



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo técnico-económico do circuito de arrefecimento do motor a gás natural de um sistema de cogeração típico da indústria têxtil

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

Luís Miguel Moreira da Nóbrega Pontes

Orientador

Prof. José Carlos Miranda Góis

Eng.º. Nuno Roberto de Jesus Janicas

Júri

Presidente Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Vogais Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva
Ribeiro

Professor Doutor José Carlos Miranda Góis
Eng.º. Nuno Roberto de Jesus Janicas



AMBITERMO

Coimbra, Janeiro, 2012

Agradecimentos

Sendo este um trabalho de carácter científico, começo por agradecer às pessoas que diretamente contribuíram para que este se tornasse uma realidade.

Ao meu orientador Professor Doutor José Góis que sempre me incentivou, acompanhou, apoiou e acreditou neste trabalho.

À empresa AMBITERMO de uma forma geral, por todos me terem recebido tão bem, permitindo-me desenvolver com satisfação o meu trabalho nas suas instalações. Com especial atenção agradeço ao meu orientador Engenheiro Nuno Janicas e aos Engenheiros Luís Filipe e Carlos Ferreira, pela disponibilidade e pelos conhecimentos transmitidos.

Às pessoas que indiretamente para o trabalho, de uma forma muito direta na vida, fizeram com que eu me tornasse na pessoa que sou, que me apoiaram incondicionalmente e que me ajudaram imenso não só nesta grande etapa, mas como em toda a minha vida: aos meus pais e aos meus irmãos Sérgio e André.

À minha companheira Michelle pelo apoio, incentivo e carinho. Por tudo!

Por final aos meus amigos, que acreditaram em mim...

Resumo

A indústria têxtil assume-se como um dos setores com maior percentagem de sistemas de cogeração baseados em motores de combustão interna. O aproveitamento da energia térmica relativo aos circuitos de arrefecimento do motor só se torna possível para temperaturas, inferiores a 100 °C, o que nem sempre é possível. Assim, os circuitos de arrefecimento, por terem de funcionar ininterruptamente, para assegurar um bom funcionamento do motor, representam um custo que se estende com a fase de exploração. Assim, para minimizar os custos de instalação e de operação com os circuitos de arrefecimento reveste-se de particular importância uma análise económica global, que tenha em conta os custos de instalação e exploração.

No presente trabalho são estimados os encargos com a instalação e exploração de três circuitos de arrefecimento de um motor de combustão interna de um sistema de cogeração, típico da indústria têxtil. A análise económica é feita tendo em conta os custos dos componentes do circuito e a energia consumida com o funcionamento dos equipamentos instalados para uma base de tempo de 15 anos.

De um modo geral, quanto menor o diâmetro da tubagem do circuito menores são os encargos com a construção da instalação. Já para os encargos de exploração do circuito, relativos ao consumo de energia com os equipamentos instalados, os custos diminuem com o aumento do diâmetro da tubagem. Os custos globais, correspondentes à soma das duas parcelas, mostram que não existe um diâmetro de tubagem comum aos três circuitos estudados, que aponte para o menor custo, o que faz com que seja necessário adotar diâmetros de tubagem e acessórios diferentes para cada circuito.

Palavras-chave: Cogeração, Motor de combustão interna, Circuito de arrefecimento, Custo de instalação e Exploração.

Abstract

Textile industry is assumed as one of the sectors with highest percentage of cogeneration systems based on internal combustion engines applied. Thermal energy recovery from engine cooling circuit is only possible for temperatures below 100 °C, which is not always possible. Thus, as cooling circuits must operate continuously to ensure a smooth operation of the engine, to cost of construction of circuit must be add the cost of exploration phase. Consequently the minimization of installation and operational costs as a function of cooling circuits becomes important for a global economic analysis.

In this paper is estimated the costs of installation and operation for three cooling circuits of an internal combustion engine of a cogeneration system, typical used in textile industry. The economic analysis is made taking into account the costs of circuit components and the energy consumption with the equipment installed for a period of time of 15 years.

In general, as smaller is the diameter of the tube circuit lower is the costs of constructing. Cost related energy consumption with operation of the circuit decreases with tube diameter increasing. The overall costs, when costs of both phases are joined (installation and exploration of circuit), shows that there isn't a common tube diameter acceptable for the three circuits, that leads to the lower cost, which impel to adopt different tube diameters and accessories for each circuit.

Keywords Cogeneration, Internal combustion engine, Cooling system, Installation and Operation cost.

Índice

Índice de Figuras	vi
Índice de Gráficos.....	viii
Índice de Tabelas	x
Nomenclatura.....	xii
1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento	1
1.2. Objetivos.....	2
1.3. Estrutura da dissertação	2
2. Método de cálculo no dimensionamento dos circuitos de arrefecimento do motor	3
2.1. Cálculo do caudal volúmico	5
2.2. Cálculo da espessura	8
2.2.1 Tubagem direita.....	8
2.2.2. Curvas.....	10
2.2.3. Picagens	11
2.3. Cálculo da velocidade na tubagem	16
2.4. Seleção de equipamentos auxiliares	17
2.4.1 Equipamentos específicos	17
2.4.2 Acessórios.....	18
2.4.3. Válvulas.....	18
2.4.3.1 Válvulas de passagem.....	18
2.4.3.2 Válvulas de 3 vias.....	19
2.4.3.3 Válvulas anti-retorno	20
2.4.3.4 Filtros.....	20
2.5. Cálculo de perdas de carga	20
2.5.1. Equipamentos específicos	21
2.5.2. Acessórios.....	22

2.5.3. Conduatas direitas	24
2.5.4. Curva de 90°	26
2.5.5. Tubo em forma de "T"	27
2.5.5 Perdas totais.....	28
2.6. Dimensionamento do vaso de expansão	30
2.7. Seleção da bomba	33
3. Estudo económico das soluções projetadas	35
4. Ventilação da sala do motor	42
5 Conclusões.....	45
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	46
ANEXO A – Propriedades do motor de combustão interna.....	47
ANEXO B – Propriedades dos fluidos	55
ANEXO C – Propriedades mecânicas do aço S235JR.....	62
ANEXO D – Equipamentos específicos e acessórios	64
ANEXO E – Perdas de carga.....	75
ANEXO F – Vaso de expansão	78
ANEXO G – Bombas	80
ANEXO H – Espessuras.....	85
ANEXO I – Estudo económico	88
ANEXO J – Ventilação	90

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Esquema dos circuitos de arrefecimento (1º e 2º estágio) do motor e do circuito de aproveitamento secundário.	4
Figura 2.2 Sequência do processo de cálculo adotado para o dimensionamento dos circuitos de arrefecimento do motor.	5
Figura 2.3 Picagem com adição de reforço com 2 alternativas: a) <i>Set through</i> ; b) <i>Set in</i> , adaptado da EN 13480.	12
Figura 2.4 Picagem sem adição de reforços com 3 alternativas: a) <i>Set on</i> ; b) <i>Set in</i> ; c) <i>Set through</i> , adaptado da EN 13480.	12
Figura 2.5 Ilustração das medidas necessárias para a verificação da picagem, adaptado da EN 13480.	13
Figura A.1 Características técnicas do MCI (1/7).	48
Figura A.2 Características técnicas do MCI (2/7).	49
Figura A.3 Características técnicas do MCI (3/7).	50
Figura A.4 Características técnicas do MCI (4/7).	51
Figura A.5 Características técnicas do MCI (5/7).	52
Figura A.6 Características técnicas do MCI (6/7).	53
Figura A.7 Características técnicas do MCI (7/7).	54
Figura B.1 Documento técnico do fluido a adicionar na água, no qual são apresentadas as propriedades das soluções aquosas, com diferentes percentagens volúmicas, em função da temperatura.	57
Figura D.1 Documento técnico do Aeroarrefecedor.	64
Figura D.2 Documento técnico do permutador de placas.	65
Figura D.3 Documento técnico da torre de arrefecimento. Apesar deste documento não apresentar informação sobre a volume de água dentro da serpentina, sabe-se que esta tem 246 Litros através de [S.4] para este modelo específico “LRW 18-4G”.	66
Figura D.4 Documento técnico da válvula de passagem, válvula de borboleta.	67
Figura D.5.1 Documento técnico da válvula de 3 vias, DN15 a DN150.	68
Figura D.6.1 Documento técnico para a válvula de anti-retorno, válvula de disco. Este documento apresenta dados para os DN entre DN15 e DN100.	70
Figura D.7 Documento técnico do filtro, filtro em Y.	74
Figura F.1 Documento técnico para os vasos de expansão.	79
Figura G.2 Gama de desempenho de bombas centrífugas, NB, com 4 pólos.	81

Figura G.3 Curvas características, NB 40-160 de 2 pólos.....	81
Figura G.4 Curvas características, NB 40-200 de 2 pólos.	82
Figura G.5 Curvas características, NB 65-125 de 2 pólos.....	82
Figura G.6 Curvas características, NB 65-160 de 2 pólos.....	83
Figura G.7 Curvas características, NB 65-200 de 2 pólos.....	83
Figura G.8 Curvas características, NB 65-250 de 2 pólos.....	84
Figura G.9 Curvas características, NB 100-200 de 4 pólos.....	84
Figura J.1 Curva característica do ventilador HGT-125-4T/6.....	91
Figura J.2 Características gerais da gama de ventiladores HGT/HGTX.....	91

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 2.1 Valores calculados da espessura total e da espessura normalizada em função do DN.	10
Gráfico 2.2 Valores de espessuras totais dos dorsos, em função do diâmetro nominal.	11
Gráfico 2.3 Valores de picagens em função do diâmetro nominal da tubagem principal. ...	15
Gráfico 2.4 Perda de carga gerada por cada equipamento no 1º estágio, em função do DN.	23
Gráfico 2.6 Perda de carga gerada por cada equipamento no 2º estágio, em função do DN.	24
Gráfico 2.7 Perda de carga de condutas direitas nos circuitos, em função do DN.	26
Gráfico 2.8 Perda de carga de uma curva de 90 ° nos circuitos, em função do DN. Os valores utilizados para a realização do gráfico estão presentes no Anexo E.	27
Gráfico 2.9 Perda de carga de um tubo em forma de T, no 1º e 2º estágio, em função do DN.	28
Gráfico 2.10 Perda de carga total por equipamento no 1º estágio, em função do DN.	28
Gráfico 2.11 Perda de carga total por equipamento no circuito de aproveitamento, em função do DN.	29
Gráfico 2.12 Perda de carga total por equipamento no 2º estágio, em função do DN. Os valores utilizados para a realização do gráfico estão presentes no Anexo E.	29
Gráfico 2.13 Perda de carga total dos circuitos, dada em bar, incluindo todos os equipamentos específicos, acessórios e elementos de tubagem, em função do DN.	30
Gráfico 2.14 Perda de carga total dos circuitos e perda de carga total com adição de 10%, dadas em kPa, incluindo todos os equipamentos específicos, acessórios e elementos de tubagem, em função do DN.	30
Gráfico 2.15 Volume total de fluido para cada circuito, em função do DN.	32
Gráfico 2.16 Volume mínimo calculado para o vaso de expansão para cada circuito, em função do DN.	33
Gráfico 3.1 Percentagem do custo total de cada acessório em relação ao valor total da instalação, para o 1º estágio, em função do DN.	37
Gráfico 3.2 Percentagem do custo total de cada elemento em relação ao valor total da instalação, para o circuito de aproveitamento, em função do DN.	37
Gráfico 3.4 Custo total da instalação para cada circuito, em função do DN.	38

Gráfico 3.5 Valor global da instalação e exploração a 15 anos do circuito do 1º estágio, em função do DN.	39
Gráfico 3.6 Valor global da instalação e exploração a 15 anos do circuito de aproveitamento, em função do DN.....	40
Gráfico 3.7 Valor global da instalação e exploração a 15 anos do 2º estágio, em função do DN.	40
Gráfico 3.8 Custos globais, incluindo instalação e 15 anos de exploração.	41
Gráfico B.1 Cp de água pura e de água com diferentes percentagens de ThermalCool em volume, em função da temperatura.	60
Gráfico B.2 ρ de água pura e de água com diferentes percentagens de ThermalCool em volume, em função da temperatura.	60
Gráfico B.3 μ de água pura e de água com diferentes percentagens de ThermalCool em volume, em função da temperatura.	61
Gráfico J.1 Representação gráfica das tabelas J.1 e J.2.....	90

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 Dados do fabricante do motor e valores de caudais volúmicos, para o 1º e 2º estágio dos circuitos de arrefecimento.	7
Tabela 2.2 Valores da velocidade do fluido na tubagem para os três circuitos de arrefecimento.	17
Tabela 2.3 Número total de equipamentos auxiliares e componentes da tubagem, em cada circuito.	21
Tabela 2.4 Valores de perda de carga, relativos aos circuitos internos do motor, para o 1º e 2º estágio de arrefecimento.	21
Tabela 2.5 Perda de carga dos equipamentos específicos.	22
Tabela 2.6 Valores de Kvs com diferentes diâmetros.	22
Tabela 2.7 Referências dos vasos de expansão para os respetivos circuitos.	33
Tabela 2.8 Nesta tabela estão as características necessárias para a escolha das bombas, caudal e perda total do circuito com um acréscimo de 10 %, tendo em conta os diferentes diâmetros nominais para cada circuito, em função do DN. As bombas são da marca Grundfos e todas as curvas características estão presentes no Anexo G.	34
Tabela B.1 Propriedades da água em função da temperatura, [L.7].	55
Tabela B.2 Valores de C_p para soluções aquosas com 20, 30 ou 40% de ThermalCool, em função da temperatura.	59
Tabela B.3 Valores de ρ para soluções aquosas com 20, 30 ou 40% de ThermalCool, em função da temperatura.	59
Tabela B.4 Valores de μ para soluções aquosas com 20, 30 ou 40% de ThermalCool, em função da temperatura.	59
Tabela E.1 Perda de carga no 1º estágio, gerada por uma unidade de cada equipamento, em função do DN.	75
Tabela E.2 Perda de carga no circuito de aproveitamento, gerada por uma unidade de cada equipamento, em função do DN.	75
Tabela E.3 Perda de carga no 2º estágio, gerada por uma unidade de cada equipamento, em função do DN.	75
Tabela E.4 Perda de carga gerada pela de tubagem direita nos circuitos, em função do DN.	76
Tabela E.5 Perda de carga gerada por uma curva nos circuitos, em função do DN.	76
Tabela E.6 Perda de carga gerada por um tubo em forma de "T" nos circuitos, em função do DN.	76

Tabela E.7 Perdas de carga, totais de cada componente no 1º estágio, em função do DN.	76
Tabela E.8 Perdas de carga, totais de cada componente no circuito de aproveitamento, em função do DN.	77
Tabela E.9 Perdas de carga, totais de cada componente no 2º estágio, em função do DN.	77
Tabela E.10 Perda de carga total do 1º estágio, incluindo todos os equipamentos específicos, acessórios e elementos de tubagem, em função do DN.....	77
Tabela E.11 Perda de carga total do circuito de aproveitamento, incluindo todos os equipamentos específicos, acessórios e elementos de tubagem, em função do DN.	77
Tabela E.12 Perda de carga total do 2º estágio, incluindo todos os equipamentos específicos, acessórios e elementos de tubagem, em função do DN.....	77
Tabela F.1 Volume de fluido no interior dos equipamentos específicos. Valores obtidos através dos respetivos documentos técnicos, Anexo D.....	78
Tabela F.2 Volume de fluido na tubagem direita e para a totalidade das curvas no 1º estágio, em função do DN.	78
Tabela F.3 Volume de fluido na tubagem direita e para a totalidade das curvas no circuito de aproveitamento, em função do DN.....	78
Tabela F.4 Volume de fluido na tubagem direita e para a totalidade das curvas no 2º estágio, em função do DN.	79
Tabela F.5 Volume total de fluido em cada circuito, em função do DN.....	79
Tabela H.1 Para tubagem direita, resultados dos diversos parâmetros da espessura, espessura total e espessura normalizada, em função do DN.	85
Tabela H.2 Diâmetro interno e externo após seleção da espessura normalizada, em função do DN.	86
Tabela H.3 Para curvas normalizadas com 90º, resultados da espessura total dos dorsos interior e exterior, e espessura normalizada, em função do DN.....	86
Tabela H.4 Valores para a verificação da equação 2.14, em função do DN.....	87
Tabela I.1 Custo total, em €, de cada equipamento e respetivo custo de mão de obra, para o 1º estágio, em função do DN.....	88
Tabela I.2 Custo total, em €, de cada equipamento e respetivo custo de mão de obra, para o circuito de aproveitamento, em função do DN.....	89
Tabela I.3 Custo total de cada equipamento e respetivo custo de mão de obra, para o 2º estágio, em função do DN.	89
Tabela J.1 Valores de C_p para o Ar, em função da temperatura.	90
Tabela J.2 Valores de ρ para o Ar, em função da temperatura.	90

NOMENCLATURA

Símbolo	Significado	Unidades
A_f	Área de f	mm^2
A_p	Área de p	mm^2
C_p	Calor específico	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
D_{ext}	Diâmetro exterior	mm
D_{int}	Diâmetro interior	mm
$D_{picagem,ext}$	Diâmetro exterior da picagem	mm
DN	Diâmetro Nominal	mm
e	Espessura simples	mm
$e_{corrosão}$	Espessura da corrosão	mm
$e_{ext,total}$	Espessura exterior total	mm
e_{ext}	Espessura exterior	mm
$e_{int,total}$	Espessura interior total	mm
e_{int}	Espessura interior	mm
$e_{picagem,normalizado}$	Espessura da picagem normalizada	mm
$e_{picagem,tolerância}$	Espessura tolerada da picagem	mm
$e_{picagem,total}$	Espessura da picagem total	mm
e_{total}	Espessura total	mm
E	Coefficiente de expansão do fluido	bar
f	Coefficiente de atrito	
f_t	Tensão admissível	MPa
K_L	Coefficiente de perda	
K_{vs}	Coefficiente de fluxo	m^3/h
L	Comprimento da tubagem	m
\dot{m}	Caudal mássico	kg/s
P	Potência	kW

P_{atm}	Pressão atmosférica	bar
p_c	Pressão máxima	MPa
P_i	Pressão absoluta inicial	bar
P_f	Pressão absoluta final	bar
$P_{m\acute{a}x}$	Pressão máxima possível no circuito	bar
P_{pc}	Pressão de pré-carga	bar
$P_{ventilador}$	Potência do motor do ventilador	CV
R	Raio da curvatura	mm
Re	Número de Reynolds	
R_{eh}	Tensão de limite elástico	MPa
$R_{eh,t}$	Tensão de limite elástico para a temperatura t	MPa
R_m	Valor de referência da tensão de cedência	MPa
\bar{T}	Temperatura média	°C
$T_{enchimento}$	Temperatura a qual o circuito é preenchido de fluido	°C
$T_{m\acute{a}x}$	Temperatura máxima do circuito	°C
$T_{motor,e}$	Temperatura de entrada do fluido de arrefecimento do motor	°C
$T_{motor,s}$	Temperatura de saída do fluido de arrefecimento do motor	°C
$V_{inicial}$	Volume da instalação	L
V	Velocidade do escoamento	m.s ⁻¹
\dot{v}	Caudal volúmico	m ³ /h
ρ	Massa volúmica	kg/m ³
μ	Viscosidade dinâmica	Pa.s
ΔP	Diferença de pressão	bar
$\Delta P_{curva,total}$	Diferença de pressão total da curva	bar
ΔP_{curva}	Diferença de pressão da curva	bar
ΔP_{tubo}	Diferença de pressão do tubo	bar
ΔT	Diferença de temperaturas	°C

Siglas

DN – Diâmetro Nominal

EN - *European Norms*

PTFE – Politetrafluoretileno

PVC – Policloreto de Polivinila

PN – Pressão Nominal

NPSH - “*Net Positive Suction Head*”

1. INTRODUÇÃO

1.1. Enquadramento

A eficiência energética dos sistemas utilizados é cada vez mais um parâmetro de grande importância, dados os elevados custos dos combustíveis e das taxas de emissão de dióxido de carbono para a atmosfera, especialmente em sistemas de média ou grande dimensão, que operam grande número de horas por ano.

A aplicação de sistemas de cogeração tem sido uma prática em Portugal, pelo facto de poderem gerar energia elétrica e térmica simultaneamente com o mesmo combustível, fazendo assim baixar os encargos com a compra de eletricidade de empresas que dispunham de caldeira para produção de energia térmica e compravam a eletricidade à EDP. Deste modo, é possível satisfazer as necessidades de energia térmica e reduzir os encargos com a compra de eletricidade, quer seja pela produção direta para cobrir as necessidades da empresa, quer pela diferença entre a venda e a compra, podendo até haver um saldo positivo. Os sistemas de cogeração podem funcionar com motor de combustão interna (MCI) ou com turbinas de gás. A opção por uma ou outra solução decorre das necessidades térmicas e dos custos de instalação e operação, já que as necessidades elétricas não são para as unidades industriais a primeira prioridade. Em 2010, o sector da cogeração em Portugal foi responsável por cerca de 12% do consumo de eletricidade no país e por 34% da produção em regime especial [S.1].

Em Portugal a cogeração tem um campo de aplicação enorme nas indústrias dos sectores têxtil, cerâmico e produção de materiais aglomerados, em que as necessidades térmicas e elétricas são consideráveis. Nestas indústrias os sistemas de cogeração funcionam de um modo geral com MCI, a gás natural, quando os locais onde estão instalados são servidos pela rede de gás.

A indústria têxtil é um dos sectores com maior percentagem de sistemas de cogeração baseados em MCI. O aproveitamento da energia térmica a partir do motor neste

tipo de indústria assenta essencialmente no aproveitamento dos gases de escape através da caldeira de recuperação, para produzir vapor saturado, a média pressão. O aproveitamento da energia associada aos circuitos de arrefecimento do motor só se torna possível para baixas temperaturas, inferiores a 100 °C, o que nem sempre é possível. Porém, os circuitos de arrefecimento têm de funcionar ininterruptamente para assegurar o bom desempenho do motor, ao nível do seu rendimento global e para a evitar que este “gripe” por excesso de temperatura. Assim, a minimização dos custos de instalação e de operação com os circuitos de arrefecimento reveste-se de particular importância para a redução dos custos fixos.

1.2. Objetivos

O objetivo principal deste estudo é minimizar os encargos com a instalação e exploração dos circuitos de arrefecimento do motor, a partir da análise económica dos custos dos componentes do circuito e da energia consumida com o funcionamento dos equipamentos instalados. A prossecução deste objetivo passa numa 1ª fase pelo dimensionamento e seleção da tubagem e diversos acessórios dos circuitos de arrefecimento do MCI, para diferentes diâmetros nominais (DN). Numa 2ª fase são quantificados os custos de instalação e exploração (a 15 anos) do circuito em função do DN escolhido para a tubagem e respetivos acessórios.

É também objetivo quantificar o caudal de ar a insuflar na sala onde está o MCI, para evitar que esta ultrapasse os 40°C e também para assegurar ar suficiente para a combustão.

1.3. Estrutura da dissertação

A dissertação está organizada em cinco capítulos, onde se inclui o presente de Introdução. No Capítulo 2 apresentam-se todos os cálculos necessários para o dimensionamento dos circuitos de arrefecimento do motor; no Capítulo 3 apresenta-se o estudo de viabilidade económica para as diferentes soluções técnicas desenvolvidas no Capítulo 2; no Capítulo 4 apresentam-se os cálculos da ventilação da sala onde o MCI está instalado e no Capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho desenvolvido. São ainda apresentados em anexo fichas técnicas relativas aos equipamentos selecionados.

2. MÉTODO DE CÁLCULO NO DIMENSIONAMENTO DOS CIRCUITOS DE ARREFECIMENTO DO MOTOR

A Figura 2.1 representa o esquema de princípio dos circuitos de arrefecimento e do circuito de aproveitamento secundário do motor de combustão interna em funcionamento de cogeração. No Anexo A são apresentadas as informações técnicas do motor selecionado para este estudo.

O circuito de arrefecimento principal, 1º estágio, arrefece as camisas do motor, o óleo lubrificante e o *intercooler* do 1º estágio. Neste circuito as temperaturas do fluido de arrefecimento situam-se entre os 70 °C e os 85 °C. A potência térmica dissipada pelo motor neste circuito vai ser reaproveitada para aquecer água quente, destinada a um circuito secundário da fábrica. Nesse circuito secundário de aproveitamento o cliente impõe um caudal volúmico de 121,57 m³/h, e sabe-se ainda que as temperaturas antes da troca de calor no permutador de placas podem variar entre 4 °C e 80 °C. O calor que não é transferido para o circuito de aproveitamento, através do permutador, dissipa-se através de um aeroarrefecedor.

O 2º estágio de arrefecimento do motor dissipa apenas a potência térmica do *intercooler* do 2º estágio, variando as temperaturas entre os 40 °C e os 45,1 °C. Neste caso toda a potência é dissipada através de uma torre de arrefecimento.

Para suportar o processo de cálculo das propriedades físicas do fluido usado nos circuitos, são apresentadas no Anexo B um conjunto de equações desenvolvidas para expressar os valores das propriedades físicas do fluido em função da temperatura. Desta forma todos os cálculos são realizados automaticamente numa folha de cálculo desenvolvida para o efeito, em suporte *Excel*[®].

Partindo do pressuposto que o motor é para ser instalado em locais em que a temperatura atmosférica pode descer até 15 °C negativos foi selecionado como fluido dos circuitos (1º e 2º estágios) uma solução aquosa com 30% de etileno-glicol em volume.

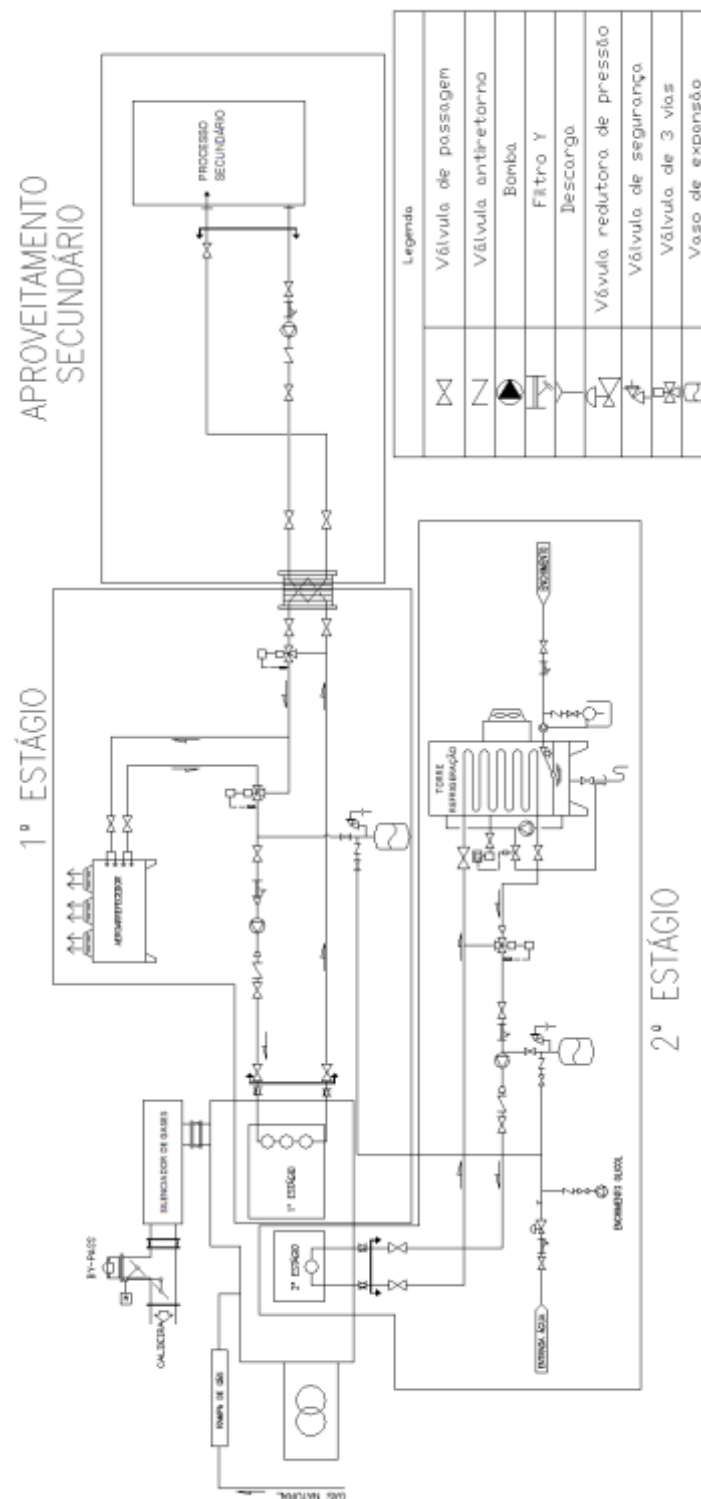


Figura 2.1 Esquema dos circuitos de arrefecimento (1º e 2º estágio) do motor e do circuito de aproveitamento secundário.

