R_f \quad (4. 9)$$

U_g – Coeficiente global de transferência de calor [W/m².K]

U_f – Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido frio [W/m².K]

U_q – Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido quente [W/m².K]

L – Largura da placa entre fluidos, neste caso é a espessura do metal [m].

O coeficiente de fouling (R), é um parâmetro que mede a tendência de incrustação do fluido, alguns fluidos nomeadamente a água criam uma película na superfície onde passam, formando barreiras à transferência de calor. Neste caso a água dos evaporadores pode-se considerar igual á do rio, pois o seu tratamento consiste unicamente em filtração partículas suspensas e o seu valor será maior que a água desmineralizada com um grau de pureza elevado.

Para a determinação dos coeficientes de transferência de calor para os fluidos, recorre-se ao número de Nusselt na equação seguinte. A análise do fluido será só relativo a uma placa, como os fluidos têm as mesmas condições de escoamento os coeficientes serão iguais.

Nu – Número de Nusselt

$$Nu = \frac{U \cdot D_h}{K_{f35^\circ C}} \Leftrightarrow U = \frac{Nu \cdot k_{f35^\circ C}}{D_h} \quad (4. 10)$$

D_h – Diâmetro hidráulico [m].

Para o cálculo do diâmetro hidráulico podem ser usadas as equações seguintes:

$$D_h = \frac{4.A_s}{P_s} \text{ ou } D_h = 2 \times e_{placas} \quad (4. 11)$$

A_s – Área da secção [m²].

P_s – Perímetro da secção [m].

e_{placas} – Espaçamento entre placas (sem espessuras) [m].

A distância entre placas sem espessuras é de 0,0028 m e a largura é de 0,44 m obtém-se o mesmo valor para ambas as equações; um diâmetro hidráulico de 0.0056 m

O número de Nusselt é obtido em função de *Reynolds* e *Prandtl*.

$$Nu_x = f(Re_x, Pr) \quad (4. 12)$$

Re – Número de Reynolds

$$Re = \frac{V_e \cdot D_h}{\nu} \quad (4. 13)$$

V_e – Velocidade de escoamento [m/s].

A velocidade de escoamento é normalmente imposta pelo nível máximo de ruído aceitável que ocorre à passagem do fluido, para água é de 2 m/s.

$$Re = \frac{U \cdot D_h}{\nu} = \frac{2[m/s] \times 5,6 \times 10^{-3}[m]}{0,722 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]} = 15,513 \times 10^3$$

Para um número de Reynolds superior a 2300 o regime de escoamento é turbulento, necessário para saber a equação correcta para o cálculo do número de Nusselt. Para permutadores de placas em V em regime turbulento o número de Nusselt é dado por [20, 21]:

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,64} \cdot Pr^{0,4} \quad (4. 14)$$

$$Nu = 0,4 \times (15,513 \times 10^3)^{0,64} \times 4,85^{0,4} = 362$$

Cálculo do coeficiente de transferência de calor do fluido:

$$U = \frac{Nu \cdot k}{D_h} = \frac{362 \times 625 \times 10^{-3} [W/m \cdot K]}{5,6 \times 10^{-3} [m^2]} = 40372 W/m^2 \cdot K$$

Determinação do Coeficiente global de transferência de calor:

$$\frac{1}{U_g} = \frac{1}{U_f} + \frac{L}{k_p} + \frac{1}{U_q} + R_q + R_f$$

$$\frac{1}{U_g} = \frac{1}{40372} + \frac{0,7 \times 10^{-3}}{13,5} + \frac{1}{40372} + 0,0001 + 0,0004$$

$$U_g = 1663 W/m^2 \cdot K$$

Pelo método ε - NTU, eficiência e número de unidades de transferência, obtém-se o número de placas necessárias para a total permuta de calor.

A área total de transferência de calor pode ser calculada a partir da equação de NTU.

$$NTU = \frac{U_g \cdot A}{(\dot{m} \cdot C_p)_{min}} \Leftrightarrow A = \frac{(\dot{m} \cdot C_p)_{min} \cdot NTU}{U_g} \quad (4. 15)$$

Obtemos o valor de NTU a partir da equação da eficiência, que para um permutador com fluxos em contracorrente é dada por [30]:

$$\varepsilon = \frac{1 - \text{Exp}(-NTU(1 - C_r))}{1 - C_r \cdot \text{Exp}(-NTU(1 - C_r))} \quad (4. 16)$$

C_r – Rácio de capacidade

$$C_r = \frac{(\dot{m} \cdot C_p)_{min}}{(\dot{m} \cdot C_p)_{max}} = 1 \quad (4. 17)$$

Para este caso específico, os mC_p 's de ambos os fluidos são iguais, no que resulta no rácio de capacidade de 1, reverte na seguinte equação de eficiência:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 - NTU} \quad (4. 18)$$

Propondo uma eficiência de 90% resulta:

$$0,9 = \frac{NTU}{1 - NTU}$$

$$NTU = 0,473$$

Para calcular o diferencial de temperaturas reais das saídas de temperatura, recorre-se ao conceito de eficiência, considerando o calor realmente transmitido sobre o máximo que podia ser aproveitado. Mais uma vez com mC_p 's iguais resulta no coeficiente entre temperaturas.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}[kW]}{\dot{Q}_{max}[kW]} = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_f}{\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_{max}} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{max}} \quad (4. 19)$$

$$\Delta T_f = \varepsilon \times \Delta T_{max} = 0,9 \times (50 - 20) = 27^\circ C$$

Obtemos as temperaturas de saída do permutador e temperatura média logarítmica:

$$T_{qe} = 50^\circ C; T_{qs} = 23^\circ C; T_{fe} = 20^\circ C; T_{fs} = 47^\circ C$$

$$\Delta T_m = 3^\circ C$$

O calor realmente permutado é de:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{real}[kW] &= \frac{100 \left[\frac{m^3}{h} \right] \times 995 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times 4,178 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \times (27)[K]}{3600 [s]} \\ &= 3118 [kW] \end{aligned}$$

Através de NTU obtemos a área necessária para a permuta:

$$A = \frac{(\dot{m} \cdot C_p)_{\min} \cdot NTU}{U} = \frac{100 \left[\frac{m^3}{h} \right] \times 995 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times 4178 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \times 0,473}{1663 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \times 3600 [s]}$$

$$= 32,8 m^2$$

O número de placas necessárias para a permuta é calculada da seguinte forma:

$$N_{placas} = \frac{A}{A_{placa}} + 1 = \frac{32,6}{0,4} + 1 \cong 83 \quad (4.20)$$

Caudal por placa é de:

$$\dot{m}_{placa} = \frac{\dot{m}_{total}}{N_{placas}} = \frac{100 \left[\frac{m^3}{h} \right]}{83 \times 3600 [s]} = 335 \times 10^{-6} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$V_e = \frac{\dot{m}_{placa}}{A_s} = \frac{335 \times 10^{-6} \left[\frac{m^3}{s} \right]}{0,44 \times 2,8 \times 10^{-3} [m^2]} = 0,27 [m/s]$$



Figura 4. 10 – Exemplo de permutadores de placas e das conexões de fluxo consoante o número de passagens, 1, 2 e 3, da esquerda para a direita [23].

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, usou-se como velocidade de cálculo 2 m/s, bastante longe do resultado de 0,27. Para aproximar o valor propõe-se um permutador de três passagens e obtém-se o triplo da velocidade, que dá 0,82 m/s. Mesmo assim ligeiramente longe do cálculo de U. Para tornar mais realista o cálculo irão ser repetidos os passos anteriores com um valor de velocidade de 0,82 m/s.

Determinação de Reynolds:

$$Re = \frac{U \cdot D_h}{\nu} = \frac{0,82 [m/s] \times 5,6 \times 10^{-3} [m]}{0,722 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]} = 6327$$

Determinação de Nusselt:

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,64} \cdot Pr^{0,4} = 0,4 \times (6327)^{0,64} \times 4,85^{0,4} = 204$$

Determinação de U para os fluidos:

$$U = \frac{Nu \cdot k}{D_h} = \frac{204 \times 625 \times 10^{-3} [W/m \cdot K]}{5,6 \times 10^{-3} [m^2]} = 22742 W/m^2 \cdot K$$

Determinação de U global:

$$\frac{1}{U_g} = \frac{1}{U_f} + \frac{L}{k_p} + \frac{1}{U_q} + R_q + R_f$$

$$\frac{1}{U_g} = \frac{1}{U_f} + \frac{L}{k_p} + \frac{1}{U_q} + R_q + R_f = \frac{1}{22742} + \frac{0,7 \times 10^{-3}}{13,5} + \frac{1}{22742} + 0,0001 + 0,0004$$

$$U_g = 1563 W/m^2 \cdot K$$

Cálculo da área a partir do NTU, que não altera com a variação de velocidade:

$$A = \frac{(\dot{m} \cdot cp)_{min} \cdot NTU}{U} = \frac{100 \left[\frac{m^3}{h} \right] \times 995 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times 4178 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \times 0,473}{1563 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \times 3600 [s]}$$

$$= 34,9 m^2$$

Determinação do número de placas:

$$N_{placas} = \frac{A}{A_{placa}} + 1 = \frac{34,9}{0,4} + 1 \cong 88$$

Neste recalculo do dimensionamento, acrescentou-se mais 5 placas, um aumento de quase 5%, que não é muito. Pode-se dar por terminado o cálculo, no entanto se quisermos ser mais precisos, teríamos que iterativamente recalcular até dar valores muito próximos.

Permutador de Calor

Especificações Técnicas

		Lado Quente		Lado Frio	
Nome do Fluido		Água evaporadores		Água desmineralizada	
Dados de Operação	Unidades	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Caudal	m ³ /h	100		100	
Temperatura de trabalho	°C	50	23	20	47
Calor de Permuta	kW			3118	
h de Serviço	W/m ² K			1563	
Área Total de Permuta	m ²			34,8	
Propriedades do Fluido		Entrada	Saída	Entrada	Saída
Densidade	kg/m ³			995	
Calor específico	kJ/kg.K			4,18	
Condutividade Térmica	W/mK			0,625	
Viscosidade	m ² /s			0,722E ⁻⁶	
R		0,004		0,0001	
Conexões		Entrada	Saída	Entrada	Saída
Tamanho		DN150	DN150	DN150	DN150
Construção					
Tipo		PHE de 3 passagens			
Espaçamento entre placa	mm	3,5			
Nº de placas		88			
Comprimento do permutador	mm	308			
Modelo		FP41			
Área da placa	m ²	0,4			
Material		AISI 316			

Tabela 4 – Tabela de características do permutador de calor

4.5.1.2. Resumo da recuperação térmica

	Q kW	tep/h	kgCO ₂ /h	tev/h	€/h	€/Anual
Permutador de calor	2065	0,26	537,478	3,51	80,73 €	697.490,31 €
Alteração temperatura da cisterna	6920	0,86	1801,138	11,76	270,53 €	2.337.352,52 €
Total	8985	1,11	2338,616	15,27	351,25 €	3.034.842,83 €

Tabela 5 – Resumo da recuperação térmica

O Preço unitário do vapor é de 23 €/t, valor alcançado com base no preço do gás natural como energia primária e o uso de um gerador de vapor convencional com rendimento de 90% para a sua produção. Este valor pode ser um pouco irreal quando aplicado a instalações em que o vapor é proveniente de cogerações, em que a mesma energia primária é usada para a produção de energia eléctrica e térmica com rendimentos elevados. Embora nesta fábrica existam duas cogerações e portanto o vapor é proveniente destas instalações, é de prática comum usar os valores convencionais para a transacção comercial do vapor.