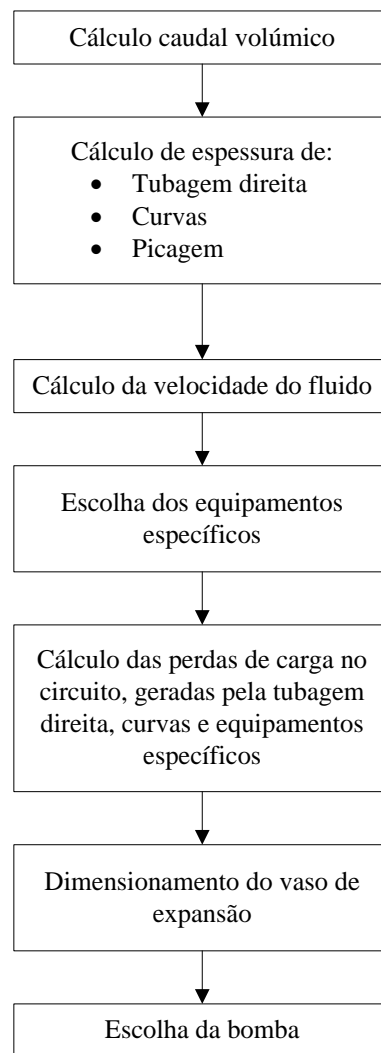


Figura 2.2 Sequência do processo de cálculo adotado para o dimensionamento dos circuitos de arrefecimento do motor.

O mesmo processo de cálculo foi adotado nos três circuitos: 1º e 2º estágio de arrefecimento do motor e no circuito de aproveitamento do 1º estágio.

2.1. Cálculo do caudal volúmico

Sabe-se através dos documentos técnicos do motor, Anexo A, que a potência térmica a dissipar é de 2113 kW e que as temperaturas do fluido se devem situar entre os 70 °C e os 85 °C. O fluido utilizado neste circuito é uma solução aquosa com 30% de etileno-glicol em volume.

Partindo da equação de potência térmica:

$$P = \dot{m} * Cp * \Delta T \quad (2.1)$$

onde P representa a potência térmica, em kW ; \dot{m} o caudal mássico, em kg/s ; Cp o calor específico, em $kJ/kg * K$ e ΔT a diferença de temperaturas, em $^{\circ}C$.

O caudal volúmico calcula-se através da equação 2.2.

$$\dot{v} = \dot{m} * \frac{1}{\rho} * 3600 \quad (2.2)$$

onde \dot{v} é o caudal volúmico do fluido, em m^3/h , e ρ a respectiva massa volúmica à temperatura média do circuito, em kg/m^3 .

Combinando as equações 2.1 e 2.2 tem-se:

$$\dot{v} = \frac{P}{Cp * \Delta T} * \frac{1}{\rho} * 3600 \quad (2.3)$$

Através das equações do Cp e do ρ em função da temperatura obtidas no Anexo B, calculada a expressão da massa volúmica em função da temperatura:

$$Cp_{\text{água}+30\% \text{ ThermalCool}}(\bar{T}) = 0,0029 * \bar{T} + 3,5871 \quad (2.4)$$

$$\rho_{\text{água}+30\% \text{ ThermalCool}}(\bar{T}) = -0,0033 * \bar{T}^2 - 0,2138 * \bar{T} + 1052,6 \quad (2.5)$$

onde \bar{T} é a temperatura média do circuito em questão. Para se calcular este parâmetro utiliza-se a equação 2.6.

$$\bar{T}_1 = \frac{T_{motor, s_1} + T_{motor, e_1}}{2} \quad (2.6)$$

sendo T_{motor, s_1} e T_{motor, e_1} as temperaturas do fluido do 1º estágio de arrefecimento do motor à saída e entrada respetivamente, dadas em $^{\circ}C$.

$$\bar{T}_1 = \frac{85 + 70}{2} = 77,5 [^{\circ}C]$$

$$Cp(77,5) = 0,0029 * 77,5 + 3,5871 = 3,8119 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right]$$

$$\begin{aligned}\rho(77,5) &= -0,0033 * 77,5^2 - 0,2138 * 77,5 + 1052,6 = \\ &= 1016,2 \left[\frac{kg}{m^3} \right]\end{aligned}$$

$$\Delta T_1 = T_{motor, s_1} - T_{motor, e_1} \quad (2.7)$$

$$\Delta T_1 = 85 - 70 = 15[^\circ C]$$

Aplicando a equação 2.3 tem-se:

$$\dot{v} = \frac{2113}{3,8119 * 15} * \frac{1}{1016,2} * 3600 = 130,92 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

Na tabela 2.1 são apresentados os dados do fabricante do motor e o caudal volúmico do fluido no circuito para assegurar o arrefecimento imposta pelo fabricante.

Tabela 2.1 Dados do fabricante do motor e valores de caudais volúmicos, para o 1º e 2º estágio dos circuitos de arrefecimento.

	1º Estágio	2º Estágio
P [kW]	2113	213,0
T_{motor, s} [°C]	85	45,10
T_{motor, e} [°C]	70	40
\dot{v} [m³/h]	130,9	39,10

Tal como referido anteriormente, não se realizaram cálculos para o circuito de aproveitamento, visto este ser imposto pelo cliente, com um valor de 121,57 m³/h.

2.2. Cálculo da espessura

Para demonstrar o processo de cálculo da espessura do tubo do circuito escolheu-se um tubo de diâmetro nominal DN 40. O diâmetro nominal dá apenas indicação do diâmetro exterior do tubo. Neste caso, DN 40 corresponde a um diâmetro exterior de 48,3 mm. Não se realiza nenhum tipo de cálculo para as flanges visto estas serem vendidas em função da pressão nominal.

2.2.1 Tubagem direita

A espessura do tubo é a soma de três parâmetros: espessura simples, tolerância e corrosão. A espessura simples e a tolerância são obtidas através das normas europeias EN 13480 e EN10126 respetivamente. Já a corrosão é um valor que não é referenciado pelas normas, mas sim adotado pela empresa Ambitermo, tendo por base a experiência adquirida.

A equação 2.8 é definida na norma EN13480 e serve para calcular a espessura simples do tubo, sem contabilizar nem a tolerância nem a corrosão.

$$e = \frac{p_c * D_{ext}}{2 * f + p_c} \quad (2.8)$$

p_c representa a pressão máxima desejada no circuito, dada em MPa; D_{ext} o diâmetro exterior do tubo, dado em mm, e f a tensão admissível para o cálculo, dada em MPa.

Admite-se como valor de pressão máxima: 6 bar. Caso seja necessário alterar-se-á este valor, após a seleção de todos os equipamentos.

Em relação ao D_{ext} , tal como apresentado na secção 2.2, este tomará o valor de 48,3 mm.

Pela EN 13480 tem-se:

$$f = \min \left\{ \frac{R_{eh,t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\} \quad (2.9)$$

em que $R_{eh,t}$ é a tensão de limite elástico, para a temperatura máxima no circuito: 85 °C, e R_m é o valor de referência da tensão de cedência. Ambos os parâmetros são dados em MPa.

No presente estudo, o material do tubo é o S235JR. Esta designação provém da EN 10025 e indica que este tem 235 MPa de R_{eh} e 360 MPa de R_m .

Através do Anexo C sabe-se que $R_{eh85^\circ C}$ tem um valor de 189,9 MPa, vindo:

$$\frac{R_{eh,t}}{1,5} = \frac{189,9}{1,5} = 126,6 \text{ [MPa]}$$

$$\frac{R_m}{2,4} = \frac{360}{2,4} = 150 \text{ [MPa]}$$

$$f = \min\{126,6; 150\} = 126,6 \text{ [MPa]}$$

$$e = \frac{\frac{6}{10} * 48,3}{2 * 126,6 + \frac{6}{10}} = 0,1142 \text{ [mm]}$$

Relativamente à tolerância, usando a norma EN 10126 obtém-se para diâmetros inferiores a 219 mm uma tolerância de 12,5% da espessura escolhida.

$$e_{tolerância} = e_{normalizada} * tolerância \quad (2.10)$$

A espessura mínima normalizada pela EN 10216 para o diâmetro exterior de 48,3 mm é 2,6 mm, logo:

$$e_{tolerância} = 2,6 * 0,125 = 0,3250 \text{ [mm]}$$

À espessura e , adiciona-se um milímetro para o parâmetro da corrosão.

$$e_{total} = e + e_{tolerância} + 1 \quad (2.11)$$

$$e_{total} = 0,1142 + 0,3250 + 1 = 1,4392 \text{ [mm]}$$

Verifica-se assim que $e_{normalizada} > e_{total}$. Deste modo confirma-se que o dimensionamento está bem realizado. Caso esta premissa não se verificasse, ter-se-ia que repetir o processo com espessuras normalizadas superiores até que esta condição se tornasse verdadeira. O gráfico 2.1 mostra, para diferentes DN, os valores calculados da espessura total e da espessura normalizada. Os valores da espessura mínima normalizada são bastante superiores aos valores da espessura necessária. Os valores utilizados para a realização do gráfico são apresentados no Anexo H.

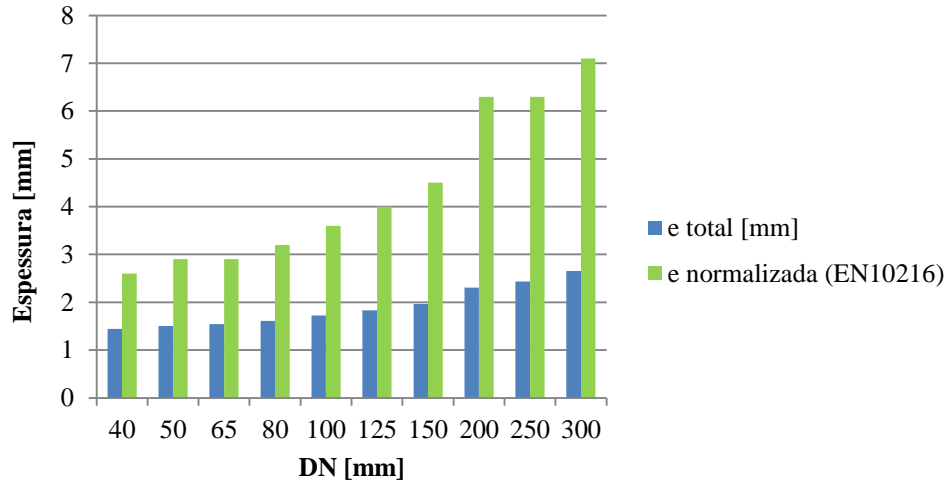


Gráfico 2.1 Valores calculados da espessura total e da espessura normalizada em função do DN.

Os valores do diâmetro exterior e interior, relativos a cada DN, estão presentes no Anexo H.

2.2.2. Curvas

A espessura simples e a tolerância são obtidas através das normas europeias EN 13480 e EN10253 respetivamente. Com as equações 2.12 e 2.13 calculam-se as espessuras simples do dorso interior e exterior respetivamente:

$$e_{int} = e * \frac{\frac{R}{D_{ext}} - 0,25}{\frac{R}{D_{ext}} - 0,5} \quad (2.12)$$

em que R é o raio da curvatura, dado em mm. Este pode assumir qualquer valor pretendido, mas sendo uma curva de 90° normalizada retira-se o valor da EN 10253.

$$e_{int} = 0,1142 * \frac{\frac{57}{48,3} - 0,25}{\frac{57}{48,3} - 0,5} = 0,1571[\text{mm}]$$

À semelhança do cálculo realizado para a tubagem direita, a este valor tem-se que adicionar os valores referentes à tolerância e à corrosão.

$$e_{int,total} = 0,1571 + 0,3250 + 1[\text{mm}] = 1,4821 [\text{mm}]$$

Para este diâmetro a espessura mínima, pela EN 10253, é 2,6 mm. Logo o dimensionamento está correto, segundo a norma.

O cálculo da espessura do dorso exterior é dado por:

$$e_{ext} = e * \frac{\frac{R}{D_{ext}} + 0,25}{\frac{R}{D_{ext}} + 0,5} \quad (2.13)$$

$$e_{ext} = 0,1142 * \frac{\frac{57}{48,3} + 0,25}{\frac{57}{48,3} + 0,5} = 0,0978 \text{ [mm]}$$

$$e_{ext,total} = 0,0978 + 0,3250 + 1 = 1,4228 \text{ [mm]}$$

Para o diâmetro, DN40, a espessura mínima, pela EN 10253, é 2,6 mm, logo o dimensionamento calculado está correto.

O gráfico 2.2 apresenta, para cada diâmetro nominal, os valores de espessuras totais nos respetivos dorsos. O valor da espessura mínima normalizada é bastante superior aos valores das espessuras calculadas para os dorsos, interno e externo. Os valores utilizados para a realização do gráfico estão presentes no Anexo H.

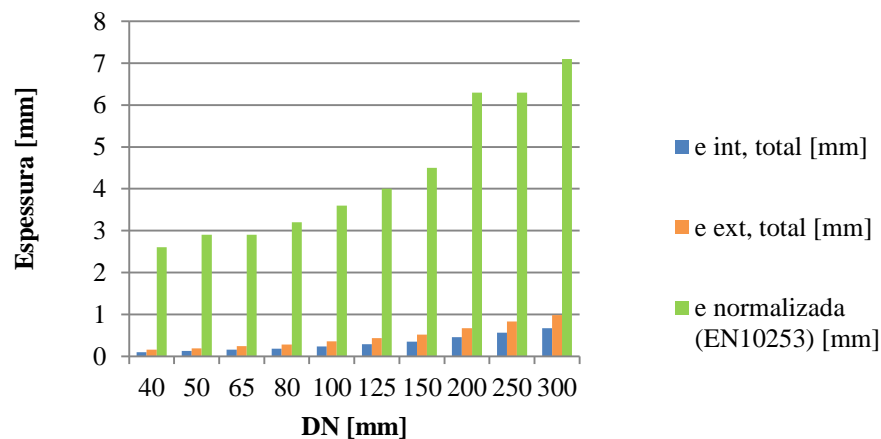


Gráfico 2.2 Valores de espessuras totais dos dorsos, em função do diâmetro nominal.

2.2.3. Picagens

Para este tipo de circuitos são sempre necessários manómetros de controlo (temperatura e pressão). Para tal, realizam-se picagens na tubagem, ou seja, furos para que o fluido entre em contato com os equipamentos de medida pretendidos. Dado que o furo

enfraquece o tubo, é necessário confirmar se a picagem está ou não dentro dos parâmetros da EN 13480.

Existem duas ideologias para picagens: com ou sem adição de reforços na envolvente do furo. As figuras 2.3 e 2.4 mostram respetivamente as duas ideologias, assim como as suas alternativas.

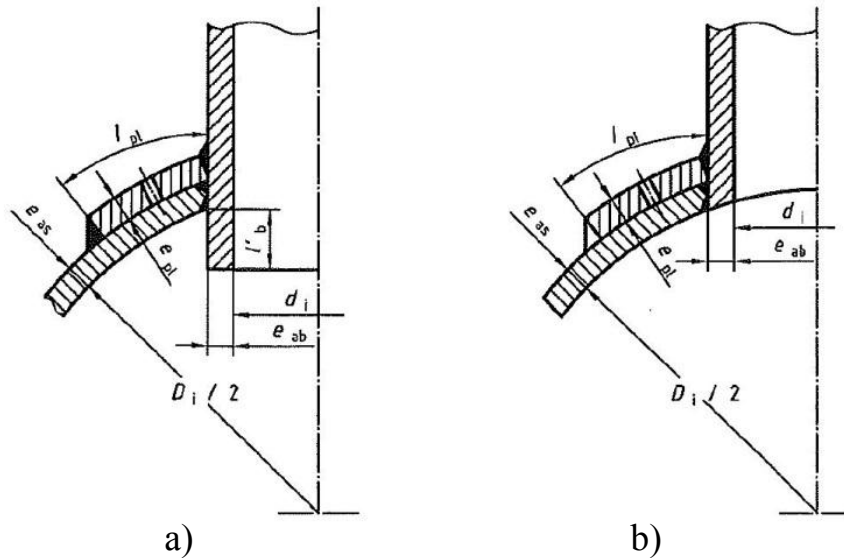


Figura 2.3 Picagem com adição de reforço com 2 alternativas: a) *Set through*; b) *Set in*, adaptado da EN 13480.

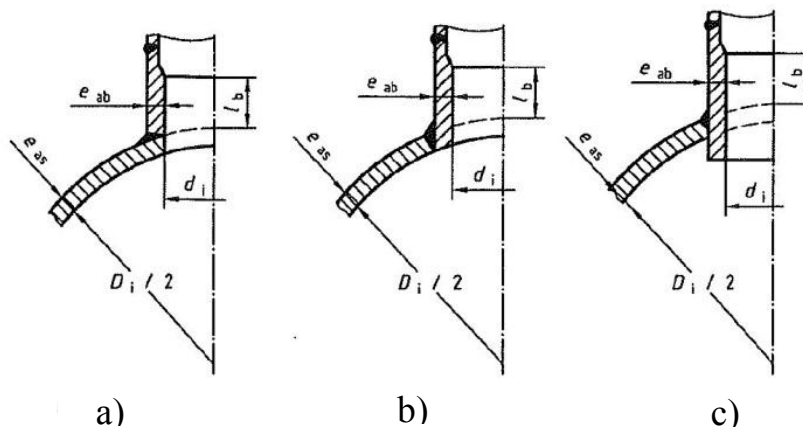


Figura 2.4 Picagem sem adição de reforços com 3 alternativas: a) *Set on*; b) *Set in*; c) *Set through*, adaptado da EN 13480.

Inicialmente deu-se prioridade à segunda ideologia, de modo a confirmar se os tubos seleccionados estão aptos para tal. A Figura 2.4a) apresenta um modelo soldado à face do tubo, tornando-a mais trabalhosa na prática. A aplicação dos modelos representados nas figuras 2.4b) e 2.4c) são mais fáceis de executar, dado que o tubo de picagem encaixa no

furo. O modelo representado na figura 2.4c) tem apenas vantagem ao nível estrutural. Neste último caso, as perdas localizadas aumentarão quanto maior for o valor de penetração do tubo de picagem no tubo principal. Opta-se portanto por iniciar os cálculos considerando a picagem *Set in* (Figura 2.4b).

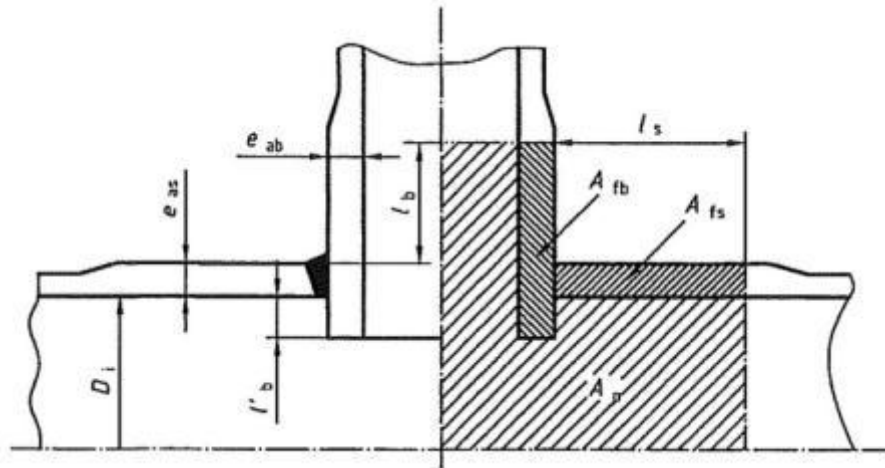


Figura 2.5 Ilustração das medidas necessárias para a verificação da picagem, adaptado da EN 13480.

A EN13480 obriga a que se verifique a seguinte condição:

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right) * A_f \geq p_c * A_p \quad (2.14)$$

em que f e p_c são os mesmos parâmetros utilizados nos cálculos da espessura da tubagem direita.

Os equipamentos de controlo utilizam normalmente tubos com meia polegada de diâmetro (DN15 \rightarrow $d_{ext} = 21,34$ mm). Para seleccionar a espessura do tubo, para a picagem utiliza-se o mesmo método da tubagem direita.

A espessura mínima normalizada para DN15 é 2 mm. Aplicando a equação 2.11 com uma tolerância de 12,5% obtém-se:

$$e_{picagem,total} = 0,0508 + (2 * 0,125) + 1 = 1,3008[\text{mm}]$$

A espessura do tubo da picagem terá 2 mm.

Inicia-se portanto a verificação da picagem.

As equações que se seguem estão de acordo com a Figura 2.5.

$$A_f = A_{fb} + A_{fs} \quad (2.15)$$

$$A_{fb} = (e_{as} + l_b + l'_b) * e_{ab} \quad (2.16)$$

Dado que se trata de um cálculo estrutural, os valores de e_{as} e e_{ab} correspondem à espessura do tubo. Para o cálculo destes parâmetros não se podem contabilizar os valores da tolerância nem da corrosão.

$$e_{as} = e_{normalizado} - e_{tolerância} - e_{corrosão} \quad (2.17)$$

$$e_{as} = 2,6 - 0,3250 - 1 = 1,2750 \text{ [mm]}$$

$$e_{ab} = e_{picagem,normalizado} - e_{picagem,tolerância} - e_{corrosão} \quad (2.18)$$

$$e_{ab} = 2 - 0,25 - 1 = 0,7500 \text{ [mm]}$$

$$l_b = \sqrt{d_{eqb} * e_{ab}} \quad (2.19)$$

$$d_{eqb} = D_{picagem,ext} - e_{ab} \quad (2.20)$$

$$d_{eqb} = 21,34 - 0,750 = 20,590 \text{ [mm]}$$

$$l_b = \sqrt{20,590 * 0,750} = 3,9297 \text{ [mm]}$$

Como neste método não existe penetração do tubo de picagem no tubo principal para além da face interior, a distância l'_b da equação 2.16 toma o valor zero. Com os dados obtidos pelas equações 2.17, 2.18, 2.19 e 2.20, obtém-se para a equação 2.16:

$$A_{fb} = (1,2750 + 3,9297 + 0) * 0,750 = 3,9035 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A_{fs} = e_{as} * l_s \quad (2.21)$$

$$l_s = \sqrt{d_{eqs} * e_{as}} \quad (2.22)$$

$$d_{eqs} = D_{ext} - e_{as} \quad (2.23)$$

$$d_{eqs} = 48,3 - 1,2750 = 47,025 \text{ [mm]}$$

$$l_s = \sqrt{47,025 * 1,2750} = 7,7432 \text{ [mm]}$$

$$A_{fs} = 1,2750 * 7,7432 = 9,8726 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A_f = 3,9035 + 9,872 = 13,776 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Neste momento verifica-se a condição da equação 2.14.

$$\left(f - \frac{p_c}{2}\right) * A_f = \left(125,8 - \frac{6}{2}\right) * 13,776 = 1728,9 \text{ [N]}$$

$$A_p = \left(\left(l_b + \frac{D_{ext}}{2} \right) * \left(\frac{d_{ext}}{2} - e_{ab} \right) \right) + \left((l_s + e_{ab}) * \left(\frac{D_{ext}}{2} - e_{as} \right) \right) \quad (2.24)$$

$$A_p = \left(\left(3,9297 + \frac{48,3}{2} \right) * \left(\frac{21,34}{2} - 0,750 \right) \right) + \left((7,7432 + 0,750) * \left(\frac{48,3}{2} - 1,2750 \right) \right) = 472,83 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$p_c * A_p = \frac{6}{10} * 472,83 = 283,70 \text{ [N]}$$

Dado que a condição é verdadeira, a picagem pode ser realizada com as espessuras previamente selecionadas, sem que seja necessário recorrer à penetração do tubo ou à adição de reforços. No gráfico 2.3 são apresentados os valores de picagens em função do diâmetro nominal da tubagem principal. Os valores utilizados para a realização do gráfico estão presentes no Anexo H.

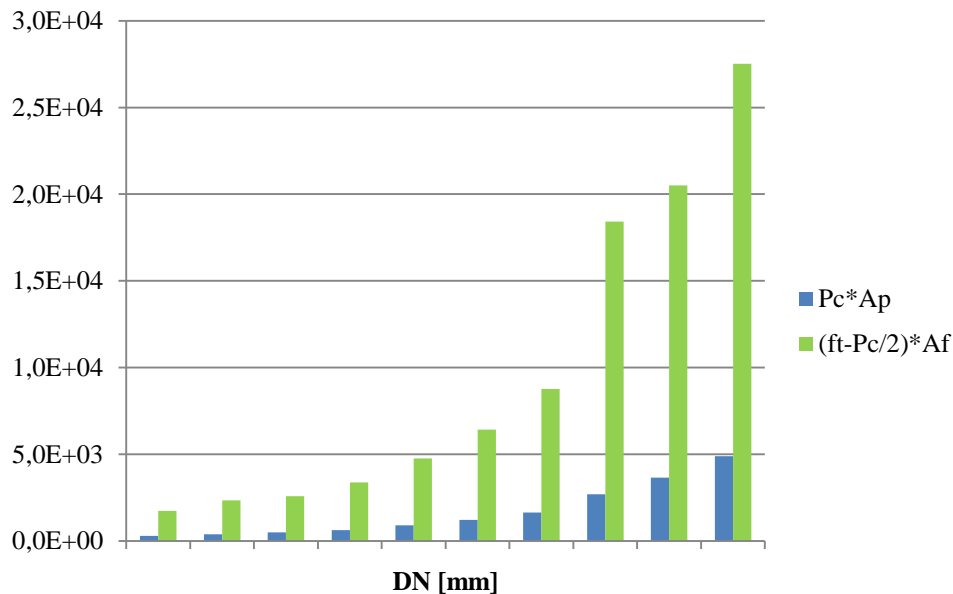


Gráfico 2.3 Valores de picagens em função do diâmetro nominal da tubagem principal.

2.3. Cálculo da velocidade na tubagem

Tendo o caudal necessário para dissipar o calor fornecido, é necessário calcular a velocidade do fluido na tubagem através da escolha de um diâmetro. A velocidade do fluido deverá situar-se entre 1 e 2,5 m.s⁻¹, mas tem como limites 1 e 4 m.s⁻¹. Acima de 4 m.s⁻¹ pode ocorrer o fenómeno de cavitação, provocando ruído, vibração e ainda acentuada erosão da tubagem. Abaixo de 1 m.s⁻¹ o motivo é essencialmente económico.

Para se calcular a velocidade de escoamento recorre-se à seguinte equação:

$$V = \frac{\dot{v}}{A_t} * \frac{1}{3600} \quad (2.25)$$

onde A_t é a área transversal

$$A_t = \pi * \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2 \quad (2.26)$$

$$D_{int} = D_{ext} - 2 * e_{normalizado} \quad (2.27)$$

$$D_{int} = 48,3 - 2 * 2,6 = 43,10 \text{ [mm]}$$

$$A_t = \pi * \left(\frac{43,10 * 10^{-3}}{2}\right)^2 = 1,46 * 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$V = \frac{130,92}{1,46 * 10^{-3} * 03} * \frac{1}{3600} = 24,926 \text{ [m * s}^{-1}\text{]}$$

A tabela 2.2 apresenta os valores da velocidade do fluido na tubagem, para os três circuitos de arrefecimento. As células marcadas a verde, representam os diâmetros nominais em que a velocidade esta dentro dos limites.