4.5.2. Substituição de motores eléctricos

Apesar de já existir classes de eficiência IE4, o seu custo actual é um pouco proibitivo, por este facto far-se-á uma comparação com motores novos IE3 que depressa se perceberá a não rentabilidade a curto prazo desta medida. Todos os cálculos e descritivos dos motores da área auditada estão reapresentados numa tabela no Anexo B [24,25,26].

Para efectuar o cálculo poupança económica anual com substituição do motor, efectuado tabela anexa, recorreu-se a equação seguinte. Esta fórmula não entra com o real tempo de funcionamento nem com a carga do motor, por isso o resultado final para alguns motores pode estar a ser beneficiado.

$$E_{\text{anual}} = \left(\frac{P_{\text{nominal}}}{\eta_{\text{actual}}} - \frac{P_{\text{nominal}}}{\eta_{\text{IE3}}} \right) \times \text{€}/\text{kW.h} \times 360[\text{dias}] \times 24[\text{h}] \quad (4. 21)$$

O máximo de poupança desta medida é de cerca de 5000€ anuais para motores com custo inicial de 20 vezes este valor, e mesmo os motores de baixa potência a diferença entre o custo inicial ainda é bastante elevado, esta medida tem um retorno de investimento bastante elevado e não se enquadra nos objectivos do SGCIE, que defende um payback de 4 a 8 anos [1]. Em todo o caso não inviabiliza a substituição de um motor por um novo em caso de avaria, mesmo quando há possibilidade de rebobinar os enrolamentos, advém que segundo alguns estudos indicam, que por cada rebobinagem do motor o rendimento decresce um por cento.

4.5.3. Estudo consumo bombas de água para os evaporadores

As bombas são duas, do tipo vertical submersa em tanque e motor externo, podem trabalhar ambas em paralelo, mas normalmente só é necessária uma, a outra fica de reserva e só

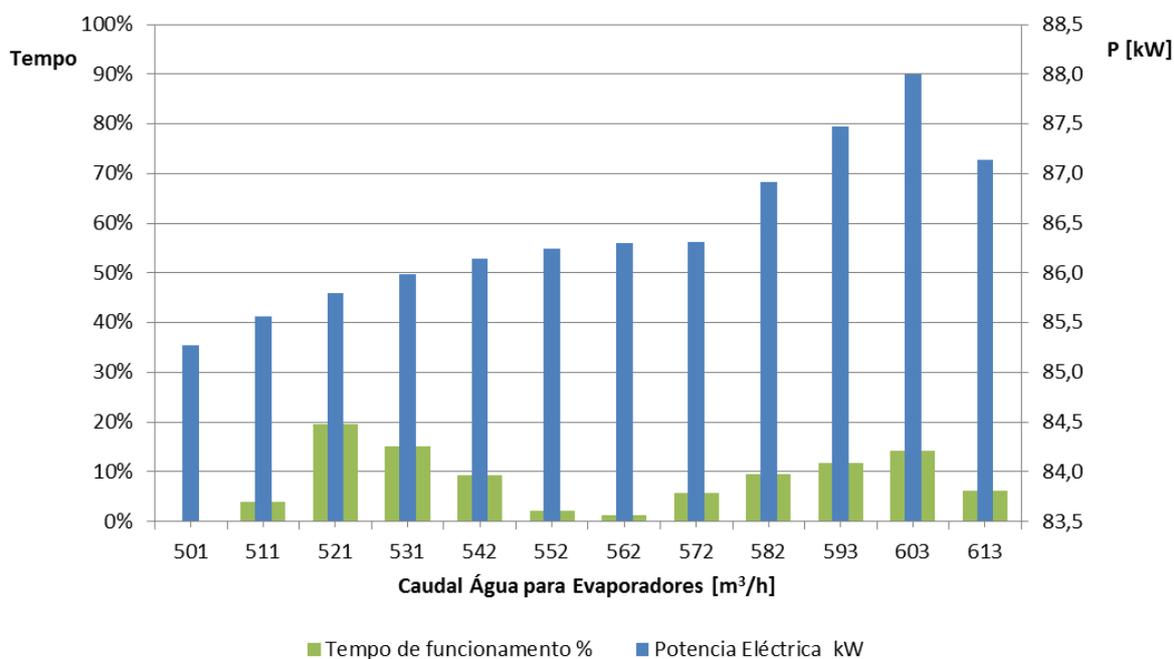


Figura 4. 11 - Diagrama de carga das bombas dos evaporadores a partir do caudal. Dados relativos a Dezembro de 2012

funcionará em caso de falha, é recorrente na instalação trocar mensalmente a bomba em serviço pela de reserva, para dividir o tempo de funcionamento pelas duas. Ambas as bombas têm as mesmas características eléctricas e mecânicas. No gráfico podemos ver o tempo de funcionamento da bomba em serviço no mês de Dezembro de 2012 a diferentes cargas, tem um funcionamento bastante estável os extremos de caudal não chegam a diferenciar em 100 m³/h, ou seja, variações inferiores a 20% do caudal. Com este regime estável a utilização de um só VEV numa das bombas é claramente um investimento a longo prazo.

Ao existir duas bombas para o mesmo efeito é nitidamente vantajoso usar as bombas em paralelo ambas com VEV's sincronizados e a diferença na poupança, para este caso, é de dez vezes mais. Nem tudo são vantagens, para este valor de poupança a altura mínima na curva da instalação deverá ser inferior a 8 metros, isto porque, como já foi referido anteriormente, a

queda de pressão é quadrática relativamente a diminuição da rotação da bomba e do caudal [27].

O cálculo pormenorizado das duas situações com um ou dois VEV's está descrito no Anexo C, na tabela seguinte encontra-se um resumo dos resultados obtidos das duas simulações.

Para o cálculo utilizou-se os seguintes valores:

- Rendimento eléctrico do motor – 93,9%
- Preço médio do MWh de Jan a Nov 2012 – 85,28€[26]
- Rendimento dos VEV's – 97%
- Preço médio variador e instalação 13000€
- IDE actual é de 0,153 kWh/m³

	1 VEV a BEP	2 Bombas em paralelo 2 VEV a BEP
Total de redução de consumo [kWh]	6,4	64,8
Total anual [24h*360D]	55196	560048
Poupança anual €/ano	4.707,13 €	47.760,85 €
Pressão mínima à saída da bomba H min	32,7	8
Pay back [ano]	2,762	0,544
Redução tep/ano	11,9	120,4
Redução tCO2/ano	25,9	263,2
IDE [kWh/m³]	0,142	0,037

Tabela 6 – Resumo estudo das bombas de água para evaporadores

4.5.4. Estudo consumo bombas de água de captação

As bombas de captação são três, e estão submersas no rio, inclusive o motor, trabalham paralelamente consoante a necessidade e ordem da operação. No gráfico seguinte podemos ver

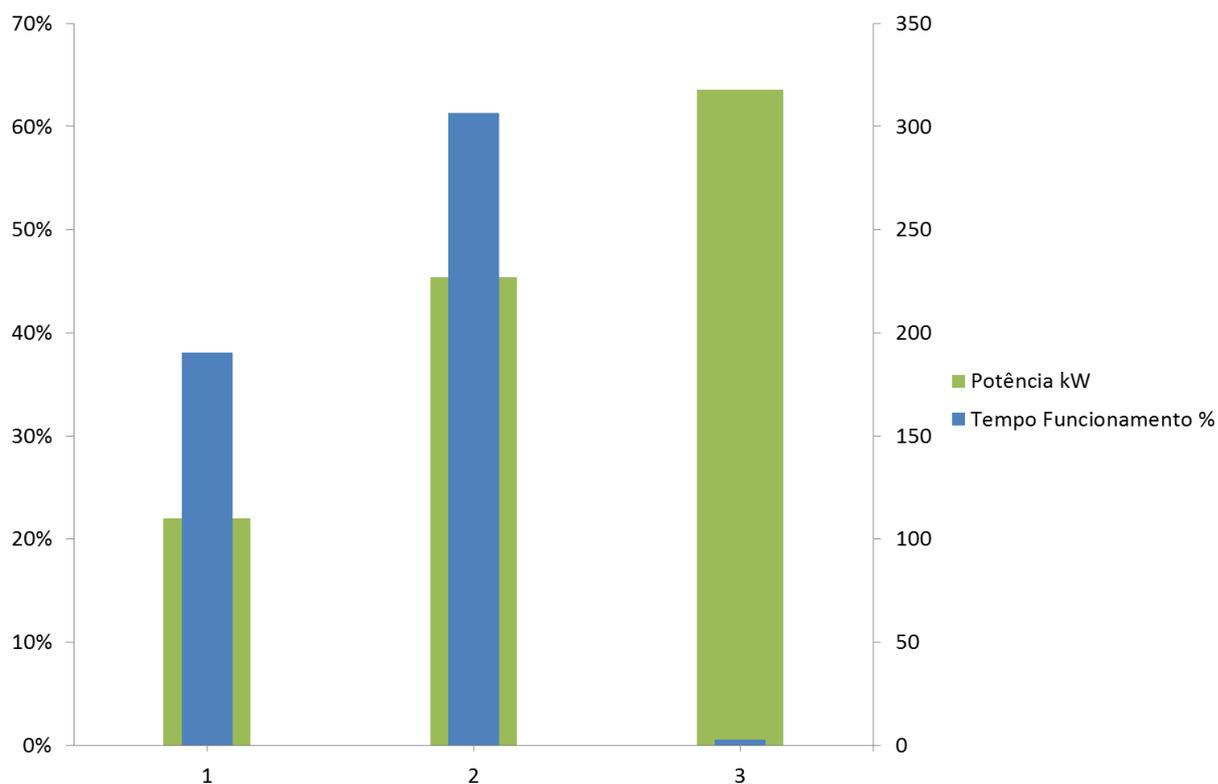


Figura 4. 12 - Diagrama carga das Bombas de Captação a partir do caudal. Dados relativos a Dezembro de 2012

o tempo de funcionamento e a potência das bombas, em função de estarem ligadas em simultâneo uma, duas ou três bombas. Visto que todas as bombas têm as mesmas características, o caudal resultante deveria ser sempre o mesmo, na realidade o valor do caudal oscila bastante e teve-se que encontrar um ponto médio (PM).

Na tabela seguinte encontram-se os valores de funcionamento actuais, verifica-se que quando se tem em funcionamento duas bombas o caudal não duplica e quando se três também não triplica, isto quer dizer a instalação trava o funcionamento nominal das bombas, quer seja pela coluna manométrica, pela perda de carga da conduta e acessórios é necessário a determinação da curva da instalação para quantificar até onde se pode ir na aplicação de VEV's.

Situação actual								
Nº de Bombas	Caudal de Água			Tempo	Volume	Hn-1490	Potência	Energia
	m ³ /h			Funcionamento	médio			
	A	B	PM	%	m ³ /h			
1 Bomba	676	712	694	38,1%	264	46	110	41,9
2 Bomba	923	1102	1013	61,3%	620	65	227	139,0
3 Bomba	1101	1140	1120	0,6%	6,7	74	318	1,9
Caudal médio de referência					892		Total	183

Tabela 7 – Calculo dos caudais e consumos energéticos para as três bombas da captação.

Determinação da curva de instalação

A curva de instalação é dada pela seguinte fórmula:

$$H = H_0 + X \cdot Q^2 \quad (4. 22)$$

Em que K é a constante da instalação, valido para instalações sem alterações das perdas de carga, normalmente recorrentes a válvulas automáticas.

No caso desta instalação em que X é constante podemos recorrer a dois pontos de funcionamento, respectivamente ao funcionamento de 1 bomba e de 2 bombas em paralelo.

$$f(x) = (H, Q) \equiv P_1 = (46; 694) \wedge P_2 = (65; 1013)$$

Resulta no sistema:

$$\begin{cases} H_1 = H_0 + X \cdot Q_1^2 \\ H_2 = H_0 + X \cdot Q_2^2 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} 46 = H_0 + X \cdot 694^2 \\ 65 = H_0 + X \cdot 1013^2 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} H_0 = 29 \text{ m} \\ X = 35 \times 10^{-6} \end{cases}$$

$$H = 29 + 35E^{-6} \cdot Q^2$$

Resulta graficamente juntamente com as curvas das bombas:

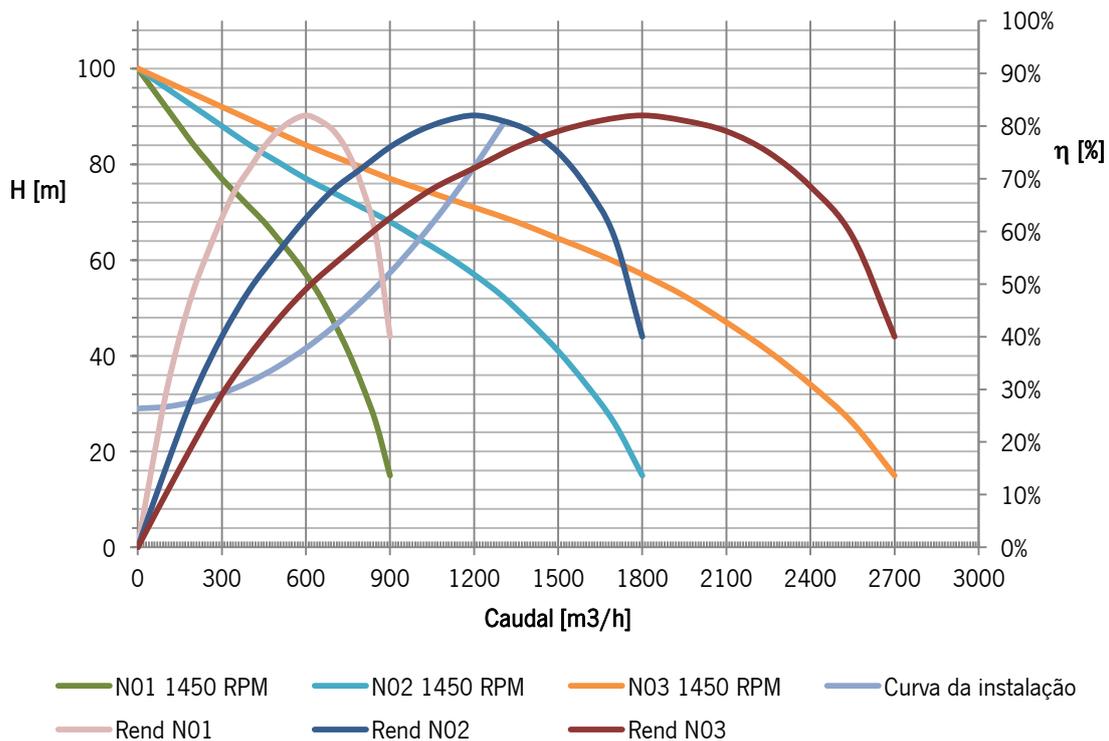


Figura 4. 13 – Curvas das bombas de Captação em paralelo e da instalação

Se pretendermos instalar VEV's para redução do consumo, e estimarmos um caudal médio cerca de 900 m³/h, serão necessárias duas bombas em paralelo e dois variadores em sincronismo a alimentarem cada uma das bombas.

No gráfico abaixo estão expostas as curvas de duas bombas em paralelo com funcionamento a diferentes velocidades para podermos facilmente ter a percepção e determinar o ponto de funcionamento da instalação no caso da implementação de VEV's. O ponto será o cruzamento da curva da instalação com as várias curvas a diferentes velocidade, que andara entre as ISO de rendimento 79% e 72%.

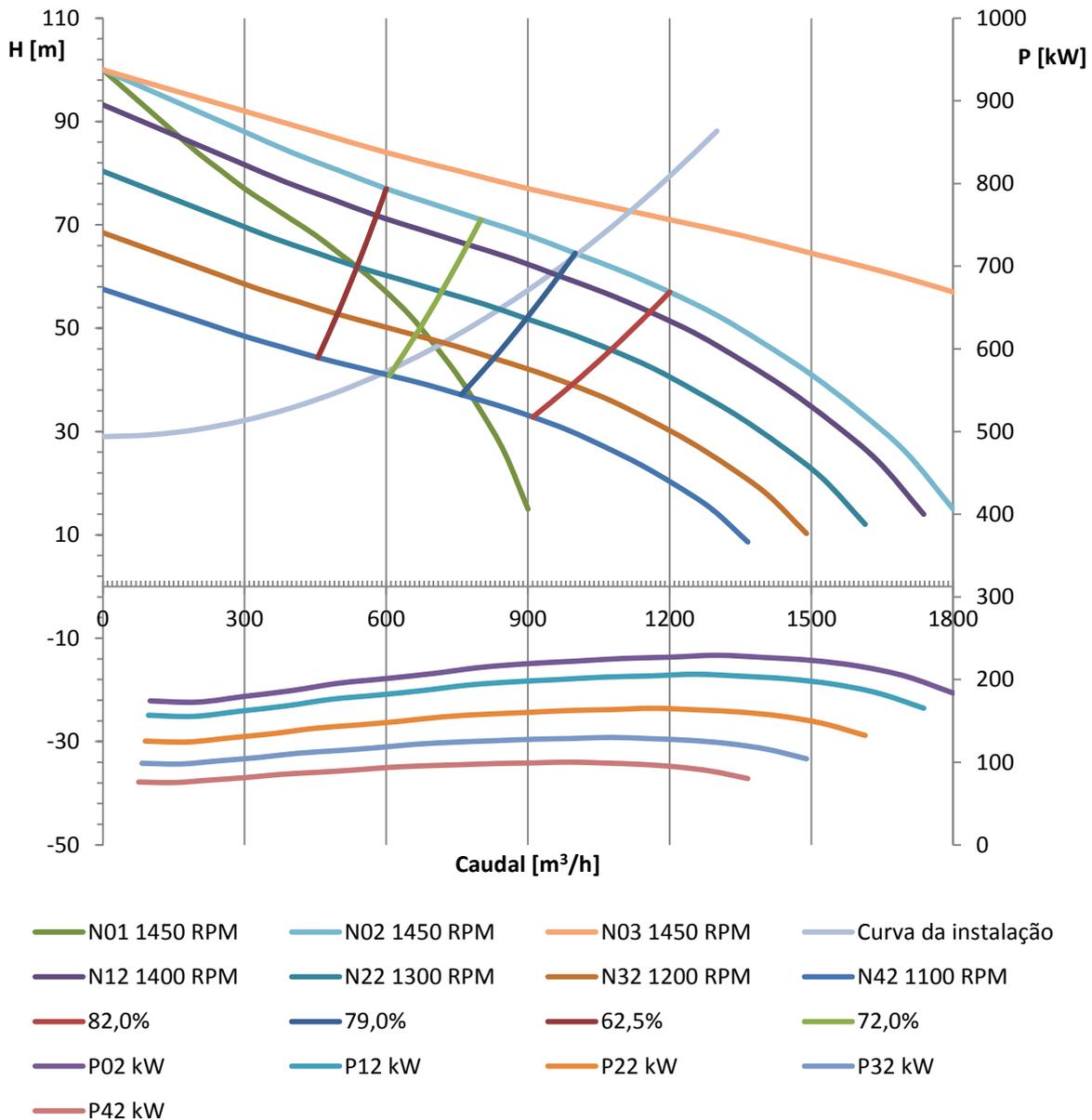


Figura 4. 14 – Curvas das bombas da captação em paralelo, e das diversas curvas a diferentes velocidades para duas bombas em paralelo em função da altura e da potência.

Para um caudal de 900 m³/h coincidente com a curva de instalação, obtemos uma altura de 57,4 m e um rendimento hidráulico de 77% no que resulta numa potência eléctrica de 188 kW, contra os 183 kW de potência média actual, se trabalhássemos no mesmo regime que actualmente por patamares a potência média ainda seria maior cerca de 197 kW. Conclui-se que não é viável a aplicação de VEV's com o intuito de poupança energética nesta específica aplicação.

4.5.5. Estudo consumo bombas de água quente

O grupo de bombas de água quente é composta por duas unidades com as mesmas características, são bombas verticais de vários andares com corpo submerso e motor eléctrico exterior. Tem a denominação de água quente por fazerem transportar água com uma

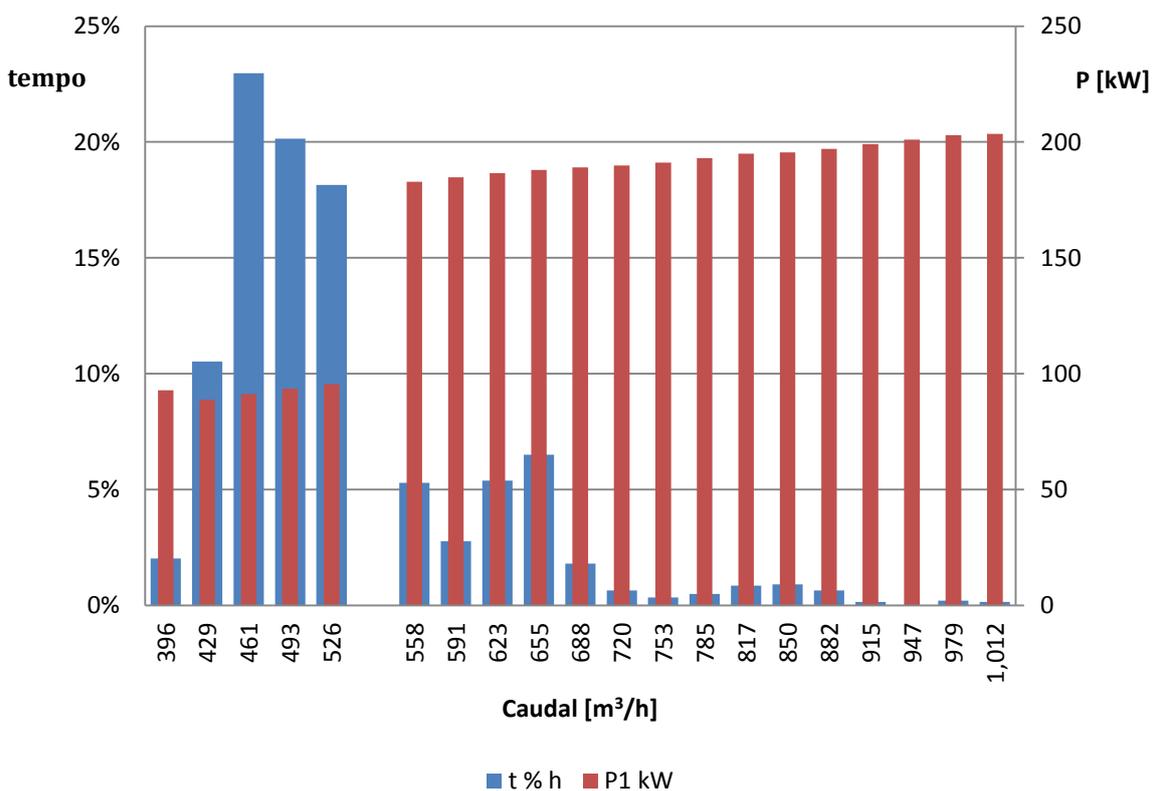


Figura 4. 15 - Diagrama carga das Bombas de Água Quente a partir do caudal. Dados relativos a Dezembro de 2012

temperatura com cerca de 32°C, derivada parcialmente de retornos de águas da unidade fabril.