Tabela 2.2 Valores da velocidade do fluido na tubagem para os três circuitos de arrefecimento.

Obs.: Células marcadas a verde representam os diâmetros nominais em que a velocidade esta dentro dos limites.

Velocidade do fluido [$m * s^{-1}$]			
DN	1º Estágio	Aproveitamento	2º Estágio
40	24,93	23,15	7,436
50	15,59	14,48	4,650
65	9,369	8,700	2,795
80	6,803	6,317	2,029
100	4,037	3,748	1,204
125	2,669	2,479	0,796
150	1,825	1,694	0,544
200	1,086	1,008	0,324
250	0,683	0,634	0,204
300	0,483	0,448	0,144

Apenas os diâmetros associados às células marcadas a verde na Tabela 2.2 é que são viáveis para este estudo, dados os limites apresentados anteriormente.

2.4. Seleção de equipamentos auxiliares

Os equipamentos auxiliares dividem-se em duas categorias: equipamentos específicos e acessórios.

2.4.1 Equipamentos específicos

Como equipamentos específicos consideram-se o aeroarrefecedor, o permutador de placas e a torre de arrefecimento. No permutador, segundo dados do cliente, a temperatura do fluido no circuito de aproveitamento pode variar entre 4 °C e 80 °C, e nem sempre é possível absorver todo o calor proveniente do 1º estágio. Assim, para complementar este arrefecimento e assegurar as condições de arrefecimento do motor, selecionou-se um aeroarrefecedor. Um aeroarrefecedor é um equipamento na generalidade de grande dimensão no qual o fluido quente passa numa serpentina sujeita a convecção forçada, através de ventiladores. Ambos os equipamentos, permutador de placas e aeroarrefecedor, foram selecionados para poderem dissipar individualmente a totalidade do calor fornecido pelo motor ao 1º estágio. Isto quer dizer que existem momentos em que o aeroarrefecedor não precisará de trabalhar, e outros em que o permutador de calor não funciona e o aeroarrefecedor terá que dissipar todo o calor.

Para o circuito do 2º estágio, foi selecionado uma torre de arrefecimento de circuito fechado. O princípio de funcionamento deste equipamento é semelhante ao aeroarrefecedor, com a particularidade deste apresentar, além dos ventiladores, um sistema de pulverização de água sobre a serpentina. Desta forma, consegue-se uma elevada dissipação do calor, ocupando um espaço bastante reduzido.

2.4.2 Acessórios

Como acessórios consideram-se as válvulas de passagem, 3 vias e anti-retorno, e ainda os filtros.

2.4.3. Válvulas

Para a seleção das válvulas, têm que se ter em consideração os seguintes parâmetros: tipo de fluido, temperatura do fluido, dimensão da tubagem, pressão e caudal do fluido. Estes parâmetros vão influenciar a seleção dos materiais de construção. Existem diversos materiais para a construção, tais como bronze, latão, níquel, PTFE, PVC, polipropileno, borracha natural ou de silicone, entre outros. No entanto, as mais usadas na indústria são as de ferro fundido ou de aço inoxidável.

As informações sobre válvulas foram recolhidas em [L.1], [L.2] e [L.3].

2.4.3.1 Válvulas de passagem

As válvulas de passagem são utilizadas para seccionar o circuito quando se pretende fazer manutenção, ou seja, trabalharão totalmente abertas ou fechadas. Para esta situação as três válvulas que podem ser utilizadas são as válvulas de corrediça, gaveta ou cunha, macho normal ou esférico, borboleta.

As válvulas de corrediça, gaveta ou cunha, têm um elemento móvel que se movimenta na vertical. Quando esta inicia a abertura, o fluido atinge velocidades muito elevadas, tornando o regime de escoamento turbulento o que provoca vibrações, ruído e ainda erosão na sede da válvula. Estas apresentam ainda uma baixa velocidade de abertura/fecho.

As válvulas de macho, normal ou esférico, apresentam velocidades elevadas de abertura/fecho, as perdas de carga, quando totalmente abertas, são baixas e suportam

pressões mais elevadas, até PN40. No entanto, a sua forma construtiva é mais elaborada e por isso o seu preço é mais elevado.

As válvulas de borboleta são as mais utilizadas na indústria pela sua simplicidade de construção, que resulta num preço de mercado mais baixo. Quando totalmente abertas a perda de carga é baixa.

Para o presente caso selecionaram-se válvulas de borboleta. Toda a informação relativa à válvula de borboleta selecionada está disponível no Anexo D.

2.4.3.2 Válvulas de 3 vias

As válvulas de 3 vias podem ter duas funções, mistura ou divisão de fluidos. No presente caso as válvulas de 3 vias têm apenas função de mistura. Esta função é regulada através de um termómetro aplicado após à mistura do fluido.

Para realizar esta função podem aplicar-se três tipos de válvulas de 3 vias: de pistão ou cilindro, de disco ou rotativa. As duas primeiras têm um elemento móvel que se movimenta na vertical, abrindo e fechando os percursos do fluido consoante necessário. A última apresenta um corpo semelhante a um macho esférico, em que o canal tem uma abertura de 90°. Tal como o nome indica este corpo roda, ligando 2 canais de cada vez.

Para o caso de estudo escolheram-se as seguintes válvulas:

- Para DN65, DN80 e DN100: ARI-STEVI/ARI-PREMIO 2,2 kN – Figure 12.450; Nominal pressure PN16; 3-way mixing valve; Stem PTFE –V-ring (-10 °C to +220 °C);
- Para DN125 e DN150: ARI-STEVI/ARI-PREMIO 5 kN – Figure 12.450; Nominal pressure PN16; 3-way mixing valve; Stem PTFE –V-ring (-10 °C to +220 °C);
- Para DN200: ARI-STEVI/ARI-PREMIO 5 kN – Figure 12.423; Nominal pressure PN16; 3-way mixing valve; Stem ARI-STEVI/ARI-PREMIO 2,2kN – Figure 12.450; Nominal pressure PN16; 3-way mixing valve; Stem PTFE –packing (-10 °C to +250 °C).

Todas as informações relativas às válvulas de 3 vias estão presentes no Anexo D.

2.4.3.3 Válvulas anti-retorno

Existem cinco tipos de válvulas anti-retorno: de portinhola, de disco, de pistão, de esferas e de placa dupla.

A válvula que impõe menor perda de carga e que apresenta menor custo é a válvula de placa dupla. No entanto, esta válvula por vezes apresenta alguns problemas na vedação, devido à acumulação de detritos provenientes da tubagem. A válvula mais semelhante a esta é a de disco, que apesar de apresentar maior perda de carga e custo, é mais fiável.

A válvula de portinhola apresenta problemas quando a inversão de sentido do fluido é frequente, devido ao desgaste rápido da sede da válvula. Além disso é uma válvula mais cara.

As válvulas de cilindro são utilizadas em situações mais peculiares, como seja a necessidade de resistência ao fogo e as válvulas com esferas são normalmente aplicadas em águas residuais.

Para o presente caso, dado que poderão existir algumas impurezas no fluido, devido à deteriorização da tubagem, escolheram-se válvulas de disco.

Toda a informação relativa à válvula anti-retorno está presente no Anexo D.

2.4.3.4 Filtros

Existem dois tipos de filtros: em Y e em T. O filtro em Y tem maior poder de filtragem, e por isso mesmo a perda de carga é ligeiramente superior. No entanto, o seu custo é menor sendo por isso das mais utilizadas na indústria. Para o presente caso selecionaram-se filtros em Y.

Toda a informação relativa ao filtro está presente no Anexo D.

2.5. Cálculo de perdas de carga

Ao longo do circuito existem várias perdas de carga, geradas pelos equipamentos específicos, acessórios e elementos da tubagem, como curvas e tubo em forma de “T”.

A Tabela 2.3 reúne os diferentes acessórios e componentes da tubagem, para efeito do cálculo das perdas totais em cada circuito.

Tabela 2.3 Número total de equipamentos auxiliares e componentes da tubagem, em cada circuito.

	1º estágio	Aproveitamento	2º estágio
Válvulas de passagem [unidades]	8	5	6
Válvulas Anti-retorno [unidades]	1	1	1
Filtros [unidades]	1	1	1
Válvulas de 3 vias [unidades]	2	0	1
Tubagem direita [m]	60	100	100
Curvas [unidades]	10	6	6
Tubo em forma de "T" [unidades]	2	0	1
Flanges [unidades]	30	14	21

Para além da perda de cargas dos elementos descritos na Tabela 2.3 importa ainda contabilizar a perda de carga pela passagem no circuito interno do motor. A Tabela 2.4 mostra os valores das perdas relativas aos circuitos internos do motor. A referida informação está disponível nos documentos técnicos do motor, apresentados no Anexo A.

Tabela 2.4 Valores de perda de carga, relativos aos circuitos internos do motor, para o 1º e 2º estágio de arrefecimento.

	1º Estágio	2º Estágio
Perda de carga [bar]	1,700	0,600

2.5.1. Equipamentos específicos

Relativamente aos equipamentos específicos, aeroarrefecedor, permutador de placas e torre de arrefecimento, a perda de carga em bar é apresentada na Tabela 2.5 e é fornecida nos respetivos documentos técnicos, apresentados no Anexo D.

Tabela 2.5 Perda de carga dos equipamentos específicos.

	Aeroarrefecedor	Permutador de placas (1º estágio)	Permutador de placas (aproveitamento)	Torre de Arrefecimen to (2º estágio)
Perda de carga [bar]	1,040	0,920	0,900	0,600

2.5.2. Acessórios

Cada acessório impõe ao escoamento uma perda na pressão. Essa perda característica é representada pelo coeficiente de fluxo, Kvs , dado em m^3/h . Este indica o caudal que passa no equipamento quando este se encontra numa posição em que a perda de carga é 1 bar. Para se calcular a diferença de pressão causada pelo equipamento, em bar, tendo em conta o Kvs , utiliza-se a seguinte equação, em [L.1]:

$$\Delta P = \frac{\dot{v}^2 * \rho}{1000 * Kvs^2} \quad (2.28)$$

A título demonstrativo é apresentado para o DN100, no 1º estágio, o cálculo para uma válvula de 3 vias.

Na tabela 2.6 são apresentados os valores de Kvs de cada acessório para o respetivo diâmetro. Na tabela não há referência à perda de carga da válvula de anti-retorno, já que esta é calculada diretamente do documento técnico, apresentado no Anexo D.

Tabela 2.6 Valores de Kvs com diferentes diâmetros.

DN	Válvula de passagem	Válvula de 3 vias	Filtro
	$Kvs [m^3/h]$	$Kvs [m^3/h]$	$Kvs [m^3/h]$
65	259,0	63,00	98,60
80	377,0	100,0	146,0
100	763,0	160,0	234,0
125	1030	250,0	376,0
150	1790	320,0	394,0
200	3460	630,0	652,0

$$\Delta P = \frac{130,92^2 * 1016,2}{1000 * 160^2} = 0,6803 \text{ [bar]}$$

Nos gráficos 2.4, 2.5 e 2.6 são apresentadas as perdas calculadas de cada acessório, para o respetivo diâmetro e circuito. Estas perdas referem-se apenas a uma unidade.

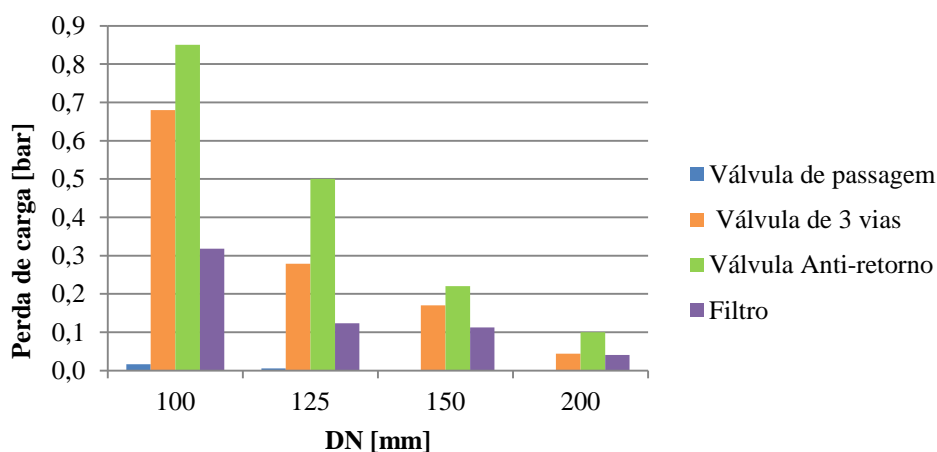


Gráfico 2.4 Perda de carga gerada por cada equipamento no 1º estágio, em função do DN.

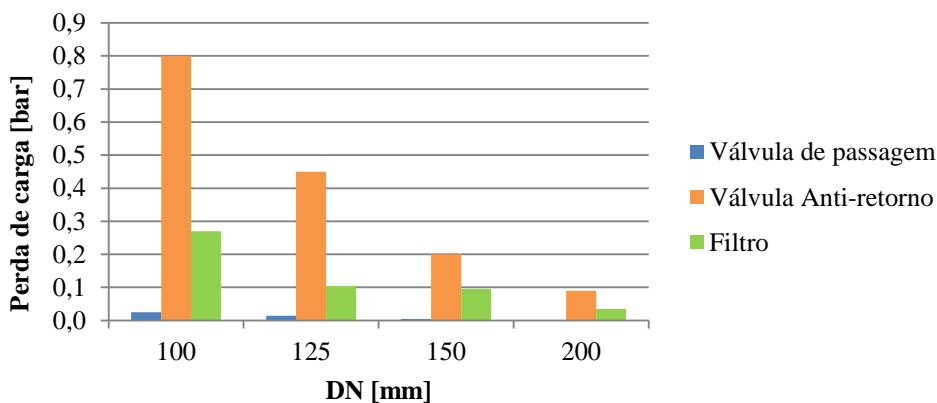


Gráfico 2.5 Perda de carga gerada por cada equipamento no circuito de aproveitamento, em função do DN.

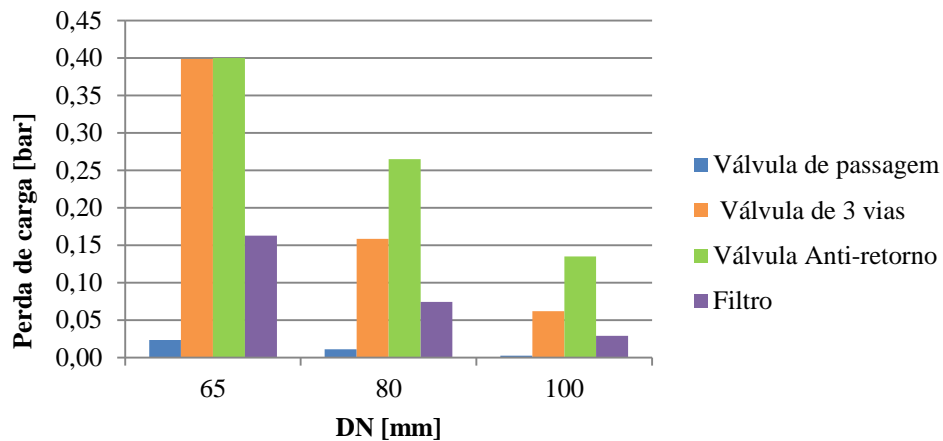


Gráfico 2.6 Perda de carga gerada por cada equipamento no 2º estágio, em função do DN.

2.5.3. Conduas direitas

A perda de carga numa conduta direita é dada pela seguinte expressão [L.4]:

$$\Delta P_{tubo} = \frac{\rho * f * L * V^2}{2 * D_{int}} * 10^5 \quad (2.29)$$

em que f é o coeficiente de atrito e L o comprimento da tubagem, dado em metros.

Calcula-se o número de Reynolds através da seguinte expressão:

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu} \quad (2.30)$$

em que μ é a viscosidade dinâmica. Este parâmetro é calculado através da curva característica apresentada no Anexo B.

$$\mu_{\text{água}+30\% \text{ThermalCool}}(T) = 0,0035 * e^{-0,02*T} \quad (2.31)$$

Realizam-se os cálculos para DN 100 e para o 1º estágio, de forma a mostrar o processo de cálculo. Os valores para os de diâmetros, exterior e interior, relativos a cada DN, estão presentes no Anexo H.

$$\mu(77,5) = 0,0035 * e^{-0,02*77,5} = 7,429 * 10^{-4} \text{ [Pa*s]}$$

$$Re = \frac{1016,2 * 4,037 * 107,10 * 10^{-3}}{7,429 * 10^{-4}} = 5,914 * 10^5$$

O escoamento é considerado turbulento dado que $Re > 2300$.

O coeficiente de atrito é retirado do gráfico de *Moody*, através da relação do número de Reynolds com a rugosidade relativa, mas para o calcular de um modo automático utiliza-se a aproximação de *Colebrook*, [L.5], dada pela interpolação:

$$\frac{1}{\sqrt{f'}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{f}} + \frac{\varepsilon/D_{int}}{3,7 * D_{int}} \right) \quad (2.32)$$

em que ε é a rugosidade absoluta. Este parâmetro toma o valor de 0,045 mm, com uma incerteza de 60%, em [L.4]. Para os cálculos admite-se a incerteza máxima, tomando ε um valor final de 0,072 mm.

$$f_0 = 0,2 \rightarrow f'_0 = \frac{1}{\left(-2 \log \left(\frac{2,51}{5,75 * 10^5 + 05\sqrt{0,2}} + \frac{0,072/D_{int}}{3,7 * D_{int}} \right) \right)^2} = 1,809 * 10^{-2}$$

$$f_0 - f'_0 = 1,819 * 10^{-1}$$

A partir deste momento realiza-se o seguinte processo iterativo:

$$f_n = f'_{(n-1)} \quad \text{até que} \quad |f_n - f'_n| \leq 10^{-9}$$

Desta forma calcula-se a perda de carga na conduta direita, pela resolução da equação 2.29:

$$\Delta P_{tubo} = \frac{1016 * 1,856 * 10^{-2} * 60 * 4,037^2}{2 * 107,1 * 10^{-3}} * 10^5 = 0,8609 \text{ [bar]}$$

O Gráfico 2.7 mostra as perdas de cargas em condutas direitas em função do diâmetro nominal. Os valores utilizados para a realização do gráfico estão presentes no Anexo E.

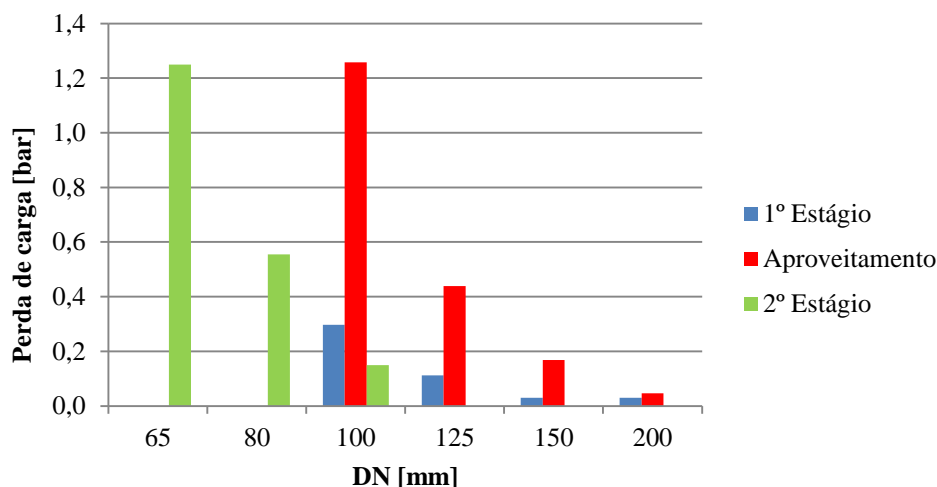


Gráfico 2.7 Perda de carga de condutas direitas nos circuitos, em função do DN.

2.5.4. Curva de 90°

Para calcular a perda de carga utiliza-se a seguinte equação [L.6]:

$$\Delta P = K_L * \frac{1}{2} * \rho * V^2 * 10^5 \quad (2.33)$$

onde K_L representa o coeficiente de perda. Este parâmetro, para uma curva de 90° toma o valor de 0,3, em [L.6].

Realizam-se os cálculos para DN100 e para o 1º estágio, de forma a mostrar o processo de cálculo.

$$\Delta P_{curva} = 0,3 * \frac{1}{2} * 1016,2 * 4,037^2 * 10^5 = 2,484 * 10^{-2} \text{ [bar]}$$

Este valor refere-se apenas à perda de carga gerada por uma curva. Pela Tabela 2.3, sabe-se que no 1º estágio existem 10 curvas. Logo a perda total gerada pelas curvas no circuito vem dada por:

$$\Delta P_{curva,total} = 2,484 * 10^{-2} * 10 = 0,2484 * 10^{-1} \text{ [bar]}$$

No Gráfico 2.8 pode observar-se a perda de carga gerada por uma unidade deste elemento, nos diversos diâmetros e circuitos. Os valores utilizados para a realização do gráfico estão presentes no Anexo E.

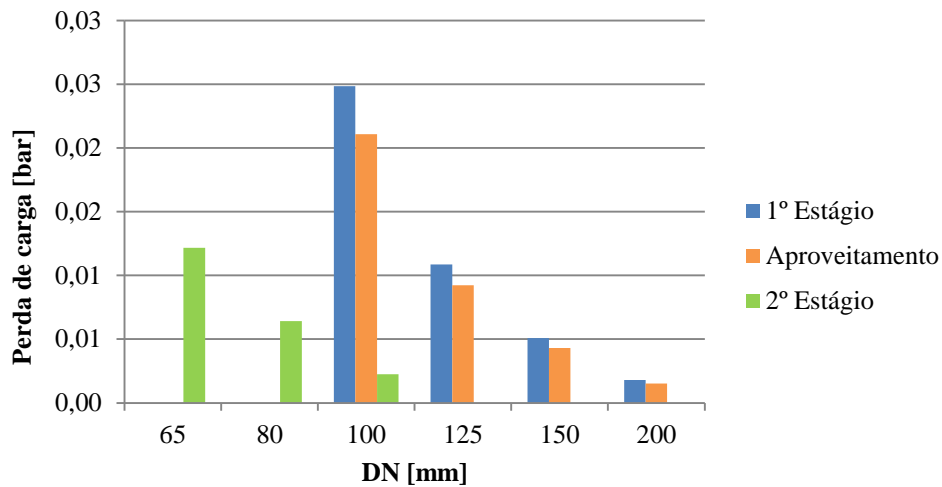


Gráfico 2.8 Perda de carga de uma curva de 90° nos circuitos, em função do DN. Os valores utilizados para a realização do gráfico estão presentes no Anexo E.

2.5.5. Tubo em forma de "T"

Para o cálculo da perda nos elementos em forma de “T” utiliza-se a equação 2.34, na qual o K_L toma o valor de 1.

Tem-se portanto:

$$\Delta P_{T''} = 1 * \frac{1}{2} * 1016,2 * 4,037^2 * 10^5 = 0,0828 \text{ [bar]}$$

Pela Tabela 2.3, sabe-se que no 1º estágio existem 2 elementos em forma de “T” curvas. Logo a perda total gerada pelas curvas no circuito tem o valor de:

$$\Delta P_{T'', \text{total}} = 0,083 * 2 = 0,1656 \text{ [bar]}$$

No Gráfico 2.9 pode observar-se a perda de carga gerada por uma unidade deste elemento, nos diversos diâmetros e circuitos. Os valores utilizados para a realização do gráfico estão presentes no Anexo E.

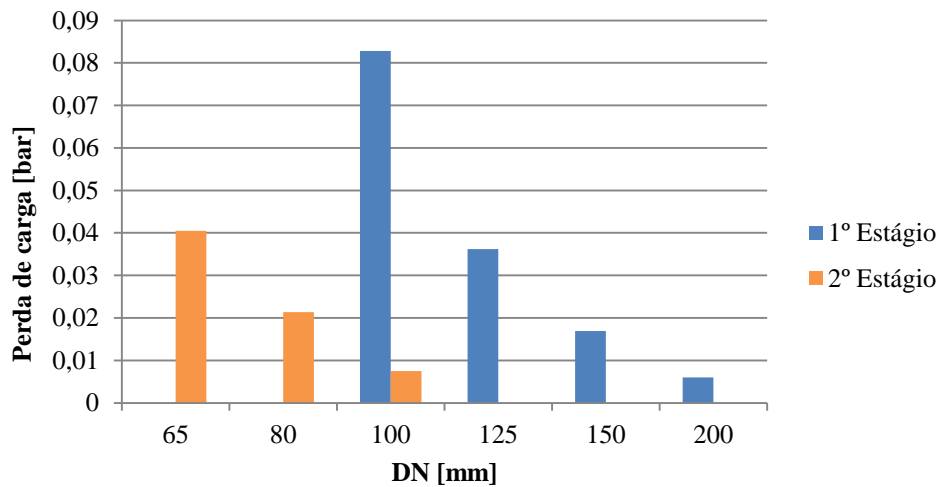


Gráfico 2.9 Perda de carga de um tubo em forma de T, no 1º e 2º estágio, em função do DN.

2.5.5 Perdas totais

Antes de iniciar o dimensionamento do vaso de expansão é possível compreender a importância de cada elemento, em cada um dos circuitos de arrefecimento, através dos gráficos 2.10, 2.11 e 2.12. Os dados apresentados nestes três gráficos são referentes aos valores totais de cada elemento. Os valores utilizados para a realização do gráfico estão presentes no Anexo E.

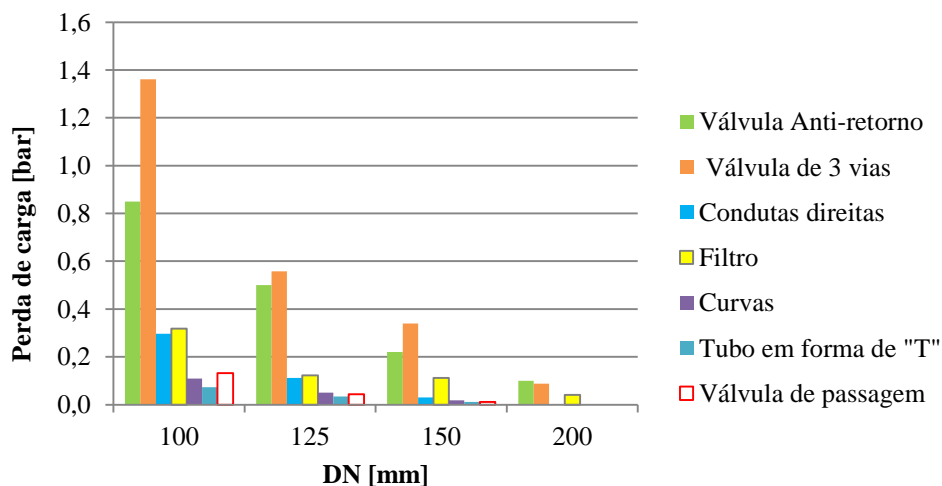


Gráfico 2.10 Perda de carga total por equipamento no 1º estágio, em função do DN.

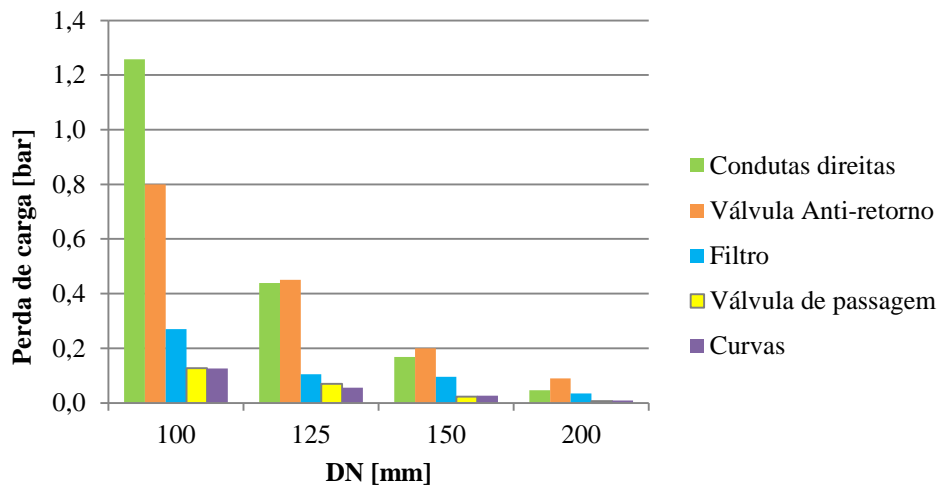


Gráfico 2.11 Perda de carga total por equipamento no circuito de aproveitamento, em função do DN.

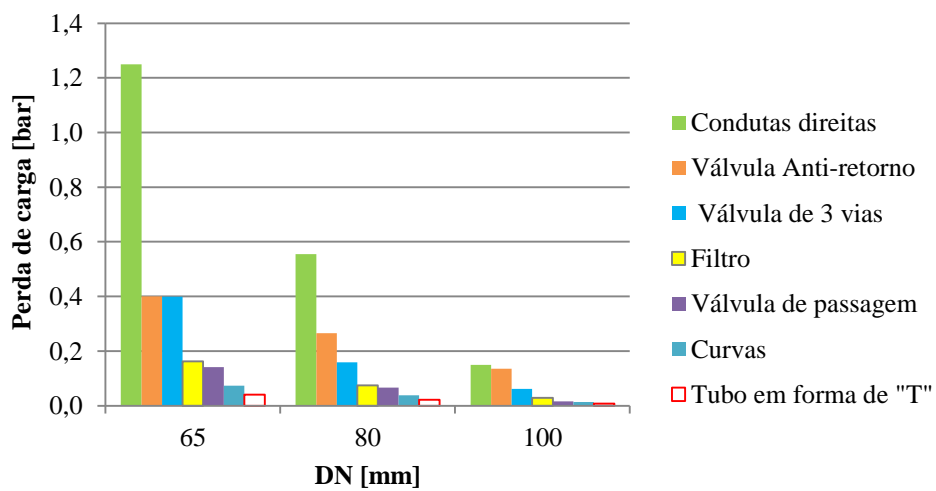


Gráfico 2.12 Perda de carga total por equipamento no 2º estágio, em função do DN. Os valores utilizados para a realização do gráfico estão presentes no Anexo E.

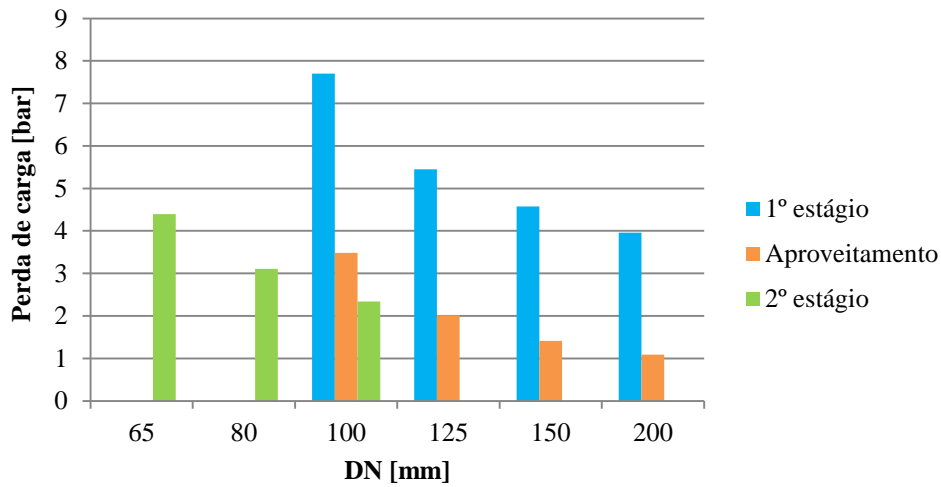


Gráfico 2.13 Perda de carga total dos circuitos, dada em bar, incluindo todos os equipamentos específicos, acessórios e elementos de tubagem, em função do DN.

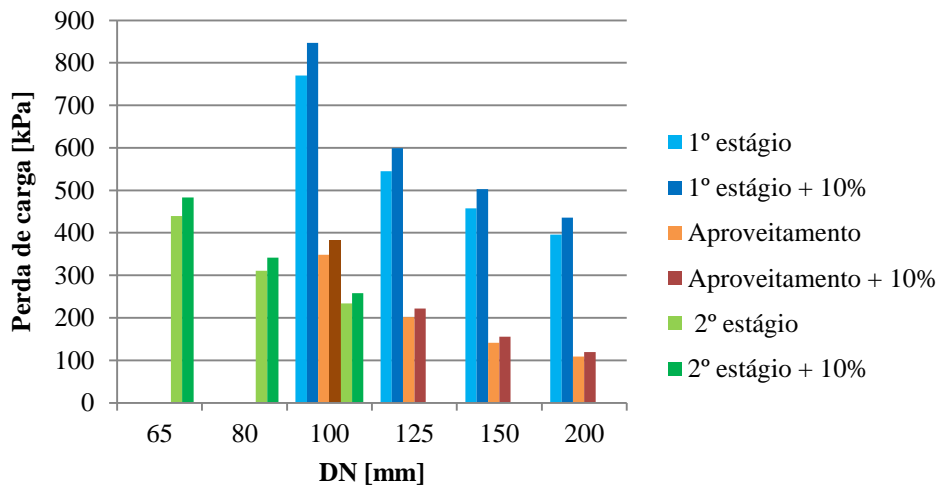


Gráfico 2.14 Perda de carga total dos circuitos e perda de carga total com adição de 10%, dadas em kPa, incluindo todos os equipamentos específicos, acessórios e elementos de tubagem, em função do DN.

2.6. Dimensionamento do vaso de expansão

O vaso de expansão serve para neutralizar o aumento do volume exercida pelo fluido na tubagem, gerada pelo aumento de temperatura desde o enchimento até à temperatura de trabalho.

O volume do vaso é calculado pela equação [S.2]:

$$V_{vaso} = \frac{E * V_{inicial}}{1 - \frac{P_i}{P_f}} \quad (2.34)$$

onde E representa o coeficiente de expansão do fluido, $V_{inicial}$ o volume da instalação, P_i a pressão absoluta inicial e P_f a pressão absoluta final.

Para calcular o coeficiente de expansão do fluido, E , utiliza-se a curva característica do fluido correspondente ao circuito, presente no Anexo B, e aplica-se a seguinte equação, [S.2]:

$$E = \frac{\frac{1}{\rho(T_{m\acute{a}x})}}{\frac{1}{\rho(T_{enchimento})}} - 1 \quad (2.35)$$

em que $T_{m\acute{a}x}$ é a temperatura máxima do circuito e $T_{enchimento}$ a temperatura à qual o circuito é preenchido de fluido.

Para calcular a pressão absoluta inicial, P_i , aplica-se a seguinte equação [S.2]:

$$P_i = P_{pc} + 0,3 + P_{atm} \quad (2.36)$$

onde P_{pc} representa a pressão de pré-carga do vaso de expansão e P_{atm} a pressão atmosférica, 1 bar.

$$P_f = P_{m\acute{a}x} + P_{atm} \quad (2.37)$$

$P_{m\acute{a}x}$ representa a pressão máxima possível no circuito.

Os valores de P_{pc} e $P_{m\acute{a}x}$ encontram-se no Anexo F. Estes dois parâmetros variam com a dimensão do vaso de expansão.

O vaso de expansão é instalado sempre perto da zona de aspiração da bomba, para que não fique sujeito ao aumento da pressão criada por esta.

O Gráfico 2.15 mostra o volume total de fluido para cada circuito, em função do DN. Os valores utilizados para a realização do gráfico estão presentes no Anexo F.

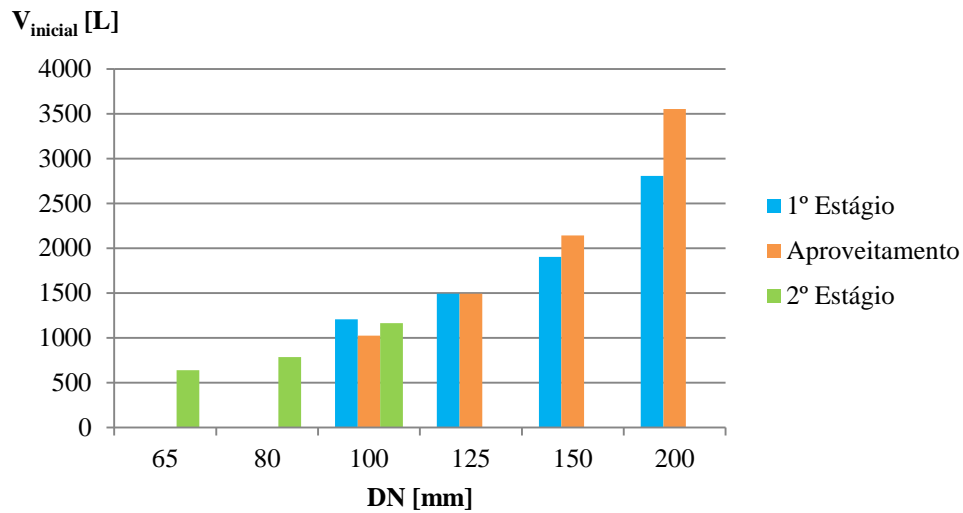


Gráfico 2.15 Volume total de fluido para cada circuito, em função do DN.

$$E = \frac{\frac{1}{\rho_{(85)}}}{\frac{1}{\rho_{(5)}}} - 1 = \frac{9,895 * 10^{-4}}{9,511 * 10^{-4}} - 1 = 0,040$$

Através do anexo F sabe-se que para um vaso de expansão de 150 Litros as pressões de pré-carga e máxima são 2 e 6 respetivamente. Logo para os parâmetros P_{pc} e $P_{máx}$ tomam-se os valores 2,5 bar e 5 bar respetivamente.

$$P_i = 2,5 + 0,3 + 1 = 3,8 \text{ [bar]}$$

$$P_f = 5 + 1 = 6 \text{ [bar]} \quad (2.1)$$

$$V_{vaso} = \frac{0,040 * 1206}{1 - \frac{3,8}{6}} = 131,6 \text{ [L]} \quad (2.1)$$

O gráfico 2.16 mostra o volume mínimo calculado para o vaso de expansão para cada circuito, em função do DN.

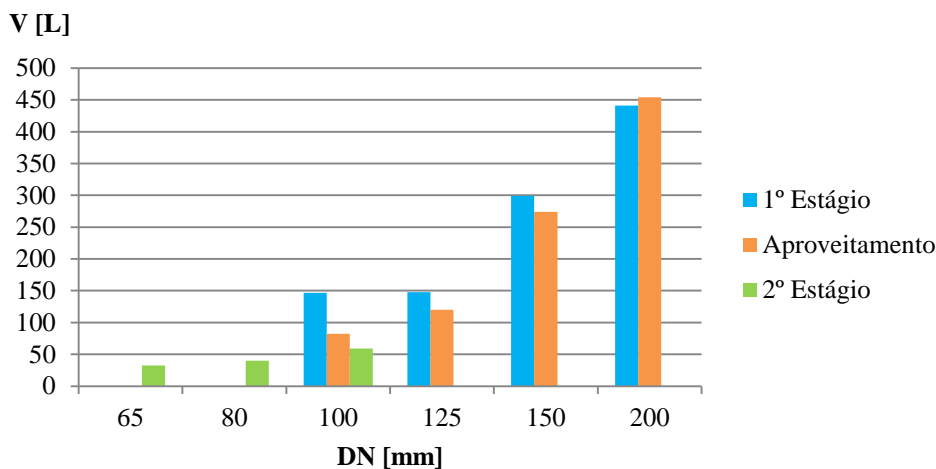


Gráfico 2.16 Volume mínimo calculado para o vaso de expansão para cada circuito, em função do DN.

A tabela 2.7 mostra a referência do vaso de expansão da marca Caleffi para cada circuito em função do diâmetro.

Tabela 2.7 Referências dos vasos de expansão para os respetivos circuitos.

DN	1º Estágio	Aproveitamento	2º Estágio
65			556 035
80			556 050
100	556 150	556 105	556 080
125	556 150	556 150	
150	556 300	556 300	
200	556 500	556 500	

2.7. Seleção da Bomba

Podem escolher-se dois tipos de bombas: centrífuga ou linear. A primeira apresenta um menor consumo elétrico e custo. Por todos estes motivos, selecionaram-se bombas centrífugas.

Para a seleção da bomba é necessário ter em atenção os valores referentes ao caudal e às perdas de carga do circuito. Perante o cálculo realizado anteriormente das perdas de carga, adiciona-se 10% como medida de segurança, tal como apresentado no Gráfico 2.14. O NPSH, “*Net Positive Suction Head*”, parâmetro importante para o

fenómeno de cavitação, não necessita de atenção no presente caso dada a particularidade dos circuitos serem fechados.

Relativamente ao motor elétrico que faz rodar o rotor, este pode ser assíncrono ou síncrono, caso tenha velocidade variável ou não. Em relação ao número de pólos, este pode ter de 2, 4 ou 6 pólos. Existem ainda alguns casos excecionais com 8 pólos, mas os números mais utilizados na indústria são 2 e 4. Quanto mais pólos o motor apresentar menor é a sua velocidade de rotação. Esse facto permite trabalhar com perdas mais baixas, mas o consumo elétrico é nesse caso maior, assim como o seu custo.

Na Tabela 2.8 apresentam-se as bombas selecionadas. Todas as bombas selecionadas são de 2 pólos, excetuando, a do circuito de aproveitamento para DN 200, onde foi necessário recorrer a uma bomba de 4 pólos, devido à baixa perda de carga e elevado caudal.

Tabela 2.8 Nesta tabela estão as características necessárias para a escolha das bombas, caudal e perda total do circuito com um acréscimo de 10 %, tendo em conta os diferentes diâmetros nominais para cada circuito, em função do DN. As bombas são da marca Grundfos e todas as curvas características estão presentes no Anexo G.

	1º Estágio		Aproveitamento		2º Estágio	
\dot{v} [m ³ /h]	130,9		121,6		39,1	
DN [mm]	Perdas +10% [kPa]	Referência Bomba	Perdas +10% [kPa]	Referência Bomba	Perdas +10% [kPa]	Referência Bomba
65					483,6	NB 40-200 /206
80					342,0	NB 40-160 /172
100	847,3	NB 65-250 /269	348,1	NB 65-160 /177	257,7	NB 40-160 /158
125	599,5	NB 65-200 /219	201,8	NB 65-160 /157		
150	503,0	NB 65-200 /217	141,2	NB 65-125 /137		
200	435,6	NB 65-200 /198	108,6	NB 100-200 /211 - 4p		

3. ESTUDO ECONÓMICO DAS SOLUÇÕES PROJETADAS

Neste capítulo é efetuada uma análise económica das soluções técnicas projetadas, tendo por base a soma dos custos de aquisição & montagem dos equipamentos e acessórios, e os custos de exploração do sistema numa base de 15 anos, período de vida considerado normal para este tipo de instalação, sem necessidade de alterações profundas. A análise económica não contabiliza o permutador de placas, aeroarrefecedor nem a torre de arrefecimento, pois estes equipamentos não se alteram com o DN e tendo portanto sentido aplicá-los no restante estudo económico. São assim analisados os três circuitos estudados: 1º estágio, aproveitamento e 2º estágio.

Na Tabela 2.3 são listados os números de unidades por acessórios incluindo as flanges, em função do DN. Para a contabilização das flanges, aplicam-se três unidades nas válvulas de 3 vias e no tubo em forma de “T”, e aplicam-se duas unidades nas restantes, excetuando para a tubagem direita que não se considera nada. Na Tabela 3.1 são apresentados os preços unitários dos acessórios e elementos da tubagem e da mão de obra para a respetiva instalação.

Tabela 3.1 Preço unitário de acessórios, elementos da tubagem e mão de obra para instalação dos diversos componentes.

	DN 65	DN80	DN 100	DN125	DN 150	DN200
	[€]	[€]	[€]	[€]	[€]	[€]
Válvula de passagem	54,84	62,20	69,59	87,35	100,39	144,00
Válvula de 3 vias	2.393,00	2.673,00	3.164,00	5.778,00	7.799,00	8.729,00
Válvula anti-retorno	99,14	131,78	186,84	267,50	365,84	615,72
Filtros	74,00	92,00	120,00	234,00	358,00	614,00
Tubagem direita [€/m]	9,86	14,52	21,20	28,80	40,22	73,14
Curvas	3,20	5,03	9,08	15,66	23,95	57,74
Tubo em forma "T"	25,28	25,91	40,38	55,61	75,84	123,86
Flanges	10,38	13,13	13,93	21,26	21,26	36,18
Isolamento [€/m]	17,30	19,35	20,21	24,06	24,45	37,47
Mão de obra - tubo [€/m]	57,75	63,90	74,25	86,70	97,50	120,00
Mão de obra - instalação válvulas/filtros (exceto válvulas de 3 vias) [€/unidade]	57,75	63,90	74,25	86,70	97,50	120,00
Mão de obra - Instalação tubo em forma "T"/ Válvula de 3 vias [€/unidade]	86,63	95,85	111,38	130,05	146,25	180,00

Os gráficos 3.1, 3.2 e 3.3 mostram em termos de percentagem a relevância do custo total de cada elemento no custo total da instalação. A informação necessária para a realização dos gráficos está presente no Anexo I.

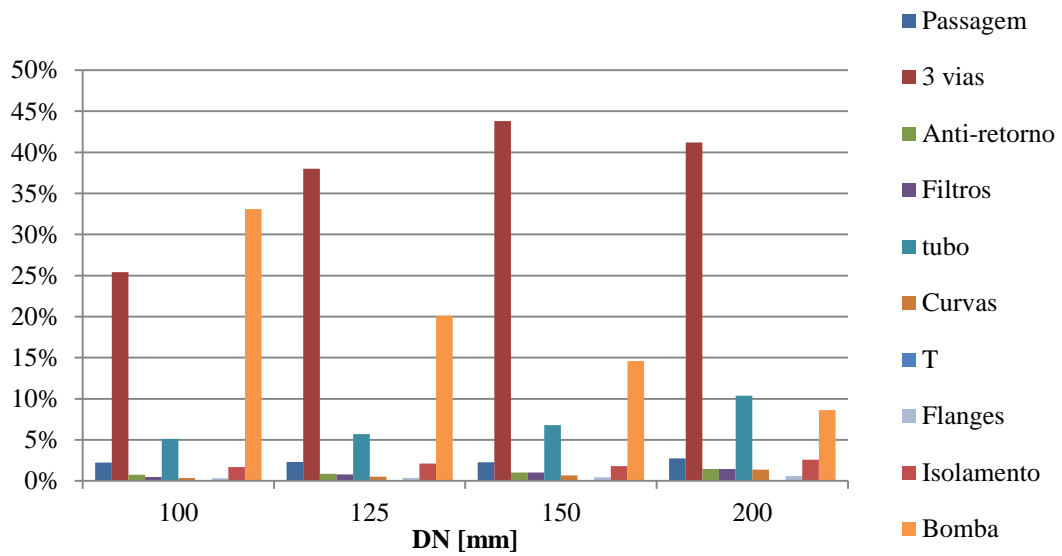


Gráfico 3.1 Percentagem do custo total de cada acessório em relação ao valor total da instalação, para o 1º estágio, em função do DN.

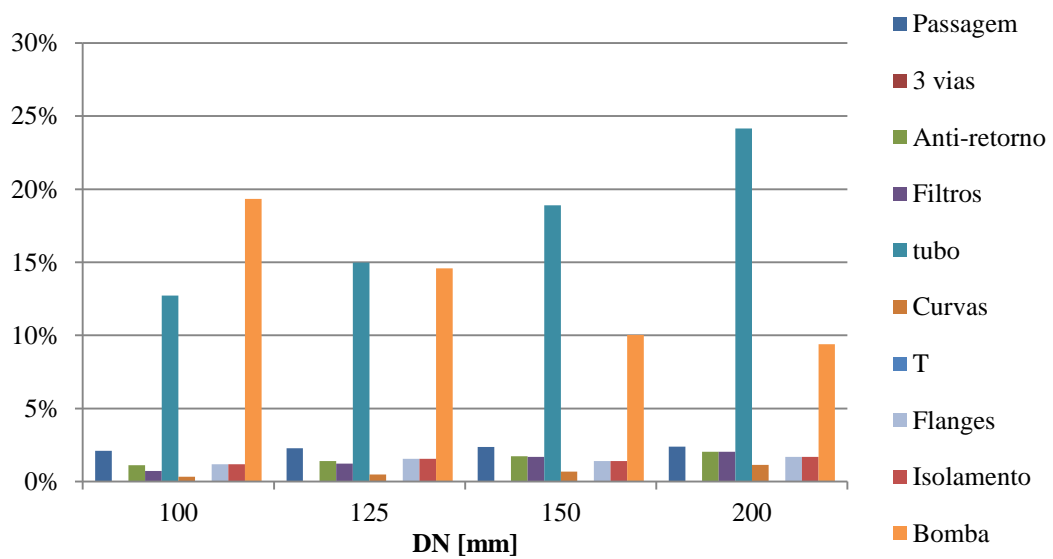


Gráfico 3.2 Percentagem do custo total de cada elemento em relação ao valor total da instalação, para o circuito de aproveitamento, em função do DN.

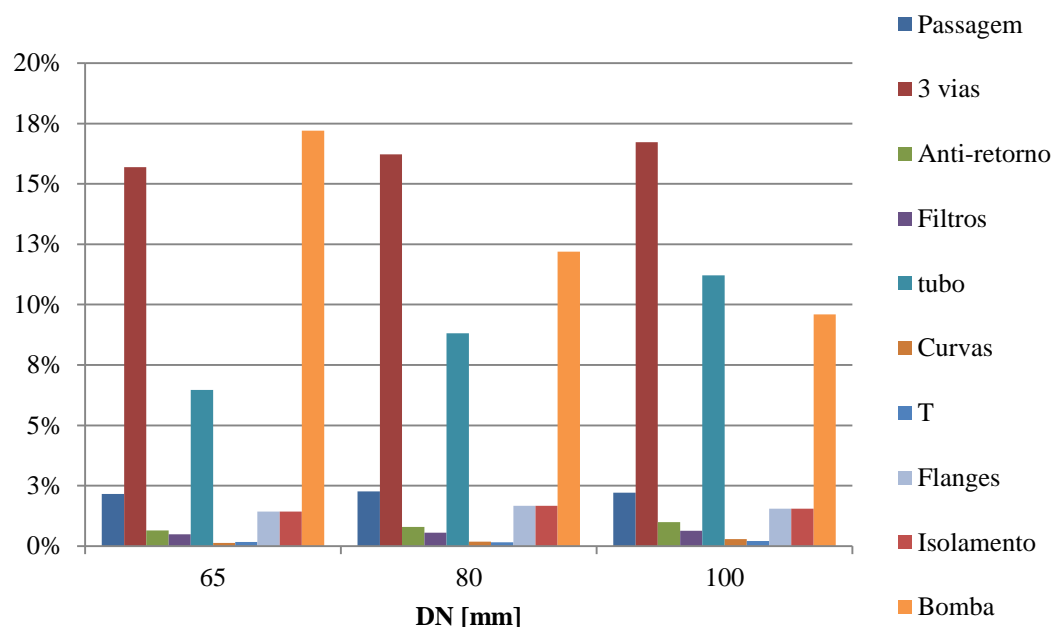


Gráfico 3.3 Percentagem do custo total de cada elemento em relação ao valor total da instalação, para o 2º estágio, em função do DN.

O Gráfico 3.4 mostra a variação do custo total da instalação de cada circuito em função do DN. Da análise dos resultados do gráfico verifica-se que o menor DN é o que conduz a um menor custo de instalação para qualquer dos circuitos, com especial evidência no 1º estágio.

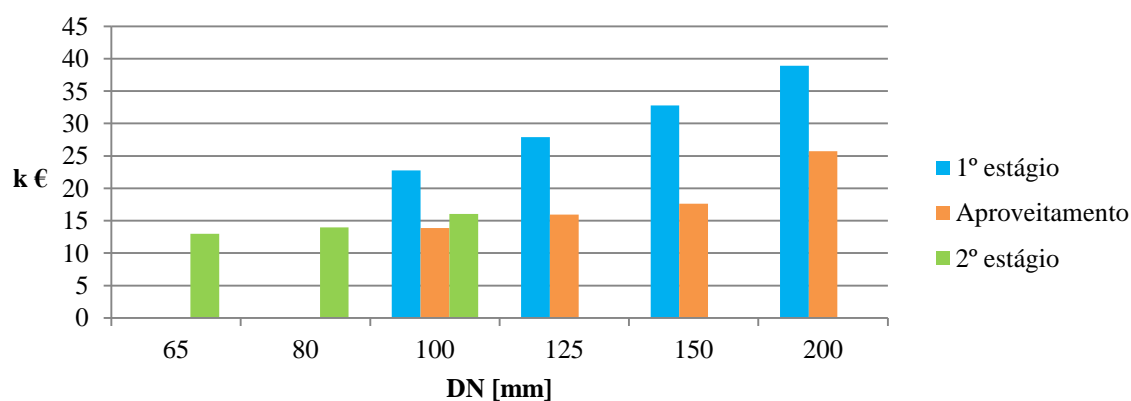


Gráfico 3.4 Custo total da instalação para cada circuito, em função do DN.

O segundo parâmetro a contabilizar é o valor referente aos 15 anos de exploração.

Dado tratar-se de um sistema de cogeração, vai existir venda de eletricidade à rede. Como os circuitos de arrefecimento do motor são considerados auxiliares do sistema de cogeração a energia que estes utilizam não é vendida à rede, ou seja, em vez de pagar esta energia à rede pelo preço de compra, é realizado um acerto comparativamente à que se vai vender. Toma-se o valor de 0,13 €/kWh como tarifa média de venda de eletricidade, [T.1].

Para este estudo económico apenas se contabiliza o funcionamento das bombas nos 15 anos de exploração, dado que os restantes equipamento (aeroarrefecedor e torre de arrefecimento) não se alteram com diferentes valores de DN.

A Tabela 3.1 apresenta os consumos de bomba para cada circuito.

Tabela 3.1 Potência da bomba Grundfos de cada circuito, em função do DN.

DN [mm]	1º estágio [kW]	Aproveitamento [kW]	2º estágio [kW]
65			8,5
85			5,9
100	48	11	4,5
125	26	7	
150	25	5,5	
200	20	4,7	

De segunda a sexta-feira a empresa trabalha das 7h00 às 23h00 e ao sábado das 7h00 às 14h00. Os Gráficos 3.5, 3.6 e 3.7 mostram a variação do custo global da instalação & exploração a 15 anos, em função do DN escolhido. Para cada DN é evidenciada a contribuição de cada parcela (instalação vs exploração) no custo final.

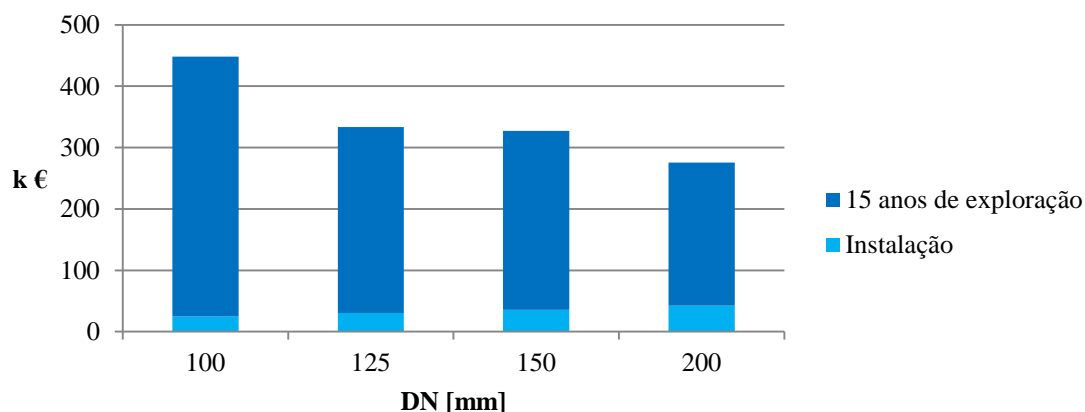


Gráfico 3.5 Valor global da instalação e exploração a 15 anos do circuito do 1º estágio, em função do DN.