O circuito de distribuição desta água é vasto e tem imensos consumidores, muitos deles com válvulas automáticas de controlo dos seus próprios requisitos, é portanto uma instalação com um caudal bastante variável, como podemos ver no diagrama de carga. Este é daqueles casos em que não existe uma só curva da instalação porque o X não é constante. No diagrama de carga podemos diferenciar nitidamente a entrada da segunda bomba ao serviço, na classe de 558 m³/h.

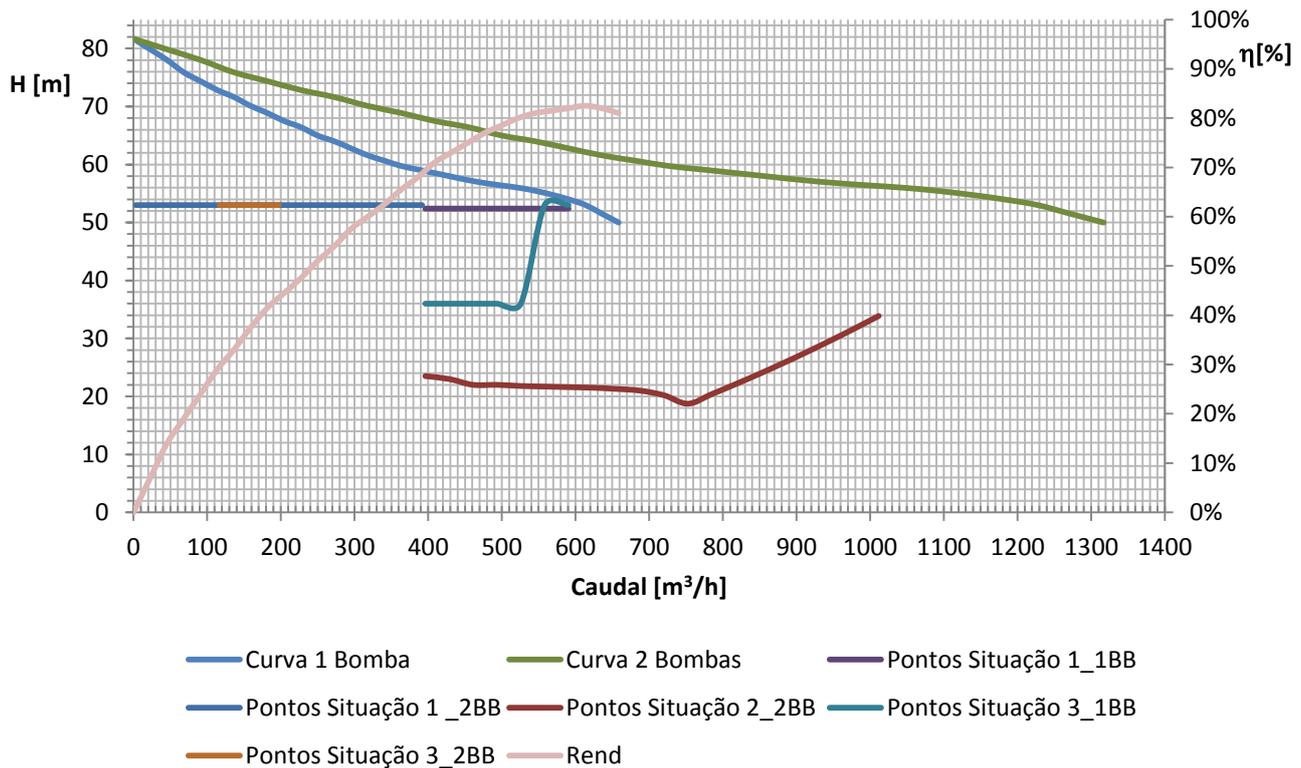


Figura 4. 16 – Curvas das bombas de água quente individual e paralelo. Pontos de funcionamento da simulação das situações 1, 2 e 3 apresentadas.

Situação 1 – Uso de uma bomba com controlo de velocidade por VEV, mantendo a curva ISO de rendimento máximo até ao caudal de 620 m³/h, diferenciado por cor na tabela de calculo em anexo. A partir deste caudal arranca a segunda bomba em paralelo sem controlo de velocidade, o controlo de velocidade da primeira passará a ser por pressão Hn, a altura nominal da bomba à velocidade nominal que é de 53 m. Este controlo terá que ser desta forma porque as bombas em paralelo terão a mesma pressão a montante.

Situação 2 – Uso de duas bombas sempre em paralelo em todos os caudais, ambas com controlo de velocidade por VEV com o mesmo setpoint. O controlo será por pressão e caudal mantendo os pontos BEP, com limite inferior de velocidade de 900 rpm, de forma a evitar baixas velocidade para o motor eléctrico e baixas pressões de água o cálculo da potência a esta velocidade está diferenciada por cor na tabela de calculo.

Situação 3 - Uso de uma bomba com controlo de velocidade por VEV, em controlo de pressão abaixo da altura nominal de forma a forçar a redução de velocidade, por consequência a

potência e o consumo. A pressão de controlo para o cálculo da potência é de 36 m (altura manométrica) e está diferenciada por cor na tabela de calculo em anexo. O uso de controlo de pressão tem um problema físico, esta limita a bomba no seu caudal máximo, que para a rotação nominal é de 620 m³/h com uma altura de 53 m, para 36 m, o caudal máximo é de 540 m³/h. Para este caudal deveria arrancar a segunda bomba, mas como esta não tem VEV, iria para valores nominais que por si só era suficiente para o caudal necessário, originaria uma nulidade da bomba com controlo de velocidade, podendo até originar cavitações. Em alternativa poder-se ia arrancar a segunda bomba e a pressão de controlo subiria para a nominal, de forma a evitar as cavitações, mas perder-se-ia toda a poupança nestes pontos. Outra alternativa seria a partir dos 540 m³/h a bomba passa a controlo BEP até aos 620 m³/h a aí arrancaria a segunda bomba e o controlo para Hn como na situação 1. Esta é a solução sugerida e os pontos do cálculo de potência a BEP estão a vermelho na tabela para diferenciar dos restantes pontos.

Para o cálculo utilizou-se os seguintes valores:

- Rendimento eléctrico do motor – 94,9%
- Preço médio do MWh de Jan a Nov 2012 – 85,28€
- Rendimento dos VEV's – 97%
- Preço médio variador e instalação 21200€
- IDE actual é de 0,228 kWh/m³

	Situação 1	Situação 2	Situação 3
Total de redução de consumo [kWh]	43,9	70,1	38,3
Total anual [24h*360D]	379247	605947	330823
Poupança anual €/ano	32.342,15 €	51.675,17 €	28.212,61 €
Pay back [ano]	0,655	0,821	0,751
Redução tep/ano	81,5	130,3	71,1
Redução tCO2/ano	178,2	284,8	155,5
IDE [kWh/m³]	0,142	0,092	0,153

Tabela 8 – Resumo estudo bombas de água quente

4.5.6. Estudo consumo bombas de água para condensadores das turbinas de vapor

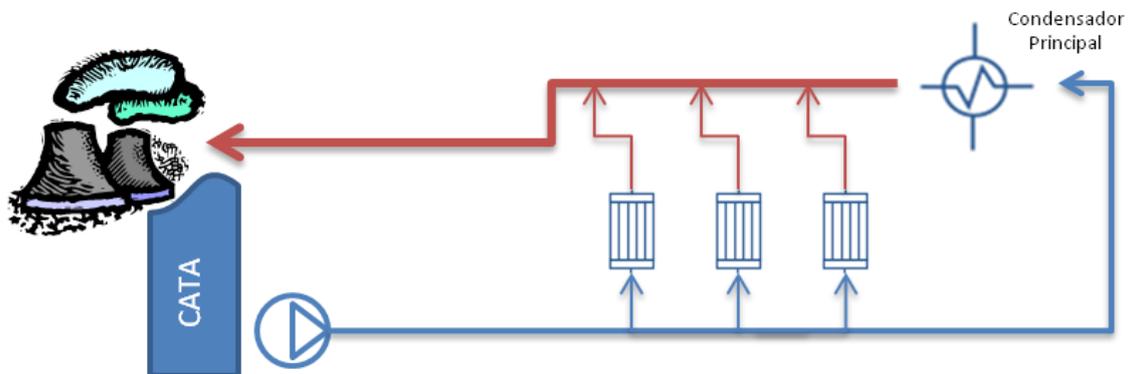


Figura 4. 17 – Esquema simplificado do circuito de refrigeração do condensador

Os circuitos de água para os condensadores das turbinas a vapor, têm diversas picagens de pequena dimensão relativamente ao caudal principal, impedindo a montagem de um VEV para alimentar a bomba do circuito por controlo da temperatura do condensador. Uma solução indicada para minimizar o caudal às necessidades. Na aplicação de um VEV a pressão e o caudal irão baixar às necessidades do condensador ignorando os consumidores. Os circuitos adjacentes são de baixo consumo, como já foi dito, e de caudal fixo, serve essencialmente para arrefecer alternadores, circuitos de óleo, circuitos de amostras e outros pequenos circuitos e não tem grande oscilação térmica mediante a oscilação da produção da turbina ao contrário do condensador.

Como actualmente o caudal é constante, e como existem bombas disponíveis em paralelo a solução mais viável era a colocação de duas bombas em funcionamento em paralelo alimentadas por dois VEV's sincronizados. Para calcular o consumo ou potência a que ficariam nesta implementação da usar-se-á os coeficientes de caudal e potência já descritos anteriormente.

Assim:

Sabemos que duas bombas em paralelo à mesma velocidade distribuem o caudal entre si e usando o coeficiente de caudal determina a velocidade, o índice 1 representa o funcionamento actual e o índice 2 representa a situação proposta para o mesmo caudal.

$$\frac{N_1}{Q_1} = \frac{N_2}{Q_2} \text{ e } Q_2 = \frac{Q_1}{2} \Rightarrow \frac{N_1}{Q_1} = \frac{N_2}{\frac{Q_1}{2}} \Leftrightarrow N_2 = \frac{N_1}{2}$$

Usando o coeficiente de potência determina-se a potência hidráulica no ponto 2.

$$\frac{P_1}{N_1^3} = \frac{P_2}{N_2^3} \Leftrightarrow \frac{P_1}{N_1^3} = \frac{P_2}{\left(\frac{N_1}{2}\right)^3} \Leftrightarrow \frac{P_1}{N_1^3} = \frac{8 \cdot P_2}{N_1^3} \Leftrightarrow P_2 = \frac{P_1}{8}$$

Para determinar a potência total, temos que duplicar por ser duas bombas e dividir pelo rendimento do VEV.

$$P = 2 \times \frac{P_2}{\eta_{\text{vev}}} \Leftrightarrow P = 2 \times \frac{\frac{P_1}{8}}{\eta_{\text{vev}}} \Leftrightarrow P = \frac{P_1}{4 \times \eta_{\text{vev}}}$$

Foi determinado no balanço energético uma potência média mensal de 239 kW, aplicando a equação anterior obtém uma potência 61,6 kW na aplicação de VEV's, uma redução de 177,4 kW, o que traduz numa poupança anual de 130 713€

4.5.6.1. Aplicação de Boosters

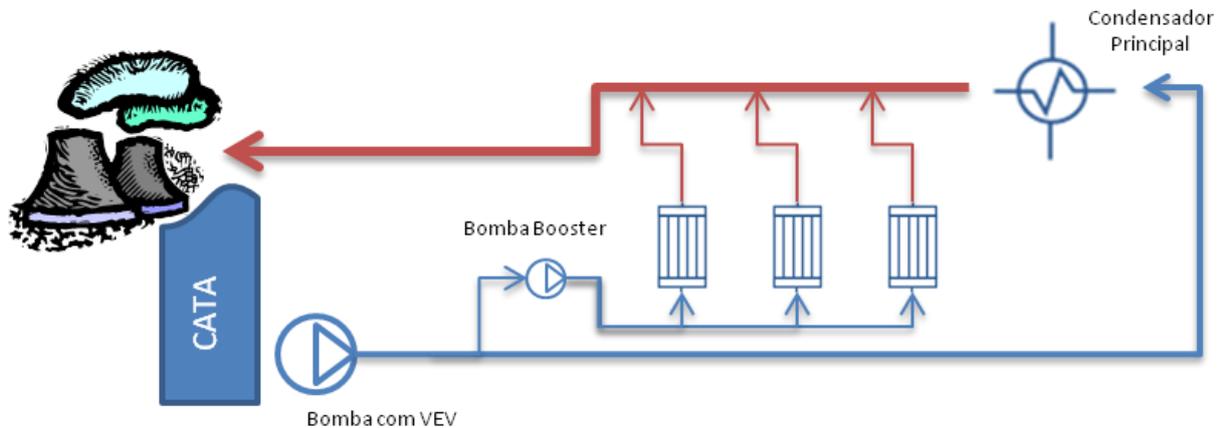


Figura 4. 18 – Balanço do sistema de produção de ar comprimido de um booster e um VEV

A solução para se aplicar um VEV na bomba de alimentação ao condensador é a instalação de um booster, que não é mais do que uma bomba em série que garante o caudal de água para os circuitos secundários. O booster é mais um consumidor de energia e portanto é preciso ter em conta se o decréscimo de energia na bomba principal, cobre em valor suficiente, este acréscimo ao consumo.

Quando se colocam duas bombas iguais em série os seus caudais mantêm-se, mas a altura manométrica disponível passa para o dobro. No caso dos boosters que são bombas bem mais pequenas que a principal, o princípio é o mesmo, mantêm-se os caudais nas bombas, no entanto a pressão no circuito secundário é a soma da pressão das duas bombas. Desta forma consegue-se baixar bastante mais a velocidade da bomba principal, garantindo uma maior poupança energética, sem falha de caudal e pressão em circuitos secundários com outras exigências.

4.5.7. Estudo consumos compressores de ar comprimido

O ar comprimido é das energias mais caras utilizadas na indústria, pela sua versatilidade é usada em centenas de equipamentos com funções bastante distintas, os equipamentos para uso final desta energia são normalmente mais leves do se usasse directamente motores de energia eléctrica, para além disso, permitem ajustes rápidos de binário e velocidade. Neste caso

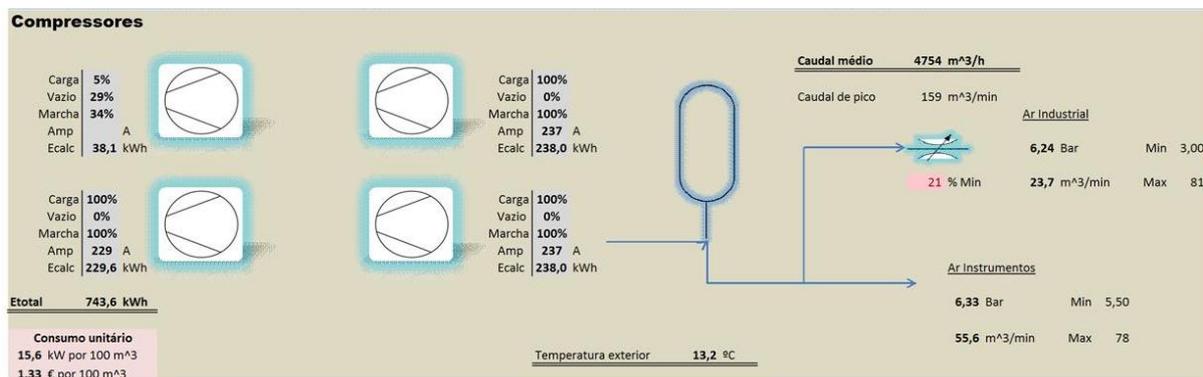


Figura 4. 19 – Balanço do sistema de produção de ar comprimido

específico, 3/4 do ar é usado para instrumentos de controlo de outros equipamentos, essencialmente válvulas pneumáticas e o restante ar, denominado ar industrial, para um uso mais grosseiro. A diferença entre o ar industrial e de instrumentos é o grau de filtragem, pois encontram-se à mesma pressão e são fornecidos em conjunto pelos mesmos compressores. O grupo produtor de ar comprimido é composto por quatro compressores em paralelo, com capacidades semelhantes e cada um com um secador em serie. Embora este estudo só engloba a parte produtora, por se resumir a esta área, sem interferir com a restante fábrica, quando se trata de reduzir a factura energética e avaliar alterações processuais deve-se começar pelos consumidores para depois reavaliar a capacidade produtora.

Existem algumas regras para manter o sistema de eficiente, a primeira das quais é saber todas as linhas e equipamentos deste a produção, transporte e consumo, normalmente descritos em desenhos e com as características técnicas dos equipamentos, isto de forma a prever os consumos das linhas e facilmente detectar alterações. A monitorização da pressão e caudal em diversos pontos é essencial para detectar perdas de cargas acentuadas, consumos anormais e fugas, estas últimas são das mais frequentes dispendiosas e difíceis de detectar. Uma fuga de ar comprimido num orifício 1 mm de diâmetro nesta instalação custará anualmente 510€ mas

atenção a progressão não é linear uma fuga de 2 mm custará 2030€[6]. É importante manter um controlo de fugas periódico e se possível recorrer a aparelhos de detecção ultra-sónicos pois o ouvido humano não detecta pequenas fugas e o ruído pode ser inibido por outros. Aqui também é importante ter conhecimento de toda a instalação e todos que nela intervêm, estar sensibilizados para esta causa. Todas as linhas que estejam em carga há nela uma probabilidade de fuga mesmo aquelas de difícil acesso, e circuitos abandonados ou com linhas mortas de equipamentos que deixaram de funcionar, na qual se deve ter o especial cuidado de as isolar evitando manter sobre pressão. As diversas fugas espalhadas pelos diversos circuitos, ao final do ano podem dar um valor monetário elevado, mas para além desse aspecto, também pode estar a criar uma falsa necessidade da capacidade de produção de ar comprimido, e pôr em causa a compra de um novo compressor na qual não se carece.

Outras das regras importantes é o uso inapropriado do ar comprimido, sendo esta energia tão cara, é natural que se encontre alternativas bem mais económicas para determinados processos. Nesta fábrica de papel encontra-se alguns exemplos de aplicações inapropriadas do ar comprimido como o uso de lanças de sopragem manuais, usadas para desencravar linhas, sem-fins dos diversos tipos fluidos líquidos e sólidos, algumas destas lanças com aberturas francas e sem redutor de pressão. O uso de bombas de diafragma é outra das aplicações de baixo rendimento e que em algumas situações poderiam ser substituídas por outro tipo de bombas.

O uso do ar comprimido para arrefecimento de equipamentos é das aplicações muito caras relativas à solução para refrigeração, normalmente isto acontece por alturas do verão com a subida da temperatura ambiente, a temperatura de alguns equipamentos alarma e a solução imediata, rápida e prática é inserir ar comprimido directamente no equipamento evitando a paragem ou o dano do equipamento. O problema é que a solução passa a ser definitiva e o consumo prolonga-se pela época de estio.

Nas máquinas de papel é normal usar o ar comprimido para o encaminhamento do papel, é uma solução prática e rápida, mas excessivamente cara e como não é contínua, só quando o

papel quebra²⁴, obriga a ter um sobredimensionamento da instalação em produção ou em armazenagem.

Todos estes usos indevidos têm alternativa, para o caso específica da refrigeração de equipamentos um ventilador é o mais indicado, para o uso de lanças de sopragem existe bocais apropriados com redução de caudal e aproveitamento da pressão, em todo o caso, em todas estas situações costuma ser usado ar industrial à qual sugeria o uso de outro tipo de ar. O facto de este ar ser para uso grosseiro a alimentação não deveria ser proveniente de compressores mas sim sopradores de baixa pressão de forma a dar mais prioridade ao caudal e menos à pressão poupando bastante no consumo energético. Se não for possível instalar um soprador, dever-se-á separar um dos compressores para este circuito e baixar a pressão ao mínimo, também resulta em poupança, embora menos acentuada do que a proposta anterior., Como a ar industrial representa $\frac{1}{4}$ do consumo um compressor é satisfatório para o consumo, e poderia ainda criada uma válvula automática, entre circuitos, que abrisse em quedas de pressão. Mas surge um problema que deve ser levado em conta, actualmente o 4º compressor só entra em carga 5% do tempo porque o caudal total é normalmente produzido por 3 compressores, como o ar de instrumentos representa $\frac{3}{4}$ do caudal total, representa uma necessidade de $2\frac{1}{4}$ compressores em funcionamento, o que levaria a usar por mais tempo os quatro compressores. Para ultrapassar este problema, poderia passar por substituir um destes 3 compressores, por um com variação de velocidade, permitindo assim ajustar ao caudal necessário reduzindo significativamente o consumo energético, com a vantagem de controlar com muita mais precisão a pressão do ar de instrumentos.

Uma solução de poupança imediata no sistema de produção de ar comprimido é a redução do consumo de água de refrigeração, actualmente os compressores são refrigerados por água em contínuo, independentemente de estarem em serviço ou parados. Estatisticamente em 66% do tempo existe um compressor parado que obriga ao consumo de energia eléctrica para fazer recircular cerca e 20 m³/h de água de refrigeração, o que representa cerca de 4,6% do caudal da bomba. Como a bomba que alimenta é controlada por um VEV a poupança anual é no mínimo de 3540 € justificando a implementação de válvulas automáticas de corte dos circuitos de água na paragem dos compressores.

24 Quebra de papel – denominação dada ao rompimento do papel durante a sua formação, provoca uma descontinuidade da produção e paragem parcial da instalação

5. Conclusão

Após a auditoria torna-se claro uma evidente capacidade de melhoria da instalação em termos dos consumos de energia térmica e eléctrica, e embora a instalação já tenha sido alvo de algum investimento, há viabilidade para mais e com recuperações que podem chegar a menos de 7 meses, e algumas poupanças anuais comprovadas de cerca de 52000€ As bombas dos condensadores têm ainda maior rentabilidade, mas será necessário a instalação de bombas à qual não foi possível obter dados e valores, também por falta de instrumentação em sítios estratégicos.

Equipamento	Medida associada	Redução energética	Redução GEE	Impacto	Poupança anual	Payback
		tep/ano	tCO ₂ /ano		€/ano	Anos
Águas de retorno fabril alteração temperatura da cisterna	Resumo da recuperação térmica	2209,16	4643,8	3%	697490	-
Águas de retorno fabril aplicação de permutador	Resumo da recuperação térmica	7403,11	1,9	11%	2337353	-
Bombas Evaporadores	Aplicação de VEV's	120,40	263,2	3%	47761	0,544
Bombas captação	Aplicação de VEV's			Não Viável		
Bombas agua quente	Aplicação de VEV's	130,30	284,8	4%	51675	0,821
Bombas Condensador	Aplicação de VEV's	329,54	720,4	9%	130713	Inconclusivo
Compressores ar comprimido	Redução do consumo água	8,92	19,5	0,25%	3540	-

Tabela 9 – Resumo dos estudos da viabilidade de aplicação de medidas para o aumento da eficiência energética

É de salientar que não existem aplicações bancárias com estes rendimentos, no entanto estes valores só são alcançados na aplicação de VEV, as restantes aplicações estão longe desta

rentabilidade. Nas soluções mais rentáveis apresentadas de aplicação de VEV para as bombas de água quente e evaporadores, a poupança anual é de quase 100 000€ e o impacto na redução do consumo eléctrico na instalação é de 7%, tal como a redução da emissão de CO₂. No caso do aproveitamento térmico de águas de retorno fabril o impacto monetário é evidente, embora o preço da energia térmica possa ser discutível, no entanto a redução anual da energia térmica a dissipar nas torres é de 14%, sem contabilizar as poupanças indirectas adjacentes ao funcionamento das torres como a redução do funcionamento dos ventiladores eléctricos e as perdas por evaporação de água, que terá que ser reposta por intermédio de uma bomba eléctrica.