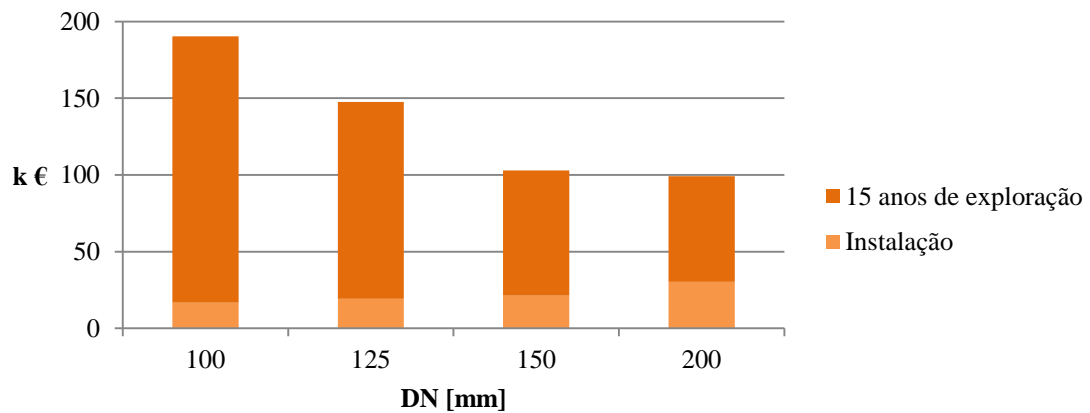


Gráfico 3.6 Valor global da instalação e exploração a 15 anos do circuito de aproveitamento, em função do DN.

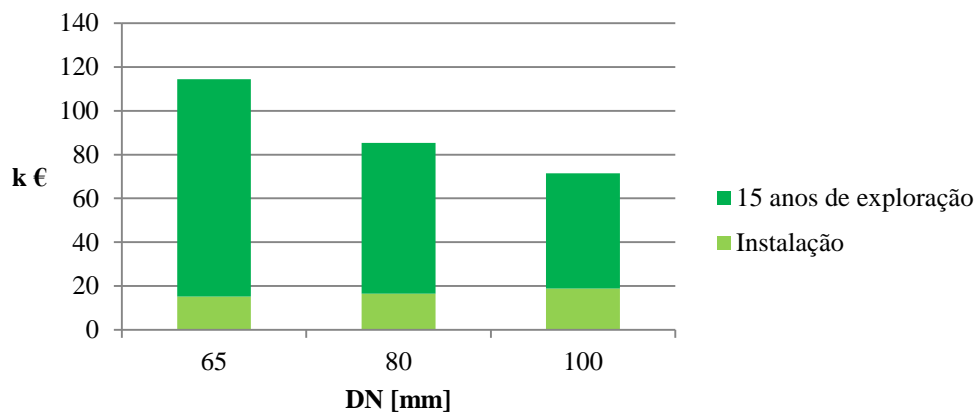


Gráfico 3.7 Valor global da instalação e exploração a 15 anos do 2º estágio, em função do DN.

No Gráfico 3.8 é apresentado o somatório dos três circuitos estudados em função de três casos: no qual o custo de instalação é menos, no qual o valor referente à exploração é menor e no qual o valor global (instalação e exploração) é menor.

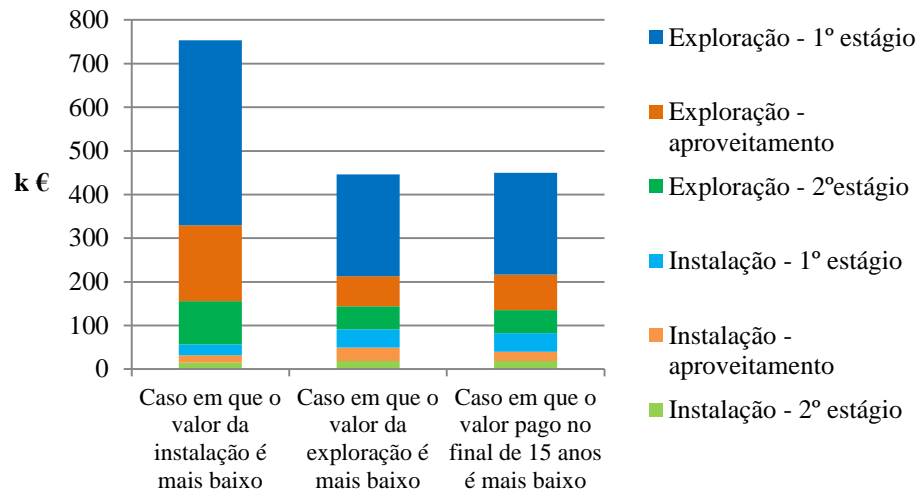


Gráfico 3.8 Custos globais, incluindo instalação e 15 anos de exploração.

A solução global mais favorável em termos globais corresponde a DN 200 para o circuito de 1º estágio, DN 200 para o circuito de aproveitamento e DN 100 para o circuito de 2º estágio. Esta é a mesma solução para o caso em que o valor referente à exploração é menor.

4. VENTILAÇÃO DA SALA DO MOTOR

O motor de combustão interna a gás natural, utilizado no processo de cogeração, vai estar instalado no interior de uma sala fechada. O motor em funcionamento vai libertar calor e sabe-se que este não pode trabalhar na carga máxima quando a temperatura ambiente está acima dos 40 °C. Acresce ainda o facto de o motor precisar de uma elevada quantidade de ar para a combustão.

Sendo assim é necessário insuflar ar para assegurar as duas necessidades:

$$\dot{v}_{ar,total} = \dot{v}_{arrefecimento} + \dot{v}_{combustão}$$

Através do Anexo A conhece-se a potência térmica dissipada pelo motor, 202 kW.

Para se calcular o caudal de ar máximo necessário para satisfazer a condição da temperatura na sala de modo a esta não ultrapassar os 40 °C, assume-se a condição limite da temperatura exterior de 35 °C. Fazendo uso da equação 2.3 calcula-se o caudal volúmico máximo de ar para a ventilação do motor

$$\dot{v}_{arrefecimento} = \frac{P}{C_p * \Delta T} * \frac{1}{\rho} * 3600$$

Os valores de C_p e ρ são calculados através das equações características, desenvolvidas no Anexo I:

$$C_{p_{ar}}(T) = 3 * 10^{-7} * T^2 + 3 * 10^{-5} * T + 1,0037$$

$$\rho_{ar}(T) = 1 * 10^{-5} * T^2 - 0,005 * T + 1,295$$

Para estes cálculos utiliza-se a temperatura média, calculada pela equação 4.5.

$$\bar{T} = \frac{T_{m\acute{a}x_{sala}} + T_{m\acute{a}x_{exterior}}}{2}$$

sendo $T_{m\acute{a}x_{sala}}$ e $T_{m\acute{a}x_{exterior}}$ as temperaturas máxima do ar, no interior e no exterior da sala, respetivamente, dadas em °C.

$$\bar{T}_1 = \frac{40 + 35}{2} = 37,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$Cp(37,5) = 3 * 10^{-7} * 37,5^2 + 3 * 10^{-5} * 37,5 + 1,0037 = 1,0522 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} \right]$$

$$\rho(37,5) = 1 * 10^{-5} * 37,5^2 - 0,005 * 37,5 + 1,295 = 1,1355 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$\Delta T = Tmáx_{sala} - Tmáx_{exterior}$$

$$\Delta T = 40 - 35 = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Aplicando a equação 4.2 tem-se:

$$\dot{v}_{arrefecimento} = \frac{202}{1,0522 * 5} * \frac{1}{1,1355} * 3600 = 127411,6 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

Pelas características do motor, descritas no Anexo A, sabe-se que para a combustão o motor consome 22174 [kg/h] de ar. Logo

$$\dot{v}_{combustão} = 22174 * \frac{1}{1,1355} = 19528,1 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

$$\dot{v}_{ar,total} = 127411,6 + 19528,1 = 146939,7 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

Relativamente à perda de carga gerada pela conduta de admissão, esta é fornecida pela Ambitermo - responsável pela construção. Esta inclui filtros e atenuadores de ruído. A perda de carga total é de 450 Pa.

A conversão da pressão de Pa para mm.c.a (milímetros de coluna de água) é feita pela equação 4.7

$$1[\text{mm. c. a}] = 0,102 * [\text{Pa}]$$

$$\text{Perda de carga} = 0,102 * 450[\text{Pa}] = 45,9 [\text{mm. c. a}]$$

Conhecido o caudal volúmico e a perda de carga pode seleccionar-se o ventilador.

Dado o elevado caudal necessário aplicar-se-ão dois ventiladores por uma questão de segurança. Desta forma no caso de um ventilador se avariar, tem-se a segunda

unidade que, apesar de não conseguir fornecer um caudal suficiente para as condições limite, permite que em muitas situações não seja necessário parar o motor até que se realize a manutenção do componente avariado. A referência inicial dos ventiladores é HGT-125-4T/6-14°.

No Anexo I são apresentadas as características do ventilador selecionado.

Para finalizar é necessário escolher a potência do motor do ventilador. Para tal resolve-se a seguinte equação:

$$Potência_{ventilador} = \frac{\frac{\dot{v}_{total}}{2} * (Perda + P_d)}{3670 * \eta * 0,736} * 1,10$$

A *potência_{motor}* é dada em cavalo vapor, CV; P_d a pressão dinâmica dada em mm.c.a e η o rendimento dado em %.

O parâmetro P_d é retirado do gráfico presente no Anexo I, com as curvas características do ventilador. Realiza-se uma linha vertical no ponto de caudal desejado, e duas linhas perpendiculares a esta. A primeira perpendicular é realizada ao nível da perda de carga desejada, 45 mm.c.a. Nesse momento escolhe-se o ângulo de inclinação das hélices e retira-se também o valor de η . Mais abaixo realiza-se a segunda perpendicular quando a linha vertical intercepar a curva P_d , retirando o valor correspondente em mm.c.a.

$$Potência_{ventilador} = \frac{\frac{146939,7}{2} * (45,9 + 19,5)}{3670 * 77,5 * 0,736} * 1,10 = 25,44 [CV]$$

Face ao resultado obtido a seleção recai num motor de 30 CV. A referência final do ventilador é HGT-125-4T/6-14°-30.

5. CONCLUSÕES

No presente trabalho calcularam-se as perdas de carga referentes a cada equipamento de três circuitos de arrefecimento, havendo dois diretamente ligados ao motor. Escolheram-se os diâmetros de tubagem possíveis para o estudo e determinou-se todos os custos de instalação associados. O estudo de viabilidade económico foi definido para um horizonte de 15 anos. Conclui-se que quanto menor é o diâmetro da tubagem menor é o custo inicial da instalação e maior é o valor ao fim de 15 anos de exploração.

A melhor solução é a montagem na qual é aplicado o DN 200 no 1º estágio, DN 200 no circuito de aproveitamento e DN 100 no 2º estágio. Comparativamente com a solução em que o valor da instalação inicial dos circuitos é menor, esta apresenta um custo inicial 61,20 % superior. No entanto, relativamente ao valor global final, instalação e 15 anos de exploração, a melhor solução é 40,8% inferior.

Ao nível da engenharia, a solução apresentada anteriormente é a que apresenta melhor viabilidade financeira. No entanto, o cliente poderá não optar por esta solução dado o investimento inicial ser mais elevado. Este é um dos dilemas com os quais as empresas que realizam a venda deste tipo de soluções se deparam diariamente. Apresentando propostas mais vantajosas na globalidade, poderão “perder” o negócio.

Como trabalho futuro propõe-se a análise de todos os tipos de válvulas e materiais. A alteração da perda de carga produzirá efeitos em termos do custo de instalação e exploração. Outro parâmetro importante é o material da tubagem. No caso de aço inoxidável o valor da rugosidade absoluta é cerca de 96% inferior. Utilizando o DN 100 do 1º estágio, esta redução corresponde a cerca de 24,6 kPa, que por sua vez corresponde a 3 % das perdas de carga totais desse circuito.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Livros:

- [L.1] Juanico, F. J. M. (1992), “Geradores de Calor”, 1ª Ed, Ecemei.
- [L.2] Torreira, R. P. (2002), “Fluidos Térmicos: Água, Vapor, Óleos Térmicos”, 1ª Ed, Hemus.
- [L.3] Telles, P. C. S. (1993), “Tubulações Industriais: Materiais, Projecto e Montagem”, 1ª Ed, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A..
- [L.4] White, F (1999), “Fluid Mechanics”, 4ª Ed., Mc Graw Hill.
- [L.5] Quintela, A. C (2002), “Hidráulica 8ª edição” Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa.
- [L.6] Çengel, A. Y., Turner, R. H. e Cimbala, J. M. (2008), “Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences, 3ª Ed, Mc Graw Hill.
- [L.7] David R. Lide (2009), “CRC Handbook of Chemistry and Physics, 89th Edition (Internet Version 2009)”, CRC Press.
- [L.8] Kreith, F (1999), “Mechanical Engineering Handbook”, CRC Press.
- [L.9] Çengel, A. Y. e Boles, M. A. (2007), “Termodinâmica”, 5ª Ed, Mc Graw Hill.

Site:

- [S.1] <http://www.galpenergia.com/PT/investidor/ConhecerGalpEnergia/Os-nossos-negocios/Gas-Power/Power/Cogeracao/Paginas/Mercado-da-cogeracao-em-Portugal.aspx>.
- [S.2] Catálogo Caleffi, www.caleffi.com.
- [S.3] http://www.steelstrip.co.uk/structural_steels.htm
- [S.4] www.evapco.com


Tese:

- [T.1] Abreu, J. A. M. S. S. (2011), “Avaliação de Soluções Energéticas em Ambiente Hospitalar na perspetiva de uma ESCO: Hospitais da Universidade de Coimbra”, FEUP – Departamento de Engenharia Mecânica.

ANEXO A – Propriedades do motor de combustão interna

No presente anexo são apresentados, através das Figuras A.1. a A.7. inclusive, os documentos técnicos do motor de combustão interna, a gás natural, utilizado para o processo de cogeração.

O estudo realizado centra-se na recuperação térmica, através do arrefecimento do 1º estágio de arrefecimento, e apenas dissipação de calor proveniente do 2º estágio do motor. Assim sendo, os dados referentes à recuperação térmica dos gases até aos 120°C não é contabilizada para este estudo. No entanto, na Figura A.7. existem diferenças nos valores recomendados para os caudais volúmicos. Este facto deve-se à diferença entre os fluidos utilizados. O fluido considerado para o estudo, é uma solução aquosa com 30 % de etileno-glicol, e os documentos técnicos apenas abordam a percentagem utilizada no 2º estágio, 37 % de glicol, não havendo nenhuma informação referente ao 1º estágio de arrefecimento.



0.01 Technical Data (at module)

Data at:


Fuel gas, Lower Heat Value (LHV)		kWh/Nm ³	10,75
			100%
Energy input		kW	9.631
Gas volume		Nm ³ /h	896
Mechanical output		kW	4.491
Electrical output		kWe	4.401
Recoverable thermal output			
~ Intercooler 1st stage		kW	1.163
~ Lube oil		kW	411
~ Jacket water		kW	539
~ Exhaust gas cooled to 120 °C		kW	1.961
Total recoverable thermal output		kW	4.074
Total output generated		kW total	8.475
Heat to be dissipated			
~ Intercooler 2nd stage		kW	213
~ Lube oil		kW	~
~ Surface heat	ca.	kW	202
~ Balance heat		kW	96
Spec. fuel consumption of engine		kWh/kWh	2,15
Lube oil consumption	ca.	kg/h	1,35
Electrical efficiency		%	45,7%
Thermal efficiency		%	42,3%
Total efficiency		%	88,0%
Hot water circuit:			
Forward temperature		°C	90,0
Return temperature		°C	70,0
Hot water flow rate		m ³ /h	174,9

*) approximate value for pipework dimensioning
 [] Explanations: see 0.10 - Technical parameters

All heat data is based on standard conditions according to attachment 0.10. Deviations from the standard conditions can result in a change of values within the heat balance, and must be taken into consideration in the layout of the cooling circuit/equipment (intercooler; emergency cooling; ...). In the specifications in addition to the general tolerance of +/- 8% on the thermal output a further reserve of 10% is recommended for the dimensioning of the cooling requirements.

tsPRT_0624-H11_4401kWe_2011.02.22.doc Page 4 of 32

Figura A.1 Características técnicas do MCI (1/7).



Main dimensions and weights (at module)

Length	mm	~ 12.100
Width	mm	~ 2.200
Height	mm	~ 2.900
Weight empty	kg	~ 43.600
Weight filled	kg	~ 45.600

Connections

Hot water inlet and outlet	DN/PN	150/16
Exhaust gas outlet	DN/PN	600/10
Fuel gas (at gas train)	DN/PN	150/16
Fuel Gas (at module)	DN/PN	100/16
Water drain ISO 228	G	½"
Condensate drain	DN/PN	50/10
Safety valve - jacket water ISO 228	DN/PN	80/16
Safety valve - hot water	DN/PN	100/10
Lube oil replenishing (pipe)	mm	28
Lube oil drain (pipe)	mm	28
Jacket water - filling (flex pipe)	mm	13
Intercooler water-Inlet/Outlet 1st stage	DN/PN	150/16
Intercooler water-Inlet/Outlet 2nd stage	DN/PN	100/16

Output / fuel consumption

ISO standard fuel stop power ICFN	kW	4.491
Mean effe. press. at stand. power and nom. speed	bar	24,00
Fuel gas type		Natural gas
Based on methane number	MZ d)	70
Compression ratio	Epsilon	11,50
Min. fuel gas pressure for the pre chamber	bar	5,5
Min./Max. fuel gas pressure at inlet to gas train	mbar	200 c)
Allowed Fluctuation of fuel gas pressure	%	± 10
Max. rate of gas pressure fluctuation	mbar/sec	10
Maximum Intercooler 2nd stage inlet water temperature	°C	40
Spec. fuel consumption of engine	kWh/kWh	2,15
Specific lube oil consumption	g/kWh	0,30
Max. Oil temperature	°C	80
Jacket-water temperature max.	°C	95
Filling capacity lube oil (refill)	lit	~ 1000

c) Lower gas pressures upon inquiry
d) based on methane number calculation software AVL 3.1 (calculated without N2 and CO2)

tsPRT_0624-H11_4401kWe_2011.02.22.doc Page 5 of 32

Figura A.2 Características técnicas do MCI (2/7).



0.02 Technical data of engine

Manufacturer		GE Jenbacher
Engine type		J 624 GS-H11
Working principle		4-Stroke
Configuration		V 60°
No. of cylinders		24
Bore	mm	190
Stroke	mm	220
Piston displacement	lit	149,70
Nominal speed	rpm	1.500
Mean piston speed	m/s	11,00
Length	mm	9.593
Width	mm	2.111
Height	mm	2.564
Weight dry	kg	18.000
Weight filled	kg	19.000
Moment of inertia	kgm ²	92,70
Direction of rotation (from flywheel view)		left
Flywheel connection		SAE 24"
Radio interference level to VDE 0875		N
Starter motor output	kW	20
Starter motor voltage	V	24
Thermal energy balance		
Energy input	kW	9.631
Intercooler	kW	1.376
Lube oil	kW	411
Jacket water	kW	539
Exhaust gas total	kW	2.605
Exhaust gas cooled to 180 °C	kW	1.550
Exhaust gas cooled to 100 °C	kW	2.098
Surface heat	kW	112
Balance heat	kW	96
Exhaust gas data		
Exhaust gas temperature at full load	°C [8]	399
Exhaust gas mass flow rate, wet	kg/h	22.896
Exhaust gas mass flow rate, dry	kg/h	21.401
Exhaust gas volume, wet	Nm ³ /h	18.028
Exhaust gas volume, dry	Nm ³ /h	16.233
Max. admissible exhaust back pressure after engine	mbar	50
Combustion air data		
Combustion air mass flow rate	kg/h	22.174
Combustion air volume	Nm ³ /h	17.153
Max. admissible pressure drop in front of intake-air filter	mbar	10

Figura A.3 Características técnicas do MCI (3/7).



Sound pressure level

Aggregate b)	dB(A) re 20µPa	
31,5 Hz	dB	90
63 Hz	dB	97
125 Hz	dB	103
250 Hz	dB	101
500 Hz	dB	96
1000 Hz	dB	95
2000 Hz	dB	94
4000 Hz	dB	96
8000 Hz	dB	97
Exhaust gas a)	dB(A) re 20µPa	
31,5 Hz	dB	109
63 Hz	dB	109
125 Hz	dB	121
250 Hz	dB	116
500 Hz	dB	117
1000 Hz	dB	113
2000 Hz	dB	113
4000 Hz	dB	118
8000 Hz	dB	101

Sound power level

Aggregate	dB(A) re 1pW	
Measurement surface	m ²	144
Exhaust gas	dB(A) re 1pW	
Measurement surface	m ²	6,28

a) average sound pressure level on measurement surface in a distance of 1m according to DIN 45635, precision class 2.
 b) average sound pressure level on measurement surface in a distance of 1m (converted to free field) according to DIN 45635, precision class 3.
 The spectra are valid for aggregates up to bmpe=22 bar. (add safety margin of 1dB to all values per increase of 1 bar pressure).
 Operation with 1200 rpm see upper values, operation with 1800 rpm add 3 dB to upper values.
 Engine tolerance ± 3 dB

Figura A.4 Características técnicas do MCI (4/7).



0.03 Technical data of generator

Manufacturer		AVK e)
Type		DIG 142 i/4 e)
Type rating	kVA	5.800
Driving power	kW	4.491
Ratings at p.f. = 1,0	kW	4.401
Ratings at p.f. = 0,8	kW	4.380
Rated output at p.f. = 0,8	kVA	5.475
Rated current at p.f. = 0,8	A	502
Frequency	Hz	50
Voltage	kV	6,3
Speed	rpm	1.500
Permissible overspeed	rpm	2.250
Power factor lagging		0,8 - 1,0
Efficiency at p.f. = 1,0	%	98,0%
Efficiency at p.f. = 0,8	%	97,5%
Moment of inertia	kgm ²	252,00
Mass	kg	13.600
Radio interference level to VDE 0875		N
Construction		B3/B14
Protection Class		IP 23
Insulation class		H
Temperature (rise at driving power)		F
Maximum ambient temperature	°C	40
Total harmonic distortion	%	1,5

Reactance and time constants

x_d direct axis synchronous reactance	p.u.	2,34
x_d' direct axis transient reactance	p.u.	0,20
x_d'' direct axis sub transient reactance	p.u.	0,14
T_d'' sub transient reactance time constant	ms	20
T_a Time constant direct-current	ms	120
T_{d0}' open circuit field time constant	s	4,24

e) GE Jenbacher reserves the right to change the generator supplier and the generator type. The contractual data of the generator may thereby change slightly. The contractual produced electrical power will not change.

Figura A.5 Características técnicas do MCI (5/7).



0.04 Technical data of heat recovery

General data - Hot water circuit

Total recoverable thermal output	kW	4.074
Return temperature	°C	70,0
Forward temperature	°C	90,0
Hot water flow rate	m ³ /h	174,9
Nominal pressure of hot water	bar	10
Pressure drop hot water circuit	bar	1,90
Maximum Variation in return temperature	°C	+0/-20
Max. rate of return temperature fluctuation	°C/min	10

Mixture Intercooler (1st stage)

Type	gilled pipes	
Nominal pressure of hot water	bar	10
Pressure drop hot water circuit	bar	0,50
Hot water connection	DN/PN	150/16

Mixture Intercooler (2nd stage) (Intercooler separate)

Type	gilled pipes	
Nominal pressure of hot water	bar	10
Pressure drop hot water circuit	bar	0,60
Hot water connection	DN/PN	100/16

Heat exchanger lube oil

Type	plate heat exchanger	
Nominal pressure of hot water	bar	10
Pressure drop hot water circuit	bar	0,80
Hot water connection	DN/PN	100/10

Heat exchanger engine jacket water

Type	plate heat exchanger	
Nominal pressure of hot water	bar	10
Pressure drop hot water circuit	bar	0,40
Hot water connection	DN/PN	100/10

Exhaust gas heat exchanger

Type	shell-and-tube	
PRIMARY:		
Exhaust gas pressure drop approx	bar	0,02
Exhaust gas connection	DN/PN	600/10
SECONDARY:		
Nominal pressure of hot water	bar	6
Pressure drop hot water circuit	bar	0,20
Hot water connection	DN/PN	150/10

Figura A.6 Características técnicas do MCI (6/7).

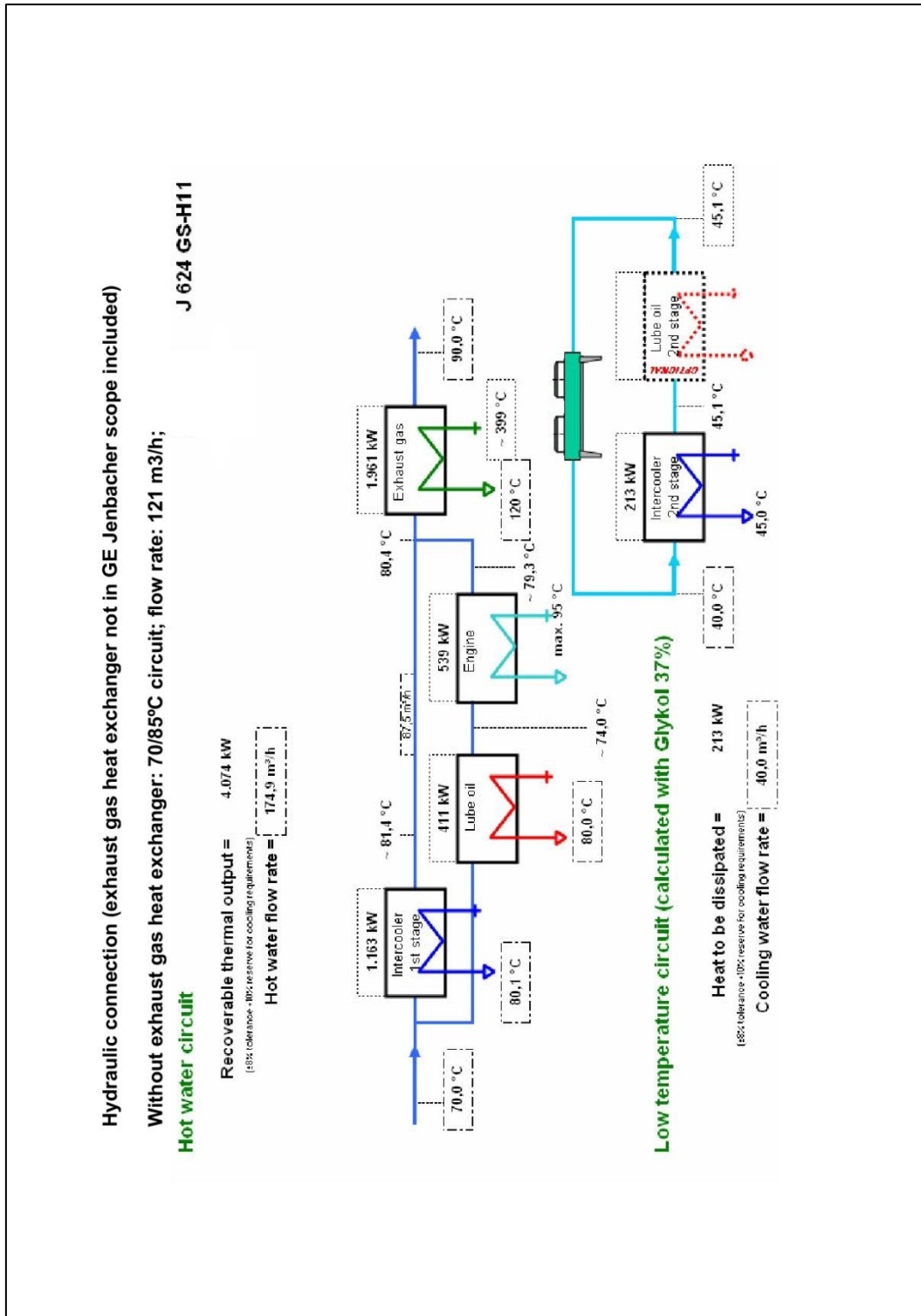


Figura A.7 Características técnicas do MCI (7/7).