Está aqui descrito a importância que se deve dar ao consumo de energia dos equipamentos instalados, tendo em conta as reais aplicações tecnológicas que em constante evolução permitem economias significativas, tornando as indústrias mais competitivas e menos poluentes. É nesta perspectiva que se deve evoluir, para além das imposições legais e dos sistemas de incentivo, a indústria deve se auto avaliar em constantes auditorias para aumentar o seu rendimento, e reduzir a pegada ecológica, em suma fazer mais com menos.

Bibliografia

- [1] Diário da Republica; Decreto – Lei nº 71/2008; Regulamentação SGCIE.
- [2] Plano Nacional de Atribuição de Licenças de Emissão PNALE II 2008-2012.
- [3] Adene, SGCIE; <http://www.adene.pt/pt-pt/SubPortais/SGCIE/Paginas/Homepage.aspx>; acessido ao site em Novembro de 2012.
- [4] Diário da Republica; Portaria nº 519/2008; Regulamentação para entidades e auditores do SGCIE.
- [5] V. Magueiro, M^a. C. Fernandes, H. A. Matos, C. P. Nunes, J. Calau, J. Carneiro, F. Oliveira; SGCIE, Medidas de eficiência energética aplicáveis à indústria: um enquadramento lógico sucinto.
- [6] Schneider electric, energy university, <http://www.schneiderelectric.pt>, acessido ao site de Janeiro a Julho de 2013.
- [7] Siemens, www.siemens.com, catálogo de motores eléctricos, acessido ao site em Janeiro de 2013.
- [8] Almeida, Heitor; sebenta do DEM/UM sobre “turbomáquinas”.
- [9] Europump, Hydraulic Institute, U.S. department of energy; Variable speed pumping, a guide to successful applications.
- [10] Almeida, Aníbal; Ferreira, Fernando; Fonseca, Paula; Oliveira, Fernando, Instituto Superior de Engenharia de Coimbra; Considerações Técnico-Económicas sobre Variadores Electrónicos de Velocidade.
- [11] Costa, Carlos Ribeiro, WEG; Aplicações eficientes com motores eléctricos de elevado rendimento.
- [12] ABB; www.abb.pt, catálogo de controladores de velocidade e binário para motores de indução CA.
- [13] Elspec, <http://www.elspecportugal.com/>, catalogo baterias de condensadores, acessido ao site em Junho de 2013.
- [14] Universidade Coimbra; <http://labvirtual.eq.uc.pt/>, acessido ao site em Setembro de 2013.
- [15] Gaspar, C. 2004. Eficiência Energética na Indústria: Auditorias Energéticas. ADENE
- [16] Martins, Luís Barreiros; sebenta do DEM/UM dos módulos “Energia e Ambiente”.

- [17] Fraden, Jacob, Handbook of Modern Sensors, Physics, Designs and applications, Third edition.
- [18] Teixeira, José Carlos; sebenta do DEM/UM de Energética Industrial.
- [19] Diário da Republica; Despacho nº 17313/2008; Factores de conversão para o SGCIE.
- [20] Teixeira, José Carlos; sebenta do DEM/UM sobre “permutadores de calor” e “permutadores de calor de placas”
- [21] Lobarinhas, Pedro Alexandre; Teixeira, José Carlos; sebenta do DEM/UM sobre “Transferência de calor por convecção”.
- [22] Arsopi; Catálogo de permutadores de placas.
- [23] Funke; www.funke.de; catálogo de permutador de placas.
- [24] Efacec, www.efacec.pt, catálogo de motores eléctricos.
- [25] WEG; www.weg.net/pt, catálogo de motores eléctricos
- [26] ERSE, entidade reguladora dos serviços energéticos, www.erse.pt, tarifas 2012.
- [27] Crease, Anthony B.; The control of variable speed pumps in parallel operation.
- [28] Diário da Republica; Despacho nº 17449/2008; Elaboração de PReN, REP e auditorias para o SGCIE.
- [29] PG&E Energy Efficiency Information© “Industrial Heat-Recovery Strategies”
- [30] Bergman, Theodore L.; Lavine, Adrienne S.; Incropera, Frank P.; Dewitt, David P.; Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Seventh edition.

Anexos

Anexo A – Balanço Energético e de Massas

Este anexo é um complemento ao ponto 4.2

TOTAL DE ENERGIA ELECTRICA

1928 kW

0,41 tep 906 kgCO2

3582 tep/ano
7830 tCO2/ano

TOTAL DE TERMICA DISSIPADA

64657 kW

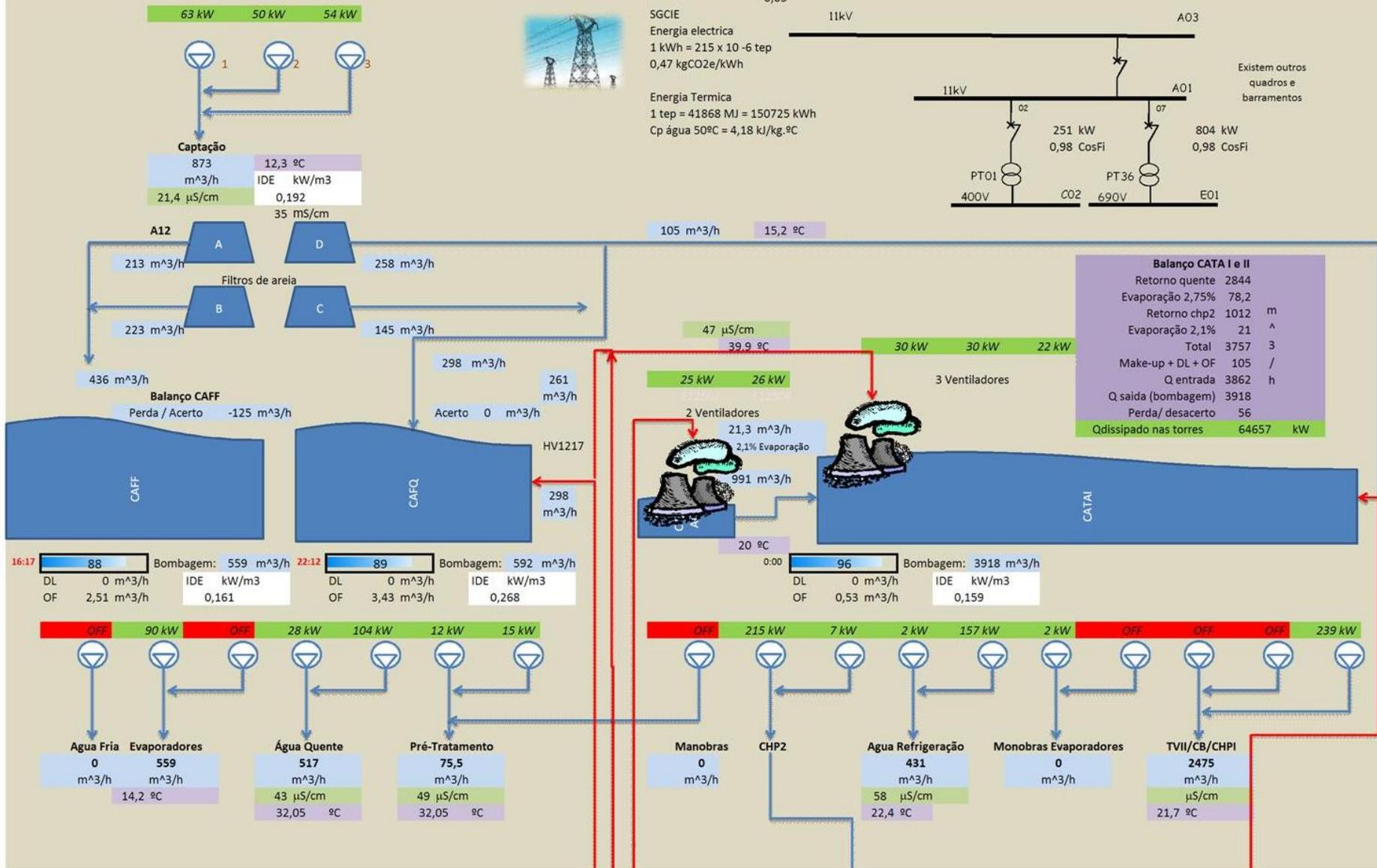
8,01 tep 16829 kgCO2

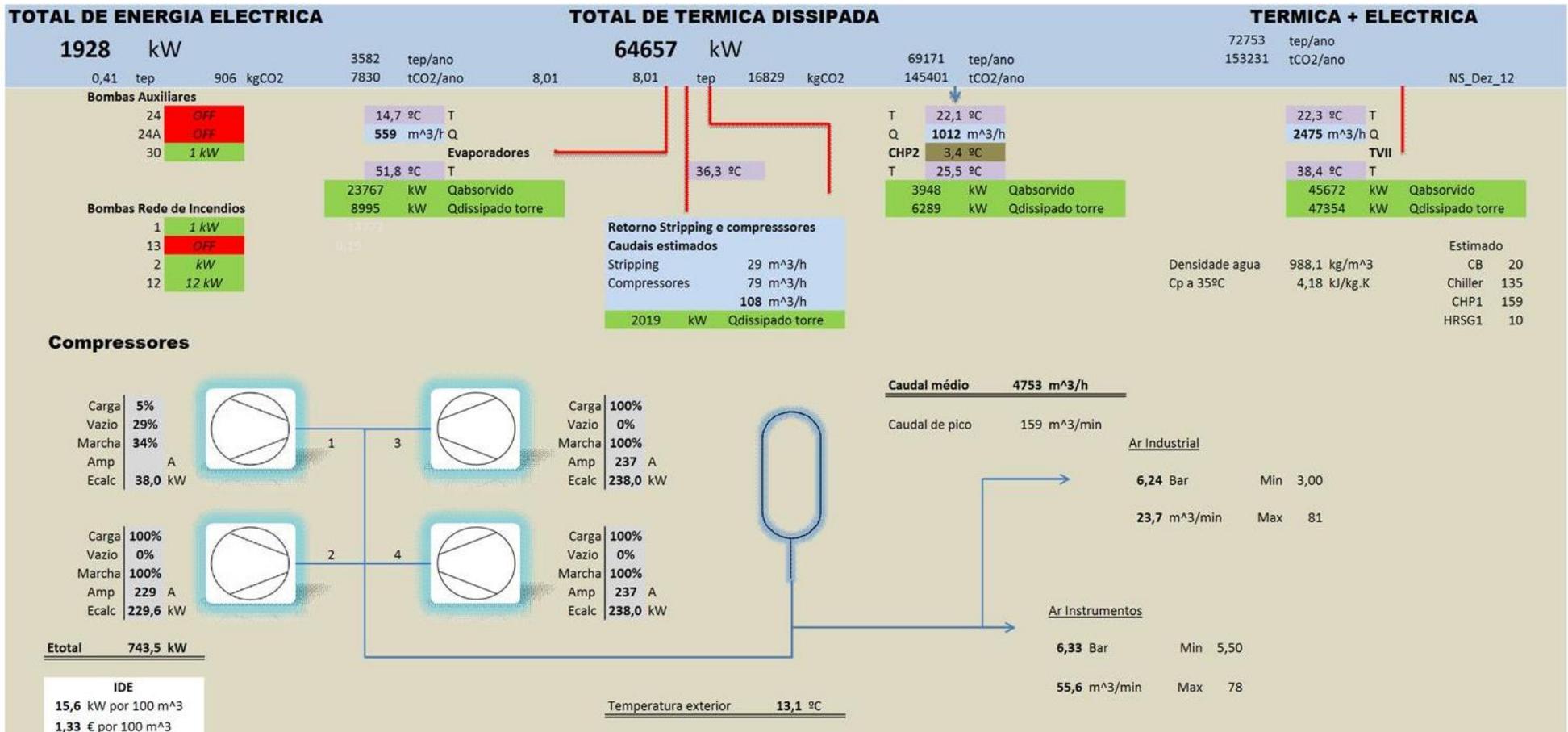
8,01 tep/ano
16829 tCO2/ano

TERMICA + ELECTRICA

72753 tep/ano
153231 tCO2/ano

NS_Dez_12





Anexo B – Substituição de Motores Eléctricos

Este anexo é um complemento ao ponto 4.5.2

Nº	Tipo	Descrição	P [kW] (Motor Eléctrico)	Rendimento tabela	Rendimento	Tipo Funcionamento	Rendimento novo IE3	Economia Anual
1	Bomba	Captação N°1	142	EFF3	93,5	2 On 1 Res	96,4	3.366,35 €
2	Bomba	Captação N°2	142	EFF3	93,5	2 On 1 Res	96,4	3.366,35 €
3	Bomba	Captação N°3	142	EFF3	93,5	2 On 1 Res	96,4	3.366,35 €
4	Bomba	Evaporadores n°1	90	EFF3	93,9	1 On 1 Res	95,8	1.400,64 €
5	Bomba	Evaporadores n°2	90	EFF3	93,9	1 On 1 Res	95,8	1.400,64 €
6	Bomba	Bombas reserva	110	<IE1	93,3	1 mês/ano	96,2	2.618,76 €
7	Bomba	Bombas reserva	110	<IE1	93,3	1 mês/ano	96,2	2.618,76 €
8	Bomba	Refrigeração TVII n°1	280	<EFF2	94	1 On 2 Res	96,3	5.241,95 €
9	Bomba	Refrigeração TVII n°2	280	<EFF2	94	1 On 2 Res	96,3	5.241,95 €
10	Bomba	Refrigeração TVII n°3	280	<EFF2	94	1 On 2 Res	96,3	5.241,95 €
11	Bomba	Água Quente n°1	150	<IE2	94,9	Main / stb	96,2	1.573,82 €
12	Bomba	Água Quente n°2	150	<IE2	94,9	Main / stb	96,2	1.573,82 €
13	Bomba	Pré-tratamento n°1	22	IE1	89,2	Reserva	93,7	872,75 €
14	Bomba	Pré-tratamento n°2	15	IE1	87,7	Main / stb	92,9	705,41 €
15	Bomba	Pré-tratamento n°3	15	IE1	87,7	Main / stb	92,9	705,41 €
16	Bomba	Água Refrigeração n°1	150	IE2	94,9	STB	96,2	1.573,82 €
17	Bomba	Água Refrigeração n°2	150	IE2	94,9	Main VF/ CTR	96,2	1.573,82 €
18	Bomba	Água Refrigeração n°3	200	IE1	94	1 mês/ano	96,7	4.377,24 €
19	Bomba	CHP2	250	IE2	95,1	1 On 1 Res	96,9	3.598,07 €
20	Bomba	CHP2	250	IE2	95,1	1 On 1 Res	96,9	3.598,07 €
21	Bomba	Lavagem filtros	150	EFF3	93,5	Intermitente	96,3	3.436,94 €
22	Ventilador	Exaustor CATA I n°1	100	N/D	-	CTR °C 2 vel	-	
23	Ventilador	Exaustor CATA I n°2	100	N/D	-	CTR °C 2 vel	-	

Nº	Tipo	Descrição	P [kW] (Motor Eléctrico)	Rendimento tabela	Rendimento	Tipo Funcionamento	Rendimento novo IE3	Economia Anual
24	Ventilador	Exaustor CATA I nº3	100	N/D	-	CTR °C 2 vel	-	
25	Ventilador	Exaustor CATA II nº1	75	IE3	95,5	CTR °C VF	95,5	-
26	Ventilador	Exaustor CATA II nº2	75	IE3	95,5	CTR °C VF	95,5	(em branco)
27	Compressor	Compressor nº1	250	IE1	94	CTR bar ON/OFF	96,9	5.864,72 €
28	Compressor	Compressor nº2	250	IE1	94	CTR bar ON/OFF	96,9	5.864,72 €
29	Compressor	Compressor nº3	250	IE1	94	CTR bar ON/OFF	96,9	5.864,72 €
30	Compressor	Compressor nº4	250	IE1	94	CTR bar ON/OFF	96,9	5.864,72 €
31	Bomba	Água Emergência CR nº1	2,2	EFF3	-	Raramente		-
32	Bomba	Água Emergência CR nº2	2,2	EFF3	-	Raramente		-
33	Bomba	RI Eléctrica nº2	90	EFF3	93,9	Raramente	95,8	1.400,64 €
34	Bomba	RI Eléctrica nº1	75	EFF3	93,6	Raramente	95,8	1.355,82 €
35	Bomba	RI Compensação nº1	7,5	EFF3	87	Intermitente	90,8	265,83 €
36	Bomba	RI Compensação nº2	5,5	EFF3	85,7	Intermitente	90	225,93 €
37	Compressor	Limpeza filtros	55	N/D	-	Intermitente	-	-

Listagem de equipamentos accionados por motores eléctricos, e comparativo de eficiências eléctricas entre motor instalado e substituição por novo.

Preço médio do MWh de energia eléctrica de Jan a Nov 2012 é de 85,28 €

N/D - não determinado

Tipos de funcionamento designados na Error! Reference source not found.:

2 On 1 Res – três equipamentos em paralelo, dois em **serviço (On)** e um em **reserva (Res)**, trocam de posição mensalmente.

1 mês/ano – são equipamentos que trabalham em média 1 mês por ano em substituição de outros devido a manobras de contaminação de água.

Main / stb – dois equipamentos em paralelo, um em **serviço principal (Main)** e outro em **arranque e paragem (Standby)** consoante necessidades

Main VF/ CTR Bar – Equipamento principal com **variador de frequência (VF)** e **controlo (CTR)** por **pressão (BAR)**

CTR °C 2 vel – Equipamento em controlo de **temperatura (°C)** através de **duas velocidades (2 vel)**

Anexo C – Estudo viabilidade de VEV's nas bombas dos evaporadores

Este anexo é um complemento ao ponto 4.5.3

Situação actual							1 VEV a BEP				2 bombas em paralelo 2 VEV a BEP			
Caudal Água Evaporadores			Tempo de funcionamento	H1-1450 altura manométrica	Rendimento ou hidráulico	Potencia Eléctrica	N2 - Velocidade da bomba	Potência eléctrica	Redução Consumo Parcial	Redução Consumo Efectivo	N2 - Velocidade da bomba	Potência eléctrica	Redução Consumo Parcial	Redução Consumo Efectivo
m ³ /h			%	m	%	kW	rpm	kW	kW	kWh	rpm	kW	kW	kWh
A	B	PM												
495,6	505,8	500,7	0,15%	46,9	79,9%	85,3	1269	60,1	25,2	0,04	634,5	14,9	70,4	0,11
505,8	516	510,9	3,98%	46,3	80,2%	85,6	1295	63,8	21,8	0,87	647,4	15,8	69,7	2,77
516	526,2	521,1	19,51%	45,7	80,5%	85,8	1321	67,7	18,1	3,53	660,4	16,8	69,0	13,46
526,2	536,4	531,3	15,02%	45,1	80,8%	86,0	1347	71,8	14,2	2,14	673,3	17,8	68,2	10,24
536,4	546,6	541,5	9,32%	44,5	81,1%	86,1	1372	76,0	10,2	0,95	686,2	18,9	67,3	6,27
546,6	556,8	551,7	2,22%	43,9	81,4%	86,2	1398	80,3	5,9	0,13	699,1	19,9	66,3	1,47
556,8	567	561,9	1,31%	43,3	81,7%	86,3	1424	84,9	1,4	0,02	712,1	21,1	65,2	0,85
567	577,2	572,1	5,65%	42,7	82,0% ²⁵	86,3	1450	89,6	-3,3	-0,19	725,0	22,2	64,1	3,62
577,2	587,4	582,3	9,53%	42,1	81,7%	86,9	1476 ²⁶	89,5	-2,6	-0,25	737,9	23,5	63,5	6,05
587,4	597,6	592,5	11,79%	41,5	81,4%	87,5	1502	90,1	-2,6	-0,31	750,9	24,7	62,8	7,40
597,6	607,8	602,7	14,31%	40,8	81,1%	88,0	1528	90,6	-2,6	-0,38	763,8	26,0	62,0	8,87
607,8	618	612,9	6,20%	39,6	80,8%	87,1	1553	89,7	-2,6	-0,16	776,7	27,4	59,8	3,71

25 Este é o ponto de rendimento máximo (BEP), os dados de referência são retirados desta linha.

26 A velocidade nominal da bomba é de 1450 rpm, para os valores a azul a velocidade é igual à nominal, variando o rendimento hidráulico.

1 VEV a BEP		2 bombas em paralelo 2 VEV a BEP	
Total	6,4	Total	64,8
Total anual [24h*360D]	55196	Total anual [24h*360D]	560048
€/ano	4.707	€/ano	47.761
Pay back [ano]	2,762	Pay back [ano]	0,544
Redução tep/ano	11,9	Redução tep/ano	120,4
Redução tCO2/ano	25,9	Redução tCO2/ano	263,2

- Rendimento eléctrico do motor – 93,9%
- Preço médio do MWh de Jan a Nov 2012 – 85,28€
- Rendimento dos VEV's – 97%
- Preço médio variador e instalação 13000€