ANEXO B – Propriedades dos fluidos

No presente anexo apresentam-se as curvas características da água e das soluções aquosas com diferentes percentagens de etileno-glicol.

Relativamente às propriedades da água, estas podem ser observadas na Tabela B.1, [L.7].

Tabela B.1 Propriedades da água em função da temperatura, [L.7].

T [°C]	Cp [kJ/kg*K]	ρ [kg/ m3]	μ [Pa*s]
0	4,218	999,8	1,790E-03
10	4,192	999,7	1,310E-03
20	4,182	998,2	1,000E-03
30	4,178	995,7	7,980E-04
40	4,179	992,2	6,530E-04
50	4,181	988,0	5,470E-04
60	4,184	983,2	4,670E-04
70	4,190	977,8	4,040E-04
80	4,196	971,8	3,540E-04
90	4,205	965,4	3,150E-04
100	4,216	958,4	2,820E-04

A adição de etileno-glicol à água aumenta e diminui as temperaturas de ebulição e solidificação, respetivamente, e também previne alguma corrosão da tubagem. No entanto, existem propriedades que se alteram, como o Cp e o ρ, que terão efeitos diretos no valor de caudal necessário para transmitir uma potência térmica. Neste estudo, utiliza-se o *ThermalCool*. Os documentos técnicos deste produto estão presentes nas figuras B.1. e B.2. Para que se possam compreender as alterações das propriedades físicas da água com diferentes % de etileno-glicol, realiza-se a conversão das unidades, dos dados apresentados nas figuras B.1. e B.2.

Através de [L.8] tem-se:

$$[Btu/lb * ^\circ F] * 4,1868 = [kJ/kg * K]$$

$$[lb/ft^3] * 16,018 = [kg/m^3]$$

$$\frac{[^{\circ}F] - 32}{1,8} = [^{\circ}C]$$

$$[cps] * 10^{-3} = [Pa * s]$$

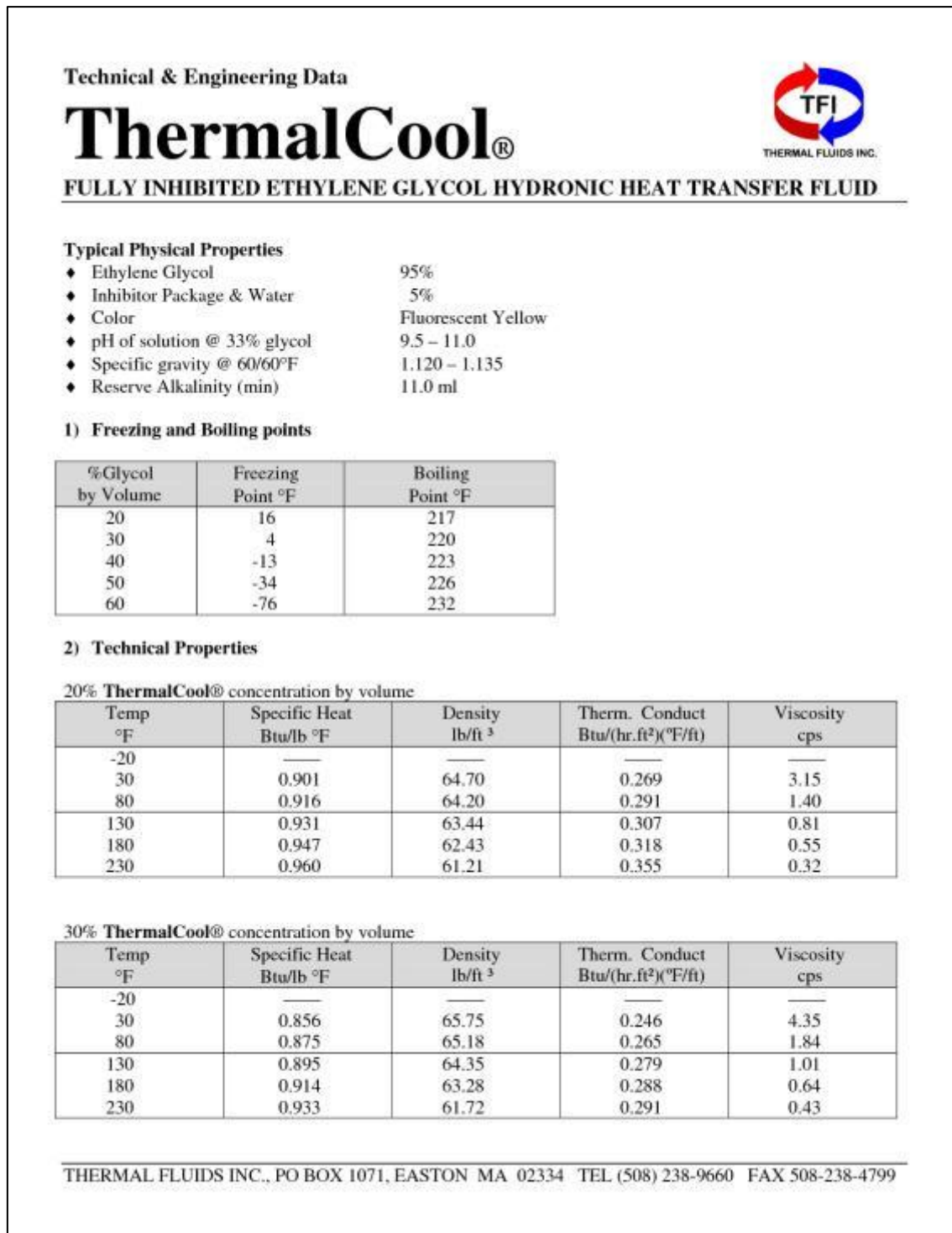



Figura B.1 Documento técnico do fluido a adicionar na água, no qual são apresentadas as propriedades das soluções aquosas, com diferentes percentagens volúmicas, em função da temperatura.

Technical & Engineering Data

ThermalCool®

FULLY INHIBITED ETHYLENE GLYCOL HYDRONIC HEAT TRANSFER FLUID



40% **ThermalCool®** concentration by volume

Temp °F	Specific Heat Btu/lb °F	Density lb/ft ³	Therm. Conduct Btu/(hr.ft ²)(°F/ft)	Viscosity cps
-20	—	—	—	—
30	0.813	66.70	0.228	6.10
80	0.834	66.08	0.243	2.45
130	0.856	65.20	0.254	1.30
180	0.880	64.09	0.261	0.78
230	0.902	62.70	0.290	0.53

50% **ThermalCool®** concentration by volume

Temp °F	Specific Heat Btu/lb °F	Density lb/ft ³	Therm. Conduct Btu/(hr.ft ²)(°F/ft)	Viscosity cps
-20	0.738	68.00	0.194	40.40
30	0.766	67.57	0.210	8.49
80	0.790	66.91	0.222	3.25
130	0.817	65.97	0.233	1.60
180	0.842	64.81	0.238	0.95
230	0.866	63.41	0.241	0.60

60% **ThermalCool®** concentration by volume

Temp °F	Specific Heat Btu/lb °F	Density lb/ft ³	Therm. Conduct Btu/(hr.ft ²)(°F/ft)	Viscosity cps
-20	0.687	68.97	0.180	60.45
30	0.716	68.46	0.194	12.66
80	0.744	67.70	0.205	4.27
130	0.774	66.69	0.212	1.95
180	0.801	65.50	0.218	1.05
230	0.830	64.05	0.220	0.65

THERMAL FLUIDS INC., PO BOX 1071, EASTON MA 02334 TEL (508) 238-9660 FAX 508-238-4799

Figura B.2 Continuação da Figura B.1.

Dado que a solução aquosa utilizada no estudo tem 30% de etileno-glicol, trabalharam-se os dados referentes a 20%, 30% e 40%. Esses dados estão presentes nas tabelas B.2, B.3 e B.4, e através destas realizam-se os gráficos para cada uma das propriedades, entrando também com os dados da água pura, da Tabela B.1. Desta forma tornam-se mais perceptíveis as diferenças nas propriedades, devido à adição do *ThermalCool*.

Tabela B.2 Valores de C_p para soluções aquosas com 20, 30 ou 40% de ThermalCool, em função da temperatura.

T [°C]	C_p (20% glicol) [kJ/kg*K]	C_p (30% glicol) [kJ/kg*K]	C_p (40% glicol) [kJ/kg*K]
-1,111	3,770	3,580	3,400
26,67	3,840	3,660	3,490
54,44	3,900	3,750	3,580
82,22	3,960	3,830	3,680
110,0	4,020	3,910	3,780

Tabela B.3 Valores de ρ para soluções aquosas com 20, 30 ou 40% de ThermalCool, em função da temperatura.

T [°C]	ρ (20% glicol) [kg/ m3]	ρ (30% glicol) [kg/ m3]	ρ (40% glicol) [kg/ m3]
-1,111	1036	1053	1068
26,67	1028	1044	1058
54,44	1016	1031	1044
82,22	1000	1014	1027
110,0	980,5	988,5	1004

Tabela B.4 Valores de μ para soluções aquosas com 20, 30 ou 40% de ThermalCool, em função da temperatura.

T [°C]	μ (20% glicol) [Pa*s]	μ (30% glicol) [Pa*s]	μ (40% glicol) [Pa*s]
-1,111	3,150E-03	4,150E-03	6,100E-03
26,67	1,400E-03	1,840E-03	2,450E-03
54,44	8,100E-04	1,010E-03	1,300E-03
82,22	5,500E-04	6,400E-04	7,800E-04
110,0	3,200E-04	4,300E-04	5,300E-04

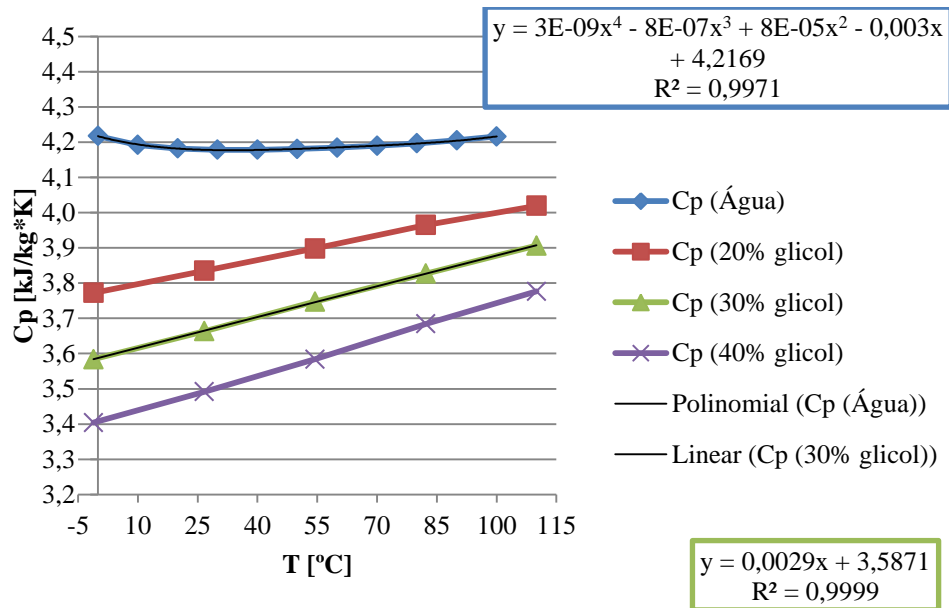


Gráfico B.1 Cp de água pura e de água com diferentes percentagens de ThermalCool em volume, em função da temperatura.

$$Cp_{\text{água}}(T) = 3 * 10^{-9} * T^4 - 8 * 10^{-7} * T^3 + 8 * 10^{-5} * T^2 - 0,003 * T + 4,217$$

$$Cp_{\text{água}+30\% \text{ ThermalCool}}(T) = 0,0029 * T + 3,5871$$

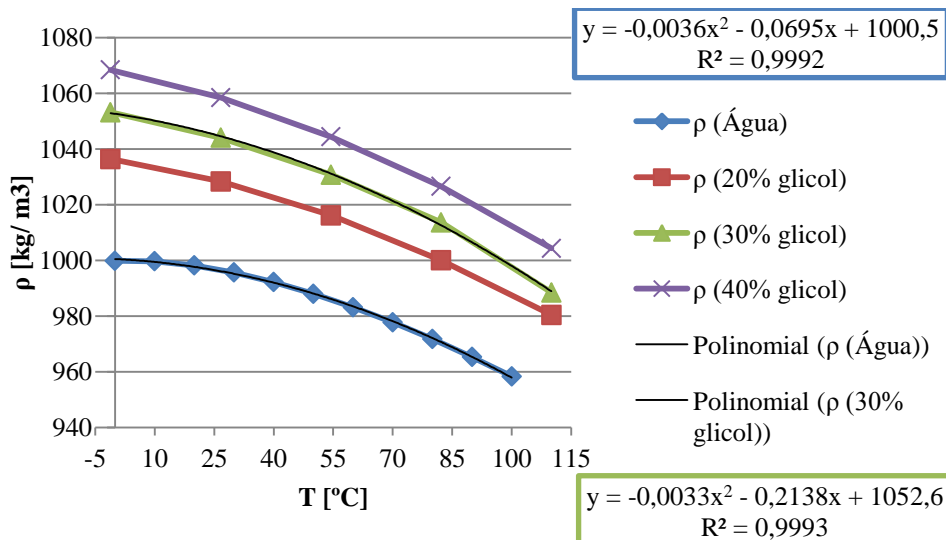


Gráfico B.2 ρ de água pura e de água com diferentes percentagens de ThermalCool em volume, em função da temperatura.

$$\rho_{\text{água}}(T) = -0,0036 * T^2 - 0,0695 * T + 1000,5$$

$$\rho_{\text{água}+30\% \text{ ThermalCool}}(T) = -0,0033 * T^2 - 0,2138 * T + 1052,6$$

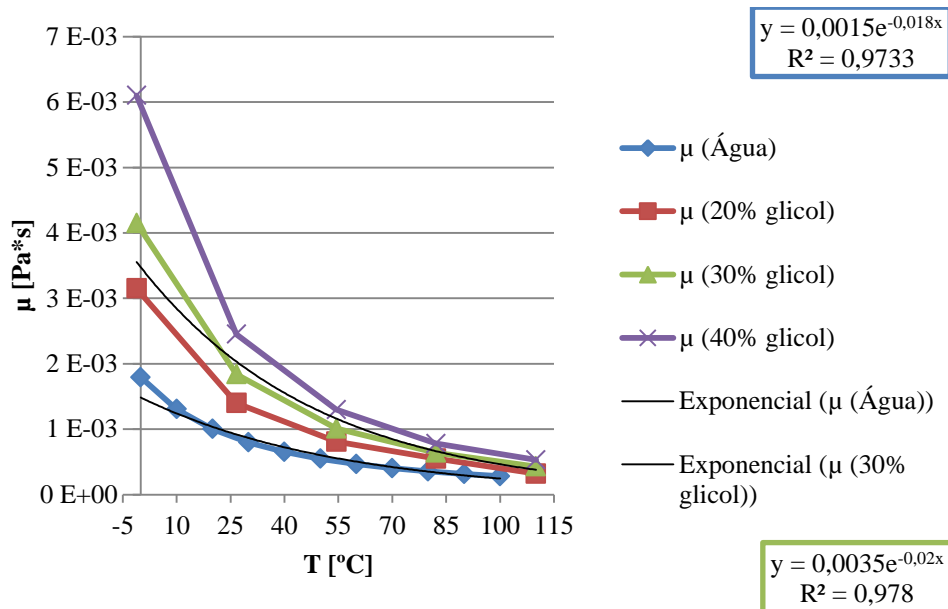


Gráfico B.3 μ de água pura e de água com diferentes percentagens de ThermalCool em volume, em função da temperatura.

$$\mu_{\text{água}}(T) = 0,0015 * e^{-0,018*T}$$

$$\mu_{\text{água}+30\% \text{ ThermalCool}}(T) = 0,0035 * e^{-0,02*T}$$

Através dos gráficos anteriores, pode concluir-se que quanto maior a percentagem de *ThermalCool* na solução aquosa, menores são os valores de C_p e de μ e maior é o ρ .

ANEXO C – Propriedades mecânicas do aço S235JR

O aço utilizado para as tubagens é o S235JR. Este aço é fabricado de acordo com a norma europeia EN10025, que é correspondente ao aço ST37-2, fabricado pela norma DIN 17175, [S.3]

A Figura C.1 apresenta os valores de referência do aço S235JR. Através da Figura C.2 retira-se o valor para a tensão de limite elástica e de cedência, à temperatura desejada.

EN 10025-2 : 2004					EN 10025 : 1993		BS 4360 : 1990	
Grade	Strength at t=16mm (MPa)		Longitudinal Charpy V-notch		Nearest equivalent grade	Nearest equivalent grade		
	Min yield (R_{eH})	Tensile (R_m)	Temp (°C)	Energy (J) t=16mm				
S185	185	290/510	–	–	S185	–		
– ¹	–	–	–	–	S235	40A		
S235JR ²	235	360/510	20	27	S235JR G1/G2	40B		
S235J0	235	360/510	0	27	S235J0	40C		
S235J2	235	360/510	-20	27	S235J2 G3/G4	40D		
– ¹	–	–	–	–	S275	43A		
S275JR ²	275	410/560	20	27	S275JR	43B		
S275J0	275	410/560	0	27	S275J0	43C		
S275J2	275	410/560	-20	27	S275J2 G3/G4	43D		
– ¹	–	–	–	–	S355	50A		
S355JR ²	355	470/630	20	27	S355JR	50B		
S355J0	355	470/630	0	27	S355J0	50C		
S355J2	355	470/630	-20	27	S355J2 G3/G4	50D		
S355K2	355	470/630	-20	40	S355K2 G3/G4	50DD		
E295	295	470/610	–	–	E295	–		
E335	335	570/710	–	–	E335	–		
E360	360	670/830	–	–	E360	–		

Notes:

1. This grade has been removed from the standard because it does not offer a guaranteed minimum impact performance, which is required by the EU Construction Products Directive (CPD 89/106/EC). The lowest grade offered is the JR version for each yield strength variation.
2. Corus will only verify the specified impact value for this grade if asked to do so at the time of the enquiry and the order.
3. 1 MPa=1 N/mm².

Figura C.1 Valores de referência para propriedades mecânica do aço S235JR, pela EN10025.

Festigkeitskennwerte für Werkstoff St 37-2 nach DIN 17100 für Berechnungstemperaturen von 20°C bis 150 °C										Tabelle Nr.: 2.1	
θ °C	σ kp/mm ²	σ N/mm ²	σ _{zul} N/mm ² /15	θ °C	σ kp/mm ²	σ N/mm ²	σ _{zul} N/mm ² /15	θ °C	σ kp/mm ²	σ N/mm ²	σ _{zul} N/mm ² /15
				50	20,25	198,5	132,3	100	19,00	186,2	124,1
				51	20,22	198,2	132,1	101	18,97	185,9	123,9
				52	20,20	198,0	132,0	102	18,94	185,6	123,7
				53	20,17	197,7	131,8	103	18,91	185,3	123,5
				54	20,15	197,5	131,6	104	18,88	185,0	123,3
				55	20,12	197,2	131,4	105	18,85	184,8	123,2
				56	20,10	197,0	131,3	106	18,82	184,5	123,0
				57	20,07	196,7	131,1	107	18,79	184,2	122,8
				58	20,05	196,5	131,0	108	18,76	183,9	122,6
				59	20,02	196,2	130,8	109	18,73	183,6	122,4
				60	20,00	196,0	130,6	110	18,70	183,3	122,2
				61	19,97	195,7	130,4	111	18,67	183,0	122,0
				62	19,95	195,5	130,3	112	18,64	182,7	121,8
				63	19,92	195,2	130,1	113	18,61	182,4	121,6
				64	19,90	195,0	130,0	114	18,58	182,1	121,4
				65	19,87	194,8	129,8	115	18,55	181,8	121,2
				66	19,85	194,6	129,7	116	18,52	181,5	121,0
				67	19,82	194,3	129,5	117	18,49	181,2	120,8
				68	19,80	194,1	129,4	118	18,46	180,9	120,6
				69	19,77	193,8	129,2	119	18,43	180,6	120,4
20	21,00	205,8	137,2	70	19,75	193,6	129,0	120	18,40	180,3	120,2
21	20,97	205,5	137,0	71	19,72	193,3	128,8	121	18,37	180,0	120,0
22	20,95	205,3	136,8	72	19,70	193,1	128,7	122	18,34	179,8	119,8
23	20,92	205,0	136,6	73	19,67	192,8	128,5	123	18,31	179,5	119,6
24	20,90	204,9	136,6	74	19,65	192,6	128,4	124	18,28	179,2	119,4
25	20,87	204,6	136,4	75	19,62	192,3	128,2	125	18,25	178,9	119,2
26	20,85	204,4	136,2	76	19,60	192,1	128,0	126	18,22	178,6	119,0
27	20,82	204,1	136,0	77	19,57	191,8	127,8	127	18,19	178,3	118,8
28	20,80	203,9	135,9	78	19,55	191,6	127,7	128	18,16	178,0	118,6
29	20,77	203,6	135,7	79	19,52	191,3	127,5	129	18,13	177,7	118,4
30	20,75	203,4	135,6	80	19,50	191,1	127,4	130	18,10	177,4	118,2
31	20,72	203,1	135,4	81	19,47	190,8	127,2	131	18,07	177,1	118,0
32	20,70	202,9	135,2	82	19,45	190,6	127,0	132	18,04	176,8	117,8
33	20,67	202,6	135,0	83	19,42	190,3	126,8	133	18,01	176,5	117,6
34	20,65	202,4	134,9	84	19,40	190,1	126,7	134	17,98	176,2	117,4
35	20,62	202,1	134,7	85	19,37	189,9	126,6	135	17,95	175,9	117,2
36	20,60	201,9	134,6	86	19,35	189,7	126,4	136	17,92	175,6	117,0
37	20,57	201,6	134,4	87	19,32	189,4	126,2	137	17,89	175,3	116,8
38	20,55	201,4	134,2	88	19,30	189,2	126,1	138	17,86	175,0	116,6
39	20,52	201,1	134,0	89	19,27	188,9	125,9	139	17,83	174,8	116,5
40	20,50	200,9	133,9	90	19,25	188,7	125,8	140	17,80	174,5	116,3
41	20,47	200,6	133,7	91	19,22	188,4	125,6	141	17,77	174,2	116,1
42	20,45	200,4	133,6	92	19,20	188,2	125,4	142	17,74	173,9	115,9
43	20,42	200,1	133,4	93	19,17	187,9	125,2	143	17,71	173,6	115,7
44	20,40	200,0	133,3	94	19,15	187,7	125,1	144	17,68	173,3	115,5
45	20,37	199,7	133,1	95	19,12	187,4	124,9	145	17,65	173,0	115,3
46	20,35	199,5	133,0	96	19,10	187,2	124,8	146	17,62	172,7	115,1
47	20,32	199,2	132,8	97	19,07	186,9	124,6	147	17,59	172,4	114,9
48	20,30	199,0	132,6	98	19,05	186,7	124,4	148	17,56	172,1	114,7
49	20,27	198,7	132,4	99	19,02	186,4	124,2	149	17,53	171,8	114,5
50	20,25	198,5	132,3	100	19,00	186,2	124,1	150	17,50	171,5	114,3

Figura C.2 Valores da tensão de limite elástico e da tensão de cedência, do aço St 37-2, em função da temperatura.

ANEXO D – Equipamentos específicos e acessórios


		
CARACTERÍSTICAS DOS EQUIPAMENTOS		
CARACTERISTICAS TERMICAS :		
Modelo		RGF-160853-C
Nº Equipamentos em paralelo		1
Potência a dissipar	(kW)	2.113,0
Caudal de Água	(m ³ /h)	130,9
Porcentagem de Glicol	(%)	30,0
Temperatura entrada Água	(°C)	85,0
Temperatura saída Água	(°C)	70,0
Temperatura ambiente	(°C)	35,0
Altitude da instalação	(m)	150,0
CARACTERISTICAS TECNICAS POR EQUIPAMENTO:		
Caudal de ar total	(m ³ /s)	54,5
Reserva de Superfície	(%)	20,0
Temperatura saída ar	(°C)	69,8
Número de ventiladores		16
Perda de carga água	(bar)	1,04
Número de passes		2
Potência instalada por ventilador	(kW)	0,55
Corrente nominal a 400V / 50Hz	(A)	2,1
Velocidade do ventilador	(rpm)	680
Nível de ruído para 2 aero(s)	dB(A)	71,6 a 1 m
Volume Interno	(dm ³)	426
Peso vazio	(kg)	2.335
Ligações: Flanges Planas		DN125 PN16
Nº Entradas / Saídas		2 / 2

Figura D.1 Documento técnico do Aeroarrefecedor.

PERMUTADOR DE PLACAS (PHE) ARSOPI-THERMAL			
			Data:11-12-2011
Cliente	:		
Destino	:		
Local	:		
Item No.	:		
V. Ref. No.	:		
N. Ref. No.	:		
Serviço			
Tipo	FH30 -HP -139	Número de PHE	1 Unid(s)
Superfície	67.13 [m2/unid]	Número de Placas	139 [pcs/unid]
(Performance por PHE)		Lado Quente	Lado Frio

Fluido	Água c/30	Água	
Caudal	130.90 [m3/h]	121.57 [m3/h]	
Calor Específico	3.812 [kJ/(kgC)]	4.186 [kJ/(kgC)]	
Temperat. de Entrada	85.00 [C]	66.00 [C]	
Temperat. de Saída	70.00 [C]	81.30 [C]	
Perda de Carga	0.092 [MPa]	0.090 [MPa]	
Pressão de Trabalho	- [MPa G]	- [MPa G]	
Pot. Calorífica	2113.00 [kW]		
Circulação	ContraCorrente		
(Construção)			

Arranjo das Placas	(61H + 8M) x 1	(61H + 8M) x 1	
Max. Pressão	1.00 [MPa G]	1.00 [MPa G]	
Pressão de Ensaio	1.30 [MPa G]	1.30 [MPa G]	
Max. Temperatura	100.00 [C]	100.00 [C]	
Peso Vazio/Cheio	1260 / 1470 [kg]		
Dimensões Aprox.	C 1289 x L 600 x A 1900 [mm] (C= 1100 P= 1229)		
Entradas/Saídas	DIN DN 100 PN 10	DIN DN 100 PN 10	
(Material)			

Placas	AISI 316L 0,5mm		
Juntas	NBR-SI	NBR-SI	
Entradas/Saídas	NBR	NBR	
Estrutura/Tirantes	Aço Carbono, Pintada / Aço Carbono Zincado		
(Notas)			

PED: FG:2; TAB:4; EXCLUIDO MARCAÇÃO CE			

Figura D.2 Documento técnico do permutador de placas.

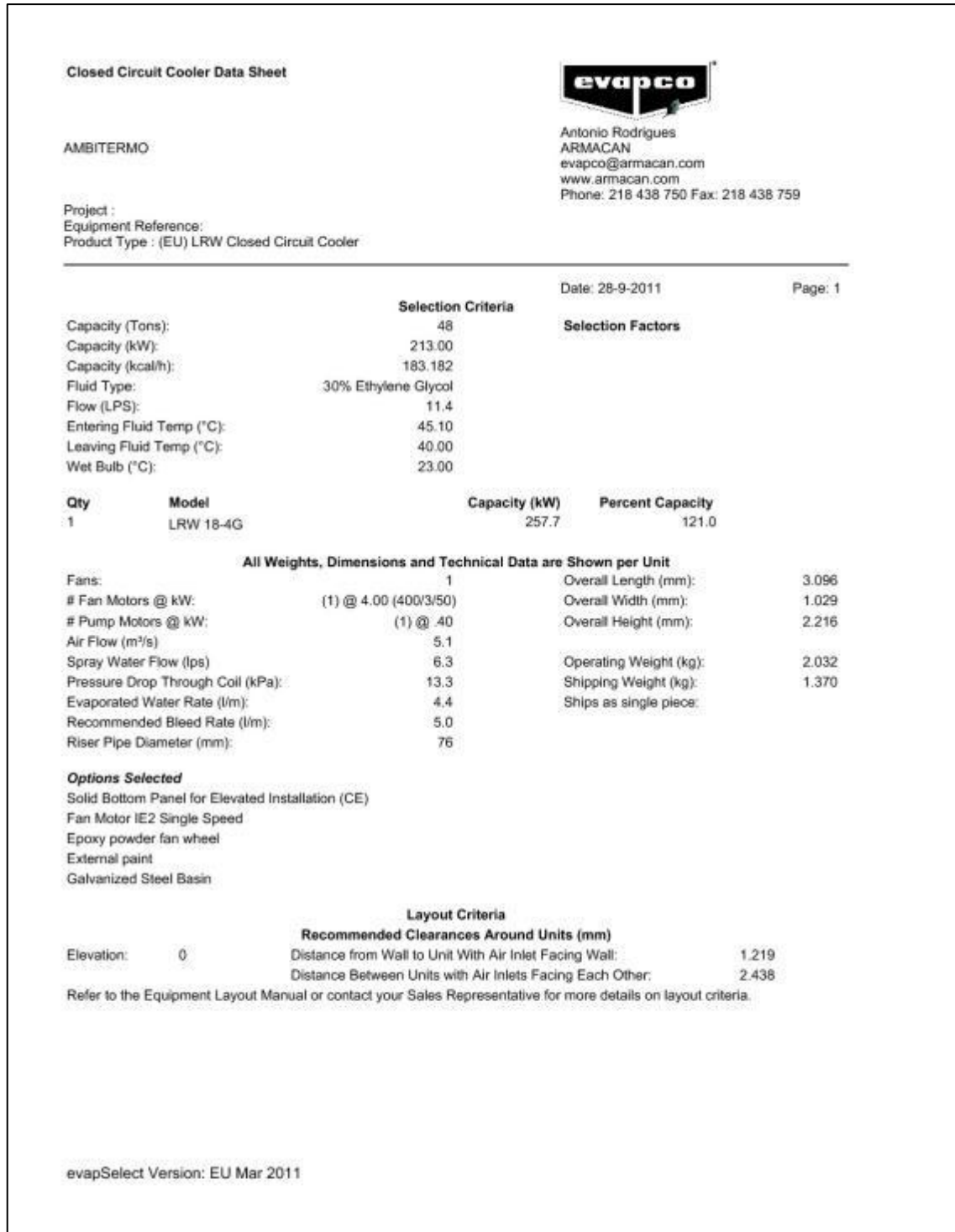


Figura D.3 Documento técnico da torre de arrefecimento. Apesar de este documento não apresentar informação sobre o volume de água dentro da serpentina, sabe-se que esta tem 246 Litros através de [S.4] para este modelo específico “LRW 18-4G”.

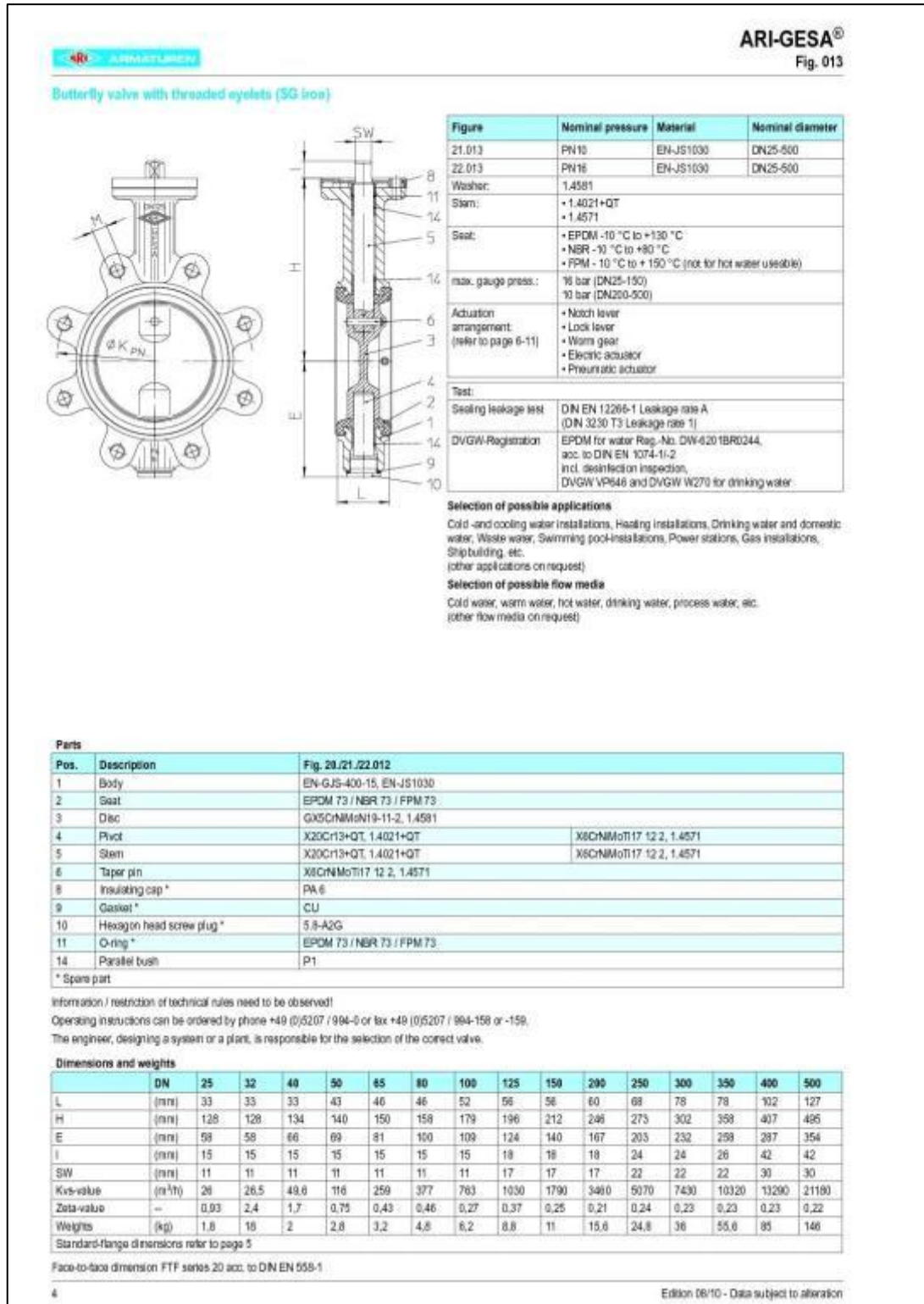


Figura D.4 Documento técnico da válvula de passagem, válvula de borboleta.

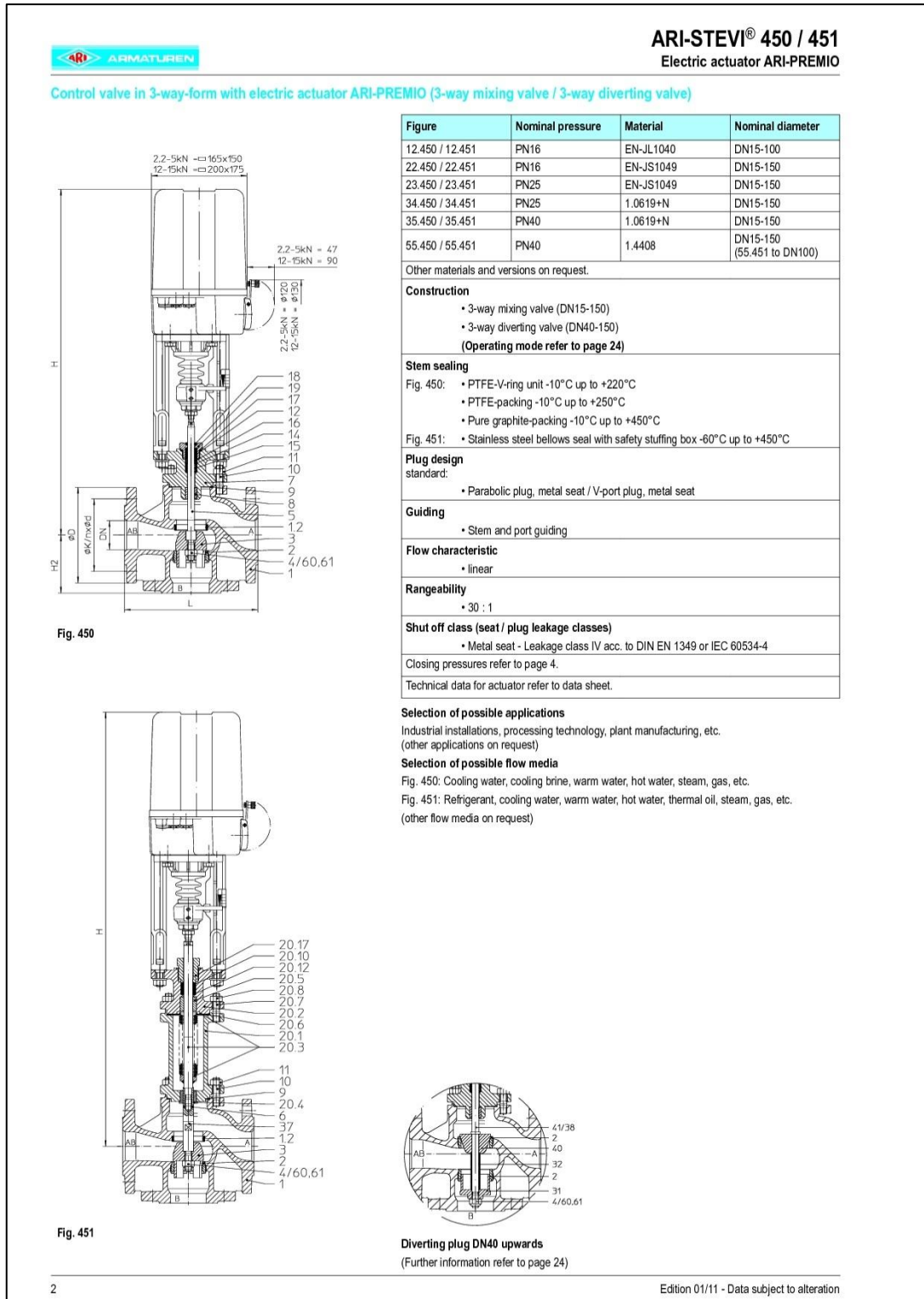


Figura D.5.1 Documento técnico da válvula de 3 vias, DN15 a DN150.


		ARI-STEVI® 450 / 451											
		Closing pressures: Electric actuator ARI-PREMIO											
max. permissible closing pressures for both seat positions on flow-to-open P2 = 0 Observe restrictions by Pressure-temperature-ratings, refer to page 23.													
Mixing function	DN	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	
	Seat-Ø A/B (mm)	21/20	21/25	27/27	31/32	41/40	51/50	66/60	81/75	101/95	120/120	140/140	
	Standard Kvs-values	4	6,3	10	16	25	40	63	100	160	250	320	
	Reduced Kvs-values ³⁾	2,5	4	6,3	10	16	25	40	63	100	160	250	
	Travel (mm)	20						30			50		
Max. differential pressure drop (bar)		40	40	40	40	30	30	30	25	25	15	15	
Actuator ¹⁾ ARI-PREMIO 2,2 kN	Closing pressure (bar)	I.	40	35,9	30,8	21,7	12,8	8	4,3	2,7	1,5		
		II.	40	33,7	28,8	20,2	11,9	7,4	3,9	2,3	1,3		
		III.	30,7	30,1	27,1	19,1	10,6	6,5	3,6	2,2	1,2		
Operating time ²⁾ (s) (Op. speed 0,38 mm/s)		53						79					
Actuator ¹⁾ ARI-PREMIO 5 kN	Closing pressure (bar)	I.		40	40	40	33,2	21,3	12,3	8	4,9	3,4	2,4
		II.		40	40	40	32,3	20,7	11,9	7,6	4,7	3,2	2,3
		III.	40	40	40	40	31	19,8	11,6	7,5	4,6	3	2,1
Operating time ²⁾ (s) (Op. speed 0,38 mm/s)		53						79			132		
Actuator ¹⁾ ARI-PREMIO 12 kN	Closing pressure (bar)	I.				40	40	32,3	21,2	13,5	9,5	6,9	
		II.				40	40	31,8	20,9	13,3	9,3	6,8	
		III.				40	40	31,6	20,7	13,2	9,1	6,6	
Operating time ²⁾ (s) (Op. speed 0,38 mm/s)								53			79		
Actuator ¹⁾ ARI-PREMIO 15 kN	Closing pressure (bar)	I.						40	26,9	17,2	12,1	8,8	
		II.						40	26,6	17	11,9	8,7	
		III.						40	26,4	16,9	11,7	8,5	
Operating time ²⁾ (s) (Op. speed 0,38 mm/s)								79			132		
I. Fig. 450: PTFE-V-ring unit;				II. Fig. 450: PTFE- / Pure graphite-packing;				III. Fig. 451: Bellows seal					
Diverting function	DN	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	
	Seat-Ø A/B (mm)	21/20	21/25	27/27	31/32	40/40	50/50	60/60	75/75	90/90	105/105	125/125	
	Standard Kvs-values	4	6,3	10	16	14	25	45	60	95	170	200	
	Reduced Kvs-values ³⁾	2,5	4	6,3	10	--	--	--	--	--	--	--	
	Travel (mm)	20						30			50		
Max. differential pressure drop (bar)		40	40	40	40	30	30	30	25	25	15	15	
Actuator ¹⁾ ARI-PREMIO 2,2 kN	Closing pressure (bar)	I.	25,7	18	15,4	10,8	13,4	8,2	5,4	3,2	2	1,3	
		II.	24,1	16,8	14,4	10,1	12,5	7,6	4,8	2,8	1,8	1,1	
		III.	15,4	15	13,6	9,5	11,1	6,8	4,5	2,6	1,6		
Operating time ²⁾ (s) (Op. speed 0,38 mm/s)		53						79					
Actuator ¹⁾ ARI-PREMIO 5 kN	Closing pressure (bar)	I.	40	40	38,5	27,4	34,6	21,9	15	9,4	6,4	4,5	3,1
		II.	40	40	37,5	26,7	33,7	21,3	14,4	9	6,1	4,3	2,9
		III.	40	40	36,6	26,1	32,3	20,4	14,1	8,8	6	4	2,7
Operating time ²⁾ (s) (Op. speed 0,38 mm/s)		53						79					
Actuator ¹⁾ ARI-PREMIO 12 kN	Closing pressure (bar)	I.			40	40	40	40	38,9	24,8	17,1	12,3	8,6
		II.			40	40	40	40	38,4	24,4	16,9	12,1	8,5
		III.			40	40	40	40	38	24,2	16,7	11,9	8,3
Operating time ²⁾ (s) (Op. speed 0,38 mm/s)								53			79		
Actuator ¹⁾ ARI-PREMIO 15 kN	Closing pressure (bar)	I.						40	31,4	21,7	15,7	11	
		II.						40	31,1	21,5	15,5	10,9	
		III.						40	30,8	21,3	15,3	10,7	
Operating time ²⁾ (s) (Op. speed 0,38 mm/s)								79					
I. Fig. 450: PTFE-V-ring unit;				II. Fig. 450: PTFE- / Pure graphite-packing;				III. Fig. 451: Bellows seal					

¹⁾ Motor voltage: 230V 50Hz
 Other voltages: 24V 50/60Hz; 115V 50/60Hz; 230V 60Hz
 Technical data for actuator refer to data sheet ARI-PREMIO.
²⁾ Indicated operating times with 50Hz.
³⁾ Kvs-value reducible on request (2 screwed seat rings required) (refer to page 24).

4

Edition 01/11 - Data subject to alteration

Figura D.5.2 Continuação do documento técnico da válvula de 3 vias.



Zwischenflansch-Rückschlagventil
Wafer Type Lift Check Valve
SR 12.16

Einsatzgrenzen (Pressure/Temperature Ratings)

	TMA (°C)	-20	100	200	250
PN 16	PMA (bar)	16	16	14	13

Leckrate nach EN 12266-1, D (met., PTFE) oder A (NBR, EPDM, FKM)
Leakage acc. to EN 12266-1, D (met., PTFE) or A (NBR, EPDM, FKM)

Werkstoffe (Materials)


Gehäuse/Body	Platte/Disc	Feder/Spring
CC483K	1.4404	1.4571

Elastische Dichtung möglich – Einsatzgrenzen siehe Technische Information: Dichtungen
Elastic seat rings available – operating limitations see Technical Information: Seat Rings

Öffnungsdrücke (Opening Pressures)

DN	P ₀ (mbar)			Ohne Feder/ without spring
	↔	↑	↓	↑
15	20	24	16	4
20	20	24	16	4
25	20	24	16	4
32	20	24	16	4
40	20	24,5	15,5	4,5
50	20	25	15	5
65	20	25,5	14,5	5,5
80	20	26,5	13,5	6,5
100	20	26,5	13,5	6,5

↔ ↑ ↓ = Durchflussrichtung/Flow direction





DN 15 - 100
PN 6 - 16

Verwendung

- Seewasser
- Fluidgruppe 2 gemäß DGRL 97/23/EG

Application


- Sea Water
- Fluidgroup 2 acc. to PED 97/23/EC

Technische Änderungen vorbehalten 07/2006
Technical modifications reserved 07/2006

RITAG Ritterhuder Armaturen GmbH & Co. Armaturenwerk KG Industriestraße 7-9 D-27711 Osterholz-Scharmbeck	Phone +49 (0) 47 91-92 09-0 Fax +49 (0) 47 91-92 09-85 eMail: contact@ritag.com Internet: www.ritag.com
--	--

Figura D.6.1 Documento técnico para a válvula de anti-retorno, válvula de disco. Este documento apresenta dados para DN entre DN15 e DN100.



Zwischenflansch-Rückschlagventil
Wafer Type Lift Check Valve
SR 12.16

Maße und Gewichte (Dimensions and Weights)

DN	L	Maße/dimensions in mm				kg
		D ₁ (PN6)	D ₂ (PN16)	d _o	d _i	
15	16	43	51	15	28	0,15
20	19	53	61	20	33	0,25
25	22	64	71	25	41,5	0,30
32	28	76	82	32	51,5	0,50
40	31,5	86	92	40	58,5	0,65
50	40	96	108	48,5	71,5	0,90
65	46	116	127	63	90	1,20
80	50	132	142	77	100	2,00
100	60	152	162	96	126	2,80

Maße für Ausführung nach ASME B16.5 siehe Technische Information: Baumaße ASME
Dimensions for design acc. ASME B16.5 see Technical Information: Dimensions ASME

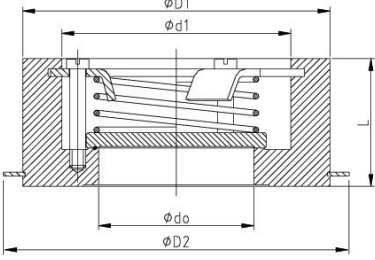
Druckverlustdiagramm (Pressure Drop Chart)

Die Diagrammwerte gelten für Wasser bei 20°C. Sie resultieren aus Messungen an Ventilen beim Einbau in horizontaler Leitung. Beim Einbau in vertikaler Leitung ergeben sich im Teilöffnungsbereich unbedeutende Abweichungen. Um Druckverluste bei anderen Medien zu ermitteln, ist zuvor der äquivalente Wasservolumenstrom nach folgender Formel zu berechnen:

Graph readings apply to water at 68° F (20° C). They result from measurements on valves installed in horizontal pipes. For installation in vertical pipes insignificant deviations occur in the partial opening. In order to determine pressure losses for other media the equivalent water flow has to be calculated before applying the following formula:

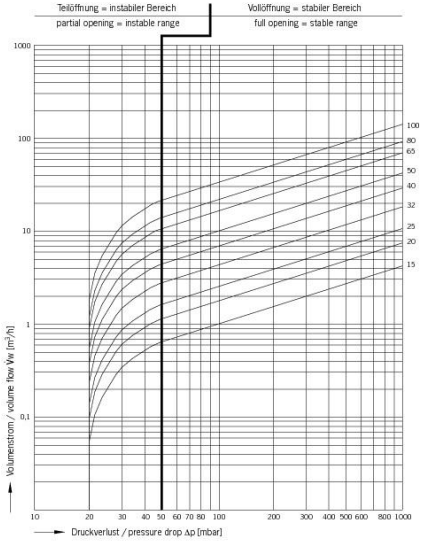
$$\dot{V}_w = \dot{V} \sqrt{\frac{\rho}{1000}}$$

\dot{V}_w [m³/h] äquivalenter Wasservolumenstrom
 equivalent water flow
 ρ [kg/m³] Dichte des Mediums (Betriebszustand)
 density of medium at working conditions
 \dot{V} [m³/h] Volumenstrom des Mediums (Betriebszustand)
 flow of medium at working conditions



Baulänge nach EN 558-1, Reihe 49
Face/Face dimension acc. to EN 558-1, line 49

Passend zwischen Flansche EN 1092-1, Form B1
For fitting between flanges acc. to EN 1092-1, form B1




Technische Änderungen vorbehalten 07/2006
Technical modifications reserved 07/2006

RITAG Ritterhuder Armaturen GmbH & Co.
Armaturenwerk KG
Industriestraße 7-9
D-27711 Osterholz-Scharmbeck

Phone: +49 (0) 47 91-92 09-0
Fax: +49 (0) 47 91-92 09-85
eMail: contact@ritag.com
Internet: www.ritag.com

Figura D.6.2 Continuação do documento técnico da válvula de anti-retorno, válvula de disco. Este documento apresenta dados para DN entre DN15 e DN100.

As perdas de carga referentes às válvulas de anti-retorno, válvulas de disco, são calculadas através da fórmula e do gráfico presentes nas figuras D.6.2 e D.6.4.



Zwischenflansch-Rückschlagventil
Wafer Type Lift Check Valve
SR 12.16

Einsatzgrenzen (Pressure/Temperature Ratings)

	TMA (°C)	-20	100	200	250
PN 16	PMA (bar)	16	16	14	13

Leckrate nach EN 12266-1, D (met., PTFE) oder A (NBR, EPDM, FKM)
Leakage acc. to EN 12266-1, D (met., PTFE) or A (NBR, EPDM, FKM)

Werkstoffe (Materials)


Gehäuse/Body	Platte/Disc	Feder/Spring
CC483K	1.4404	1.4571

Elastische Dichtung möglich – Einsatzgrenzen siehe Technische Information: Dichtungen
Elastic seat rings available – operating limitations see Technical Information: Seat Rings

Öffnungsdrücke (Opening Pressures)

DN	P ₀ (mbar)			Ohne Feder/ without spring
	↔	↑	↓	↑
125	20	32	8	12
150	20	34	6	14
200	20	35	5	15

↔ ↑ ↓ = Durchflussrichtung/Flow direction



DN 125 - 200
PN 6 - 16

Verwendung


- Seewasser
- Fluidgruppe 2 gemäß DGRL 97/23/EG

Application

- Sea Water
- Fluidgroup 2 acc. to PED 97/23/EC


RITAG Ritterhuder Armaturen GmbH & Co.
Armaturenwerk KG
Industriestraße 7-9
D-27711 Osterholz-Scharmbeck

Phone +49 (0) 47 91-92 09-0
Fax +49 (0) 47 91-92 09-85
eMail: contact@ritag.com
Internet: www.ritag.com



Technische Änderungen vorbehalten 07/2006
Technical modifications reserved 07/2006

Figura D.6.3 Documento técnico para a válvula de anti-retorno, válvula de disco. Este documento apresenta dados para DN entre DN125 e DN200.

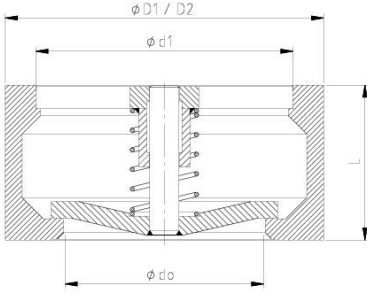


Zwischenflansch-Rückschlagventil
Wafer Type Lift Check Valve

SR 12.16

Maße und Gewichte (Dimensions and Weights)

DN	Maße/dimensions in mm					kg
	L	D ₁ (PN6)	D ₂ (PN16)	d ₀	d ₁	
125	90	184	193	118	148	7,50
150	106	207	218	138	176	11,00
200	140	263	275	188	230	21,00



Baulänge nach EN 558-1, Reihe 49
Face/Face dimension acc. to EN 558-1, line 49

Passend zwischen Flansche EN 1092-1
For fitting between flanges acc. to EN 1092-1

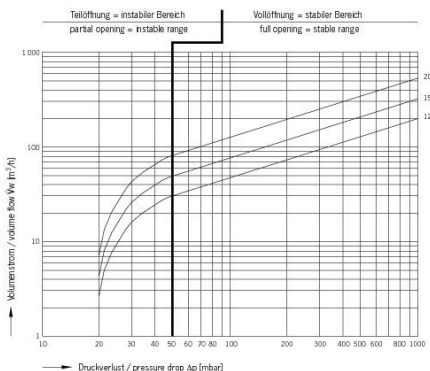
Druckverlustdiagramm (Pressure Drop Chart)

Die Diagrammwerte gelten für Wasser bei 20°C. Sie resultieren aus Messungen an Ventilen beim Einbau in horizontaler Leitung. Beim Einbau in vertikaler Leitung ergeben sich im Teilöffnungsbereich unbedeutende Abweichungen. Um Druckverluste bei anderen Medien zu ermitteln, ist zuvor der äquivalente Wasservolumenstrom nach folgender Formel zu berechnen:

Graph readings apply to water at 68° F (20° C). They result from measurements on valves installed in horizontal pipes. For installation in vertical pipes insignificant deviations occur in the partial opening. In order to determine pressure losses for other media the equivalent water flow has to be calculated before applying the following formula:

$$\dot{V}_w = \dot{V} \sqrt{\frac{\rho}{1000}}$$

\dot{V}_w [m³/h] äquivalenter Wasservolumenstrom
equivalent water flow
 ρ [kg/m³] Dichte des Mediums (Betriebszustand)
density of medium at working conditions
 \dot{V} [m³/h] Volumenstrom des Mediums (Betriebszustand)
flow of medium at working conditions



Technische Änderungen vorbehalten 07/2006
Technical modifications reserved 07/2006

RITAG Ritterhuder Armaturen GmbH & Co.
Armaturenwerk KG
Industriestraße 7-9
D-27711 Osterholz-Scharmbeck

Phone +49 (0) 47 91-92 09-0
Fax +49 (0) 47 91-92 09-85
eMail: contact@ritag.com
Internet: www.ritag.com

Figura D.6.4 Continuação do documento técnico da válvula de anti-retorno, válvula de disco. Este documento apresenta dados para DN entre DN125 e DN200.