Anexo D – Estudo viabilidade de VEV's nas bombas de água quente

Este anexo é um complemento ao ponto 4.5.5

Situação Actual							Situação 1			Situação 2			Situação 3		
Q1 - Caudal Água Quente			t	H1	η	P1	P21	RCons	RCons Efet	P22	Rcons	Rcons Efet	P23	Rcons	Rcons Efet
m³/h			% h	m	%	kW	kW	kW	kWh	kW	kW	kWh	kW	kW	kWh
A	B	PM													
380	412	396	2,02%	58	71,0%	92,8	30,6	62,3	1,26	44,4	48,4	0,98	54,1	38,8	0,78
412	445	429	10,53%	57	75,0%	88,7	38,7	50,0	5,26	44,2	44,5	4,69	56,7	32,0	3,37
445	477	461	22,97%	56	77,0%	91,3	48,2	43,1	9,90	44,1	47,2	10,83	60,2	31,0	7,13
477	510	493	20,15%	55	79,0%	93,5	59,0	34,5	6,94	45,9	47,7	9,60	64,1	29,5	5,93
510	542	526	18,14%	54	81,0%	95,4	71,5	24,0	4,35	46,4	49,0	8,89	68,3	27,2	4,93
			2 Bombas												
542	574	558	5,29%	62,8	55,0%	182,8	85,5	97,3	5,15	47,1	135,7	7,18	86,0	96,8	5,12
574	607	591	2,77%	62,2	57,0%	184,8	101,3	83,5	2,31	48,4	136,4	3,78	101,8	83,0	2,30
607	639	623	5,39%	61,6	59,0%	186,5	116,9	69,6	3,75	50,1	136,4	7,35	116,9	69,6	3,75
639	672	655	6,50%	61,0	61,0%	187,9	137,4	50,5	3,28	51,6	136,3	8,86	137,4	50,5	3,28
672	704	688	1,81%	60,4	63,0%	189,0	149,7	39,3	0,71	52,7	136,3	2,47	149,7	39,3	0,71
704	736	720	0,65%	59,7	65,0%	189,9	153,5	36,4	0,24	52,5	137,4	0,89	153,5	36,4	0,24
736	769	753	0,35%	59,1	66,8%	191,1	160,4	30,7	0,11	50,6	140,5	0,49	160,4	30,7	0,11
769	801	785	0,50%	58,8	68,6%	193,1	166,0	27,1	0,14	57,4	135,7	0,68	166,0	27,1	0,14
801	834	817	0,86%	58,5	70,4%	194,9	171,5	23,4	0,20	64,8	130,1	1,12	171,5	23,4	0,20
834	866	850	0,91%	57,9	72,2%	195,5	177,4	18,1	0,16	72,8	122,7	1,12	177,4	18,1	0,16
866	898	882	0,65%	57,6	74,0%	197,0	183,9	13,1	0,09	81,5	115,6	0,75	183,9	13,1	0,09
898	931	915	0,15%	57,3	75,5%	199,1	188,7	10,4	0,02	90,8	108,4	0,16	188,7	10,4	0,02
931	963	947	0,00%	57,0	77,0%	201,1	191,9	9,2	0,00	100,8	100,3	0,00	191,9	9,2	0,00
963	996	979	0,20%	56,7	78,5%	202,9	192,5	10,4	0,02	111,4	91,4	0,18	192,5	10,4	0,02
996	1028	1012	0,15%	56,1	80,0%	203,5	197,2	6,2	0,01	122,9	80,6	0,12	197,2	6,2	0,01

Situação Actual	Situação 1		Situação 2		Situação 3	
	Total	43,89	Total	70,13	Total	38,29
	Total anual	379247	Total anual	605947	Total anual	330823
	€/ano	32.342 €	€/ano	51.675,2 €	€/ano	28.212,6 €
	Payback [ano]	0,655	Payback [ano]	0,821	Payback [ano]	0,751
	Redução tep/ano	81,5	Redução tep/ano	130,3	Redução tep/ano	71,1
	Redução tCO2/ano	178,2	Redução tCO2/ano	284,8	Redução tCO2/ano	155,5

Em que:

- Rendimento eléctrico do motor – 94,9%
- Preço médio do MWh de Jan a Nov 2012 – 85,28€
- Rendimento dos VEV's – 97%
- Preço médio variador e instalação 21200€

PM- Ponto Médio entre os caudais dos pontos A e B

t – Tempo médio de funcionamento da bomba entre os caudais do ponto A e B

H1 – altura manométrica correspondente ao caudal segunda a curva da bomba

η – Rendimento hidráulico

P – Potência Eléctrica

Situação 1 – Uso de uma bomba com controlo de velocidade por VEV, mantendo a curva ISO de rendimento máximo até ao caudal de 620 m³/h, diferenciado por cor na tabela. A partir deste caudal arranca a segunda bomba em paralelo sem controlo de velocidade, o controlo de velocidade da primeira passará a ser por pressão Hn, a altura nominal da bomba à velocidade nominal que é de 53 m. Este controlo terá que ser desta forma porque as bombas em paralelo terão a mesma pressão a montante.

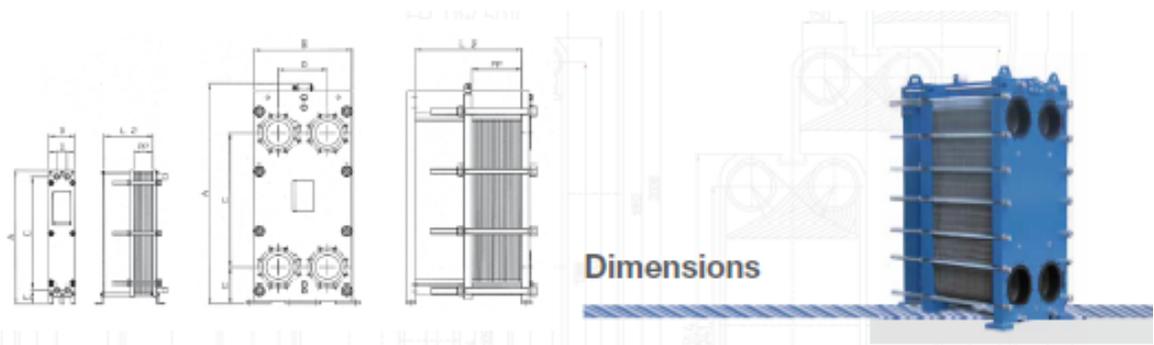
Situação 2 – Uso de duas bombas sempre em paralelo em todos os caudais, ambas com controlo de velocidade por VEV com o mesmo setpoint. O controlo será por pressão e caudal mantendo os pontos BEP, com limite inferior de velocidade de 900 rpm, de forma a evitar baixas velocidade para o motor eléctrico e baixas pressões de água o cálculo da potência a esta velocidade está diferenciada por cor.

Situação 3 - Uso de uma bomba com controlo de velocidade por VEV, em controlo de pressão abaixo da altura nominal de forma a forçar a redução de velocidade, por consequência a potência e o consumo. A pressão de controlo para o cálculo da potência é de 36 m (altura manométrica) e está diferenciada por cor na tabela de cálculo em anexo. O uso de controlo de pressão tem um problema físico, esta limita a bomba no seu caudal máximo, que para a rotação nominal é de 620 m³/h com uma altura de 53 m, para 36 m, o caudal máximo é de 540 m³/h. Para este caudal deveria arrancar a segunda bomba, mas como esta não tem VEV, iria para valores nominais que por si só era suficiente para o caudal necessário, originaria uma nulidade da bomba com controlo de velocidade, podendo até originar cavitações. Em alternativa poder-se ia arrancar a segunda bomba e a pressão de controlo subiria para a nominal, de forma a evitar as cavitações, mas perder-se-ia toda a poupança nestes pontos. Outra alternativa seria a partir dos 540 m³/h a bomba passa a controlo BEP até aos 620 m³/h a aí arrancaria a segunda bomba e

o controlo para H_n como na situação 1. Esta é a solução sugerida e os pontos do cálculo de potência a BEP estão a vermelho na tabela para diferenciar dos restantes pontos.

Anexo E – Catalogo permutadores de placas

Dimensão dos permutadores da marca Funke



Dimensions

frame/ pressure rating	max. pressure range bar	max. number of plates	surface/ plate m ²	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	L2 mm	PP mm	connections	max. surface m ²
FP 04	16	125	0,04	460	160	336	65	85	150-600	pcs. x 2,4	1"	5
FP 08	16	150	0,08	800	160	675	65	85	150-600	pcs. x 2,4	1"	12
FP 14	16	200	0,14	837	310	590	135	132	250-1000	pcs. x 2,4	2"	28
FP 20	16	200	0,20	1066	310	819	135	132	250-1000	pcs. x 2,4	2"	40
FP 05	25	150	0,04	470	185	381	70	45	250-1000	pcs. x 2,7	1"	6
FP 09	25	150	0,08	765	185	676	70	45	250-1000	pcs. x 2,7	1"	12
FPOW 05	16	150	0,04	470	185	381	70	45	250-1000	pcs. x 2,9	1"	6
FP 10	25	200	0,10	733	310	494	126	128	250-1000	pcs. x 2,9	2"	20
FP 16	25	200	0,16	933	310	694	126	128	250-1000	pcs. x 2,9	2"	30
FP 22	25	200	0,21	1182	310	894	126	128	250-1000	pcs. x 2,9	2"	45
FPOW 16	25	200	0,16	933	310	694	126	128	250-1000	pcs. x 3,1	2"	30
FP 19	16	500	0,19	1080	440	650	202	200	500-2500	pcs. x 3,1	DN 80	100
FPOW 19	16	500	0,19	1080	440	650	202	200	500-2500	pcs. x 3,1	DN 80	100
FP 205	25	500	0,21	1160	480	719	225	204	500-2500	pcs. x 3,1	DN 100	105
FP 31	25	500	0,30	1332	480	894	225	204	500-3000	pcs. x 3,1	DN 100	150
FP 40	25	500	0,40	1579	480	1141	225	204	500-3000	pcs. x 3,1	DN 100	200
FP 50	25	500	0,50	1826	480	1388	225	204	500-3000	pcs. x 3,1	DN 100	250
FP 71	25	500	0,70	2320	480	1882	225	204	500-3000	pcs. x 3,1	DN 100	350
FPOW 205	16	500	0,21	1160	480	719	225	204	500-3000	pcs. x 3,3	DN 100	105
FPOW 31	16	500	0,30	1332	480	894	225	204	500-3000	pcs. x 3,3	DN 100	200
FPOW 50	16	500	0,50	1826	480	1388	225	204	500-3000	pcs. x 3,3	DN 100	250
FPG 31	25	250	0,30	1332	480	894	225	204	500-3000	pcs. x 3,1	DN 100	200
FP 41	25	700	0,40	1470	620	941	290	225	500-4000	pcs. x 3,5	DN 150	280
FP 60	25	700	0,60	1835	620	1306	290	225	500-4000	pcs. x 3,5	DN 150	420
FP 80	25	700	0,80	2200	620	1671	290	225	500-4000	pcs. x 3,5	DN 150	560
FPOW 80	16	700	0,80	2200	620	1671	290	225	500-4000	pcs. x 3,7	DN 150	560
FP 42	25	750	0,40	1470	620	941	290	225	500-4000	pcs. x 3,1	DN 150	315
FP 62	25	750	0,60	1835	620	1306	290	225	500-4000	pcs. x 3,1	DN 150	450
FP 82	25	750	0,80	2200	620	1671	290	225	500-4000	pcs. x 3,1	DN 150	600
FP 112	25	750	1,15	2687	620	2157	290	225	500-4000	pcs. x 3,1	DN 150	840
FP 405	25	700	0,41	1380	760	770	395	285	500-4000	pcs. x 3,1	DN 200	300
FP 70	25	700	0,70	1740	760	1130	395	285	500-4000	pcs. x 3,1	DN 200	355
FP 100	25	700	1,00	2100	760	1490	395	285	500-4000	pcs. x 3,1	DN 200	700
FP 130	25	700	1,30	2460	760	1850	395	285	500-4000	pcs. x 3,1	DN 200	910
FPOW 100	16	700	1,00	2100	760	1490	395	285	500-4000	pcs. x 3,3	DN 200	700
FP 81	25	800	0,80	1930	980	1100	480	365	1780-5280	pcs. x 3,8	DN 300	640
FP 120	25	800	1,20	2320	980	1490	480	365	1780-5280	pcs. x 3,8	DN 300	960
FP 160	25	800	1,60	2710	980	1879	480	365	1780-5280	pcs. x 3,8	DN 300	1280
FP 190	25	800	1,90	3100	980	2267	480	365	1780-5280	pcs. x 3,8	DN 300	1520
FP 150	25	800	1,50	2500	1370	1466	672	480	1980-5980	pcs. x 4,1	DN 500	1600
FP 200	25	800	2,00	2855	1370	1822	672	480	1980-5980	pcs. x 4,1	DN 500	1600
FP 250	25	800	2,50	3211	1370	2178	672	480	1980-5980	pcs. x 4,1	DN 500	2000
FP 300	25	800	3,00	3567	1370	2534	672	480	1980-5980	pcs. x 4,1	DN 500	2400