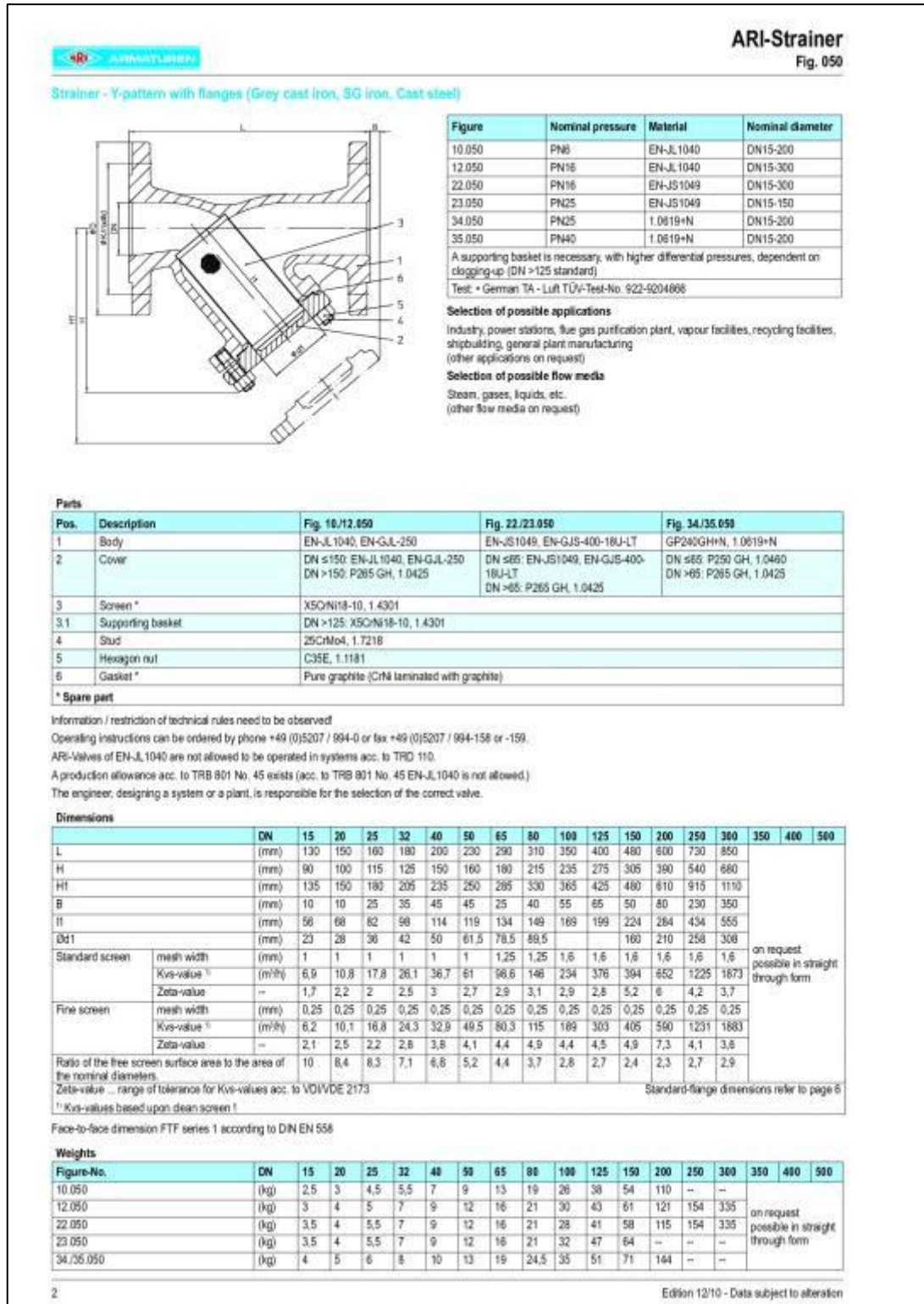


Figura D.7 Documento técnico do filtro, filtro em Y.

ANEXO E – Perdas de carga

No presente anexo são apresentadas tabelas com valores de perdas de carga nos 3 circuitos, 1º estágio, aproveitamento e 2º estágio.

Tabela E.1 Perda de carga no 1º estágio, gerada por uma unidade de cada equipamento, em função do DN.

DN	Válvula de passagem [bar]	Válvula Anti-retorno [bar]	Filtro [bar]	Válvula de 3 vias [bar]
100	0,030	0,850	0,318	0,680
125	0,016	0,500	0,123	0,279
150	0,005	0,220	0,112	0,170
200	0,001	0,100	0,041	0,044

Tabela E.2 Perda de carga no circuito de aproveitamento, gerada por uma unidade de cada equipamento, em função do DN.

DN	Válvula de passagem [bar]	Válvula Anti-retorno [bar]	Filtro [bar]
100	0,025	0,800	0,270
125	0,014	0,450	0,105
150	0,005	0,200	0,095
200	0,001	0,090	0,035

Tabela E.3 Perda de carga no 2º estágio, gerada por uma unidade de cada equipamento, em função do DN.

DN	Válvula de passagem [bar]	Válvula Anti-retorno [bar]	Filtro [bar]	Válvula de 3 vias [bar]
65	0,024	0,400	0,163	0,399
80	0,011	0,265	0,074	0,158
100	0,003	0,135	0,029	0,062

Tabela E.4 Perda de carga gerada pela de tubagem direita nos circuitos, em função do DN.

DN	1º Estágio [bar]	Aproveitamento [bar]	2º Estágio [bar]
65			1,250
80			0,555
100	0,861	1,258	0,149
125	0,297	0,439	
150	0,112	0,168	
200	0,030	0,046	

Tabela E.5 Perda de carga gerada por uma curva nos circuitos, em função do DN.

DN	1º Estágio [bar]	Aproveitamento [bar]	2º Estágio [bar]
65			0,012
80			0,006
100	0,025	0,021	0,002
125	0,011	0,009	
150	0,005	0,004	
200	0,002	0,002	

Tabela E.6 Perda de carga gerada por um tubo em forma de "T" nos circuitos, em função do DN

DN	1º Estágio [bar]	2º Estágio [bar]
65		0,041
80		0,021
100	0,083	0,008
125	0,036	
150	0,017	
200	0,006	

Tabela E.7 Perdas de carga, totais de cada componente no 1º estágio, em função do DN.

DN	Válvula Anti- retorno [bar]	Válvula de 3 vias [bar]	Condutas direitas [bar]	Filtro [bar]	Curvas [bar]	Tubo em forma de "T" [bar]	Válvula de passagem [bar]
100	0,850	1,361	0,861	0,318	0,248	0,166	0,239
125	0,500	0,557	0,297	0,123	0,109	0,072	0,131
150	0,220	0,340	0,112	0,112	0,051	0,034	0,043
200	0,100	0,088	0,030	0,041	0,018	0,012	0,012

Tabela E.8 Perdas de carga, totais de cada componente no circuito de aproveitamento, em função do DN.

DN	Condutas direitas [bar]	Válvula Anti-retorno [bar]	Filtro [bar]	Válvula de passagem [bar]	Curvas [bar]
100	1,258	0,800	0,270	0,127	0,126
125	0,439	0,450	0,105	0,070	0,055
150	0,168	0,200	0,095	0,023	0,026
200	0,046	0,090	0,035	0,006	0,009

Tabela E.9 Perdas de carga, totais de cada componente no 2º estágio, em função do DN.

DN	Condutas direitas [bar]	Válvula Anti-retorno [bar]	Válvula de 3 vias [bar]	Filtro [bar]	Válvula de passagem [bar]	Curvas [bar]	Tubo em forma de "T" [bar]
65	1,250	0,400	0,399	0,163	0,142	0,073	0,041
80	0,555	0,265	0,158	0,074	0,067	0,038	0,021
100	0,149	0,135	0,062	0,029	0,016	0,014	0,008

Tabela E.10 Perda de carga total do 1º estágio, incluindo todos os equipamentos específicos, acessórios e elementos de tubagem, em função do DN.

DN	1º estágio [bar]	1º estágio [kPa]	1º estágio + 10% [kPa]
100	7,70	770,3	847,3
125	5,45	545,0	599,5
150	4,57	457,3	503,0
200	3,96	396,0	435,6

Tabela E.11 Perda de carga total do circuito de aproveitamento, incluindo todos os equipamentos específicos, acessórios e elementos de tubagem, em função do DN.

DN	Aproveitamento [bar]	Aproveitamento [kPa]	Aproveitamento + 10% [kPa]
100	3,481	348,1	382,9
125	2,018	201,8	222,0
150	1,412	141,2	155,3
200	1,086	108,6	119,5

Tabela E.12 Perda de carga total do 2º estágio, incluindo todos os equipamentos específicos, acessórios e elementos de tubagem, em função do DN.

DN	2º estágio [bar]	2º estágio [kPa]	2º estágio + 10% [kPa]
65	4,396	439,6	483,6
80	3,109	310,9	342,0
100	2,343	234,3	257,7

ANEXO F – Vaso de expansão

Ao realizar a seleção do vaso de expansão é necessário ter em atenção o valor da pré-carga e o valor da pressão máxima de funcionamento. Este último parâmetro é o valor para a qual se regula a válvula de segurança, que normalmente se instala antes do vaso de expansão.

Na Tabela F.1 estão presentes os valores de volume interno, para os equipamentos específico.

Tabela F.1 Volume de fluido no interior dos equipamentos específicos. Valores obtidos através dos respetivos documentos técnicos, Anexo D

	Aeroarrefecedor (1º estágio)	Permutador de Placas (1º circuito)	Permutador de Placas (aproveitamento)	Torre de Arrefecimento (2º estágio)
Volume [Litros]	426,00	105	105	246

As tabelas F.2, F.3 e F.4 apresentam valores relativos ao volume total da tubagem direita e das curvas, em cada um dos circuitos. Relativamente ao valor do volume da tubagem em forma de “T”, este não foi calculado por não se conhecerem em concreto as dimensões. No entanto, dado que no 1º e 2º estágio apenas se aplicam 2 e 1 unidades, respetivamente, estes volumes têm pouca importância no contexto global de cada circuito.

Tabela F.2 Volume de fluido na tubagem direita e para a totalidade das curvas no 1º estágio, em função do DN.

DN [mm]	Tubagem direita [L]	Curvas [L]
100	540,5	29,49
125	817,4	40,66
150	1196	71,69
200	2009	160,3

Tabela F.3 Volume de fluido na tubagem direita e para a totalidade das curvas no circuito de aproveitamento, em função do DN.

DN [mm]	Tubagem direita [L]	Curvas [L]
100	900,9	17,69
125	1362	24,39
150	1993	43,02
200	3349	96,18

Tabela F.4 Volume de fluido na tubagem direita e para a totalidade das curvas no 2º estágio, em função do DN.

DN [mm]	Tubagem direita [L]	Curvas [L]
65	388,2	3,475
80	534,6	5,743
100	900,9	17,69

Tabela F.5 Volume total de fluido em cada circuito, em função do DN.

DN [mm]	1º Estágio [L]	Aproveitamento [L]	2º Estágio [L]
65			637,6
80			786,3
100	1206	1024	1165
125	1494	1492	
150	1904	2141	
200	2806	3550	



556
Vaso de expansão para instalações de aquecimento.

Descrição:
Vaso de expansão para instalações de aquecimento.
Certificação CE.
Pressão máx.:
4 bar até 50 litros,
6 bar acima de 50 litros.
Temperatura máx.: 99°C.

Homologações internacionais:



Artigos:

Código	Litros	Ligação	Pré-carga (bar)	Caixa	Embalagem
556035	35	3/4"	1,5	1	-
556050	50	3/4"	1,5	1	-
556080	80	3/4"	2,0	1	-
556105	105	3/4"	2,0	1	-
556150	150	3/4"	2,0	1	-
556200	200	3/4"	2,5	1	-
556250	250	3/4"	2,5	1	-
556300	300	3/4"	2,5	1	-
556400	400	3/4"	2,5	1	-
556500	500	1"	2,5	1	-
556600	600	1"	2,5	1	-

Figura F.1 Documento técnico para os vasos de expansão.

ANEXO G – Bombas

No presente anexo apresentam-se todos os dados para que se possam seleccionar as bombas.

Todas as bombas aqui presentes centrífugas e da marca *Grundfos*. Através das figuras G.1 e G.2. consegue-se encontrar com rapidez a gama da bomba necessária para vencer a perda de carga do circuito. Para se utilizarem estas duas figuras pode considerar-se que $1m \cong 10kPa$. Após esta célere escolha, recorrem-se às restantes figuras para encontrar a referência exata da bomba em questão.

A diferença entre as referências NB e NK é apenas no suporte da bomba. No segundo caso a bomba é vendida já com suporte incluído. Dado que a Ambitermo constrói os seus próprios suportes, as referências são todas com NB.

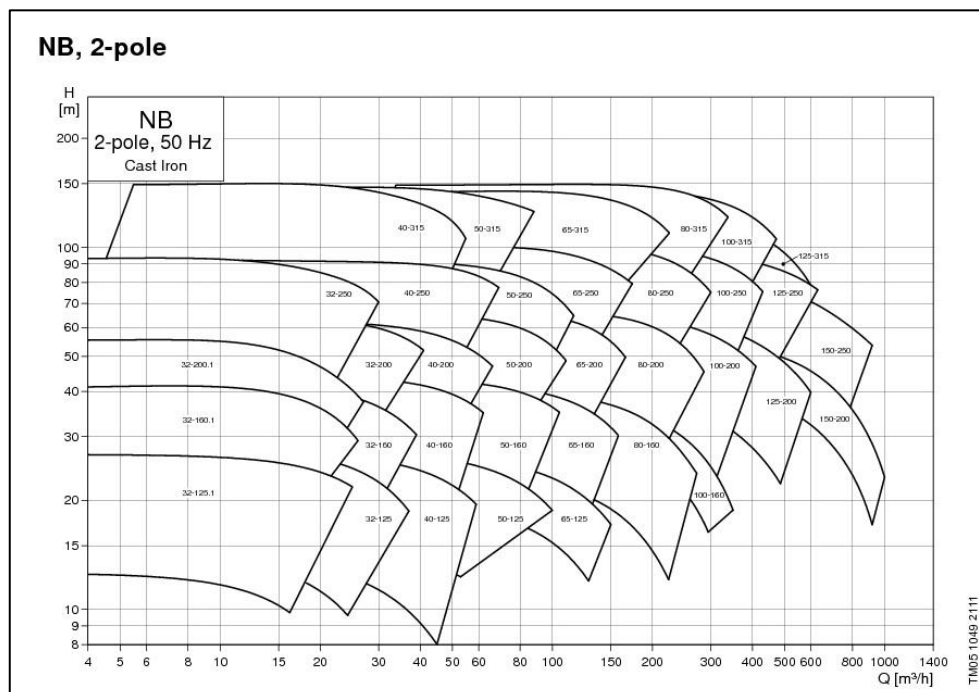


Figura G.1 Gama de desempenho de bombas centrífugas, NB, com 2 pólos.

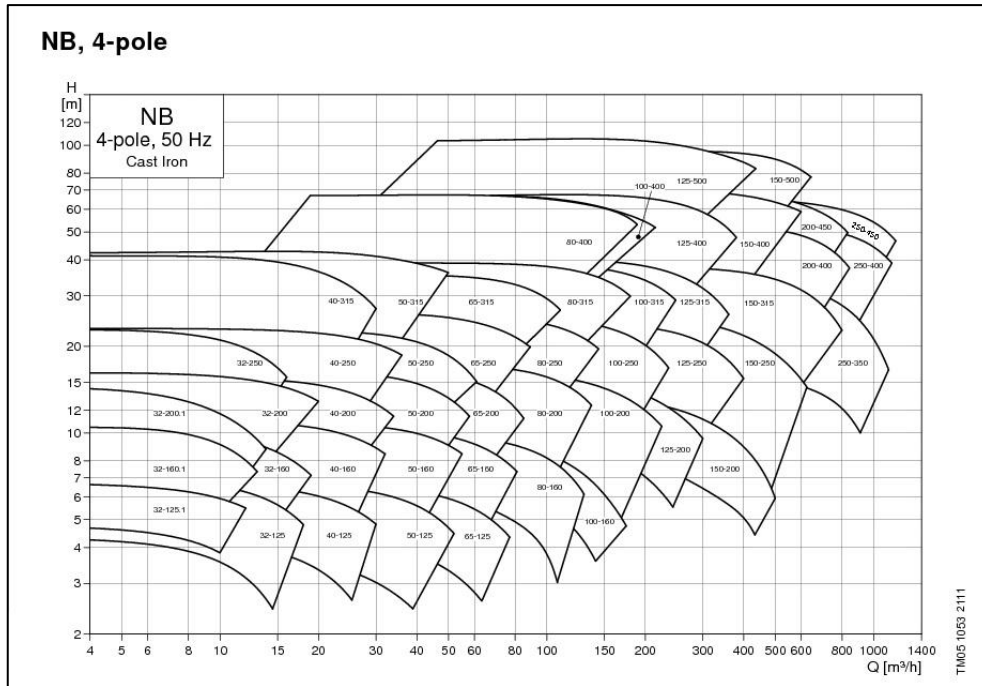


Figura G.2 Gama de desempenho de bombas centrífugas, NB, com 4 pólos.

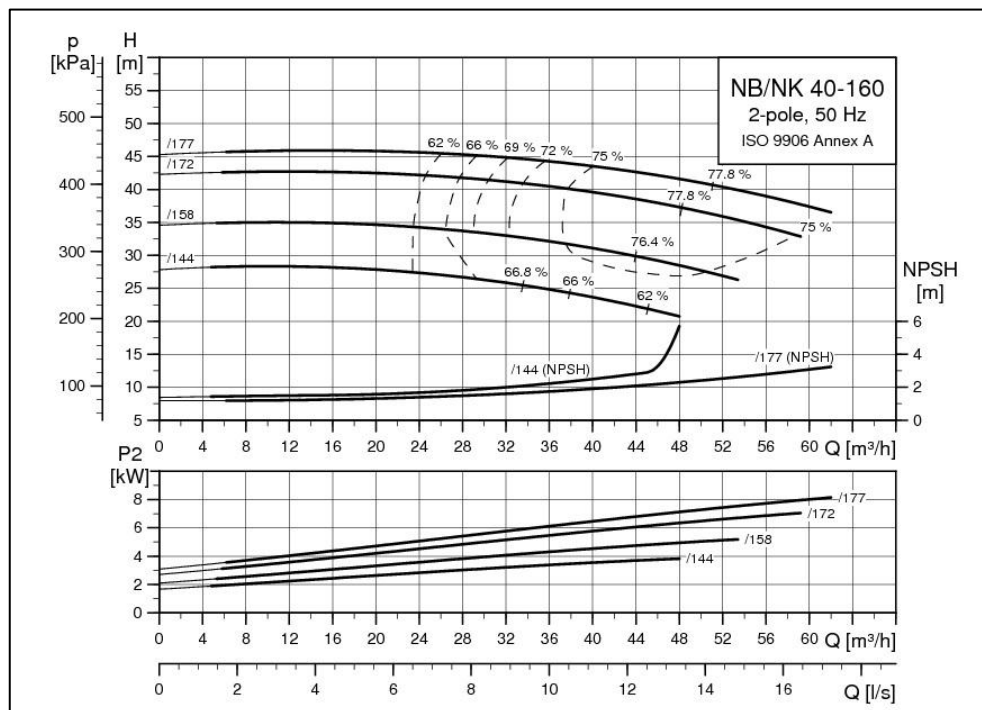


Figura G.3 Curvas características, NB 40-160 de 2 pólos.

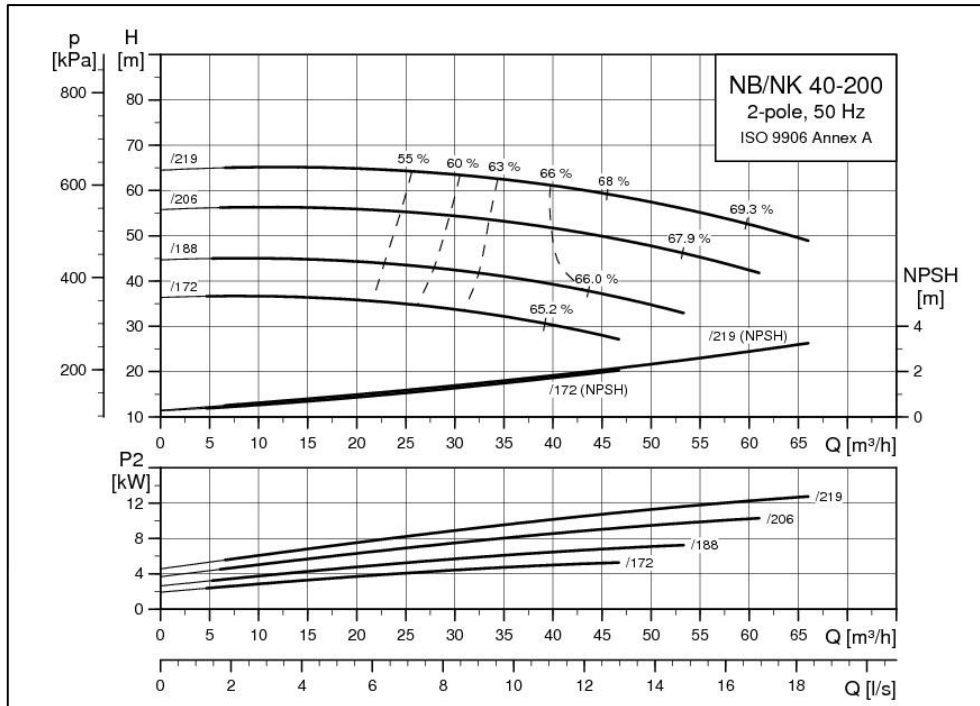


Figura G.4 Curvas características, NB 40-200 de 2 pólos.

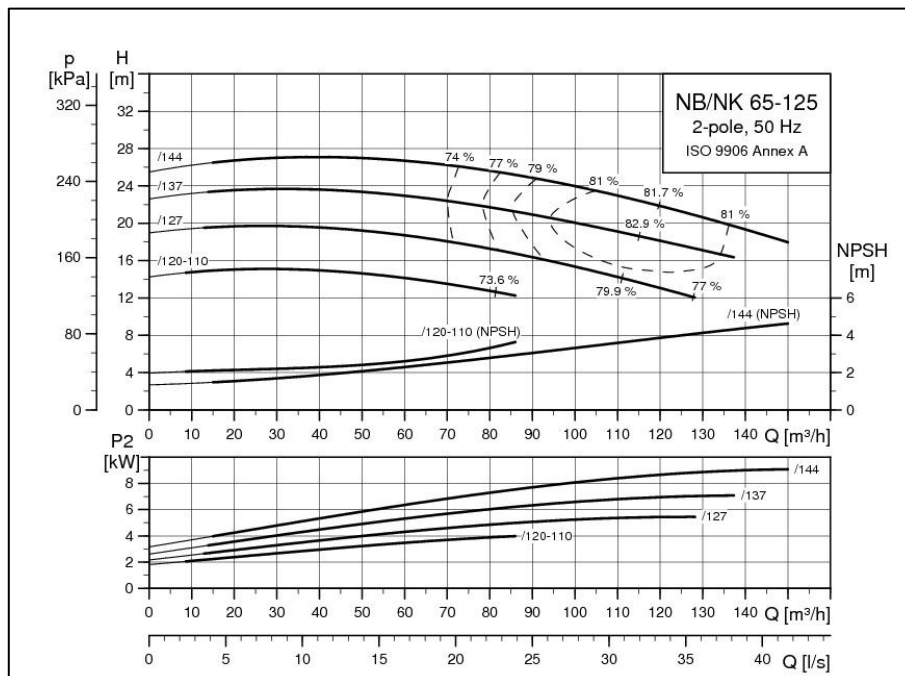


Figura G.5 Curvas características, NB 65-125 de 2 pólos.

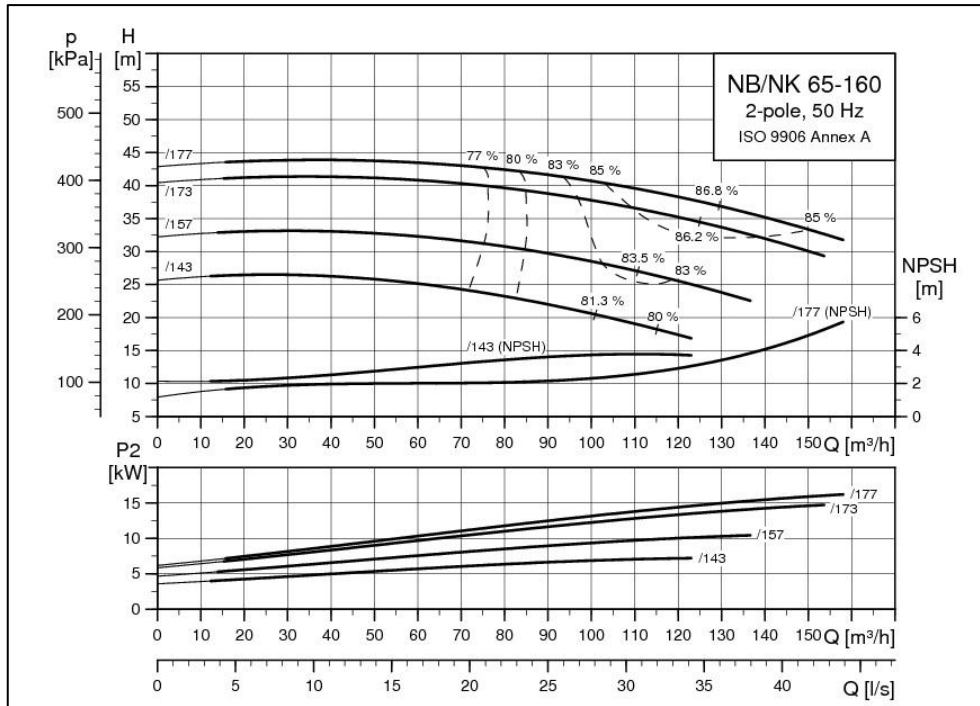


Figura G.6 Curvas características, NB 65-160 de 2 pólos.

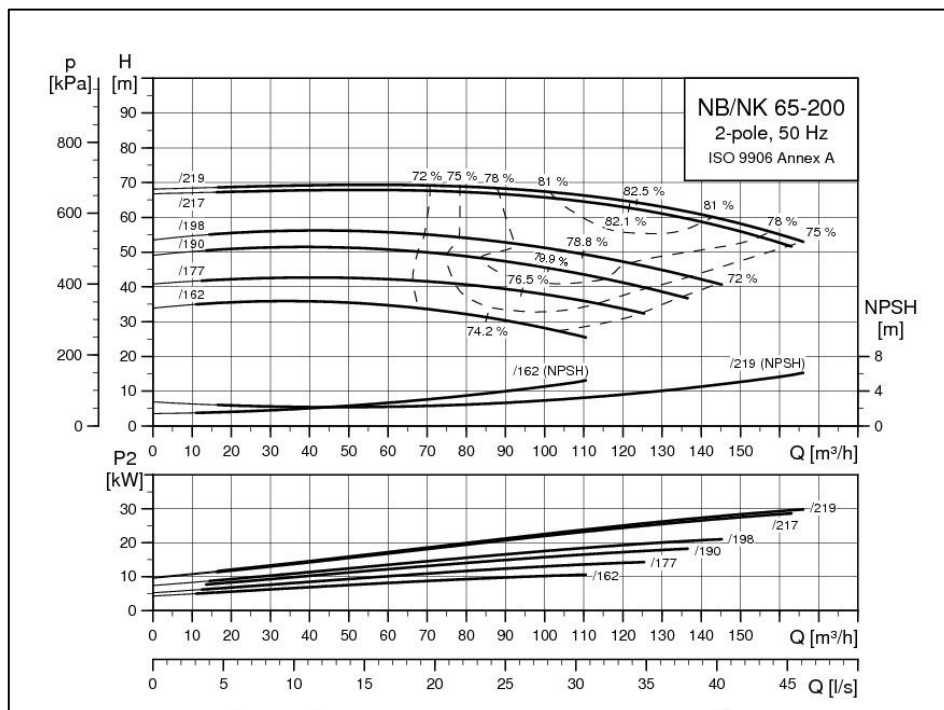


Figura G.7 Curvas características, NB 65-200 de 2 pólos.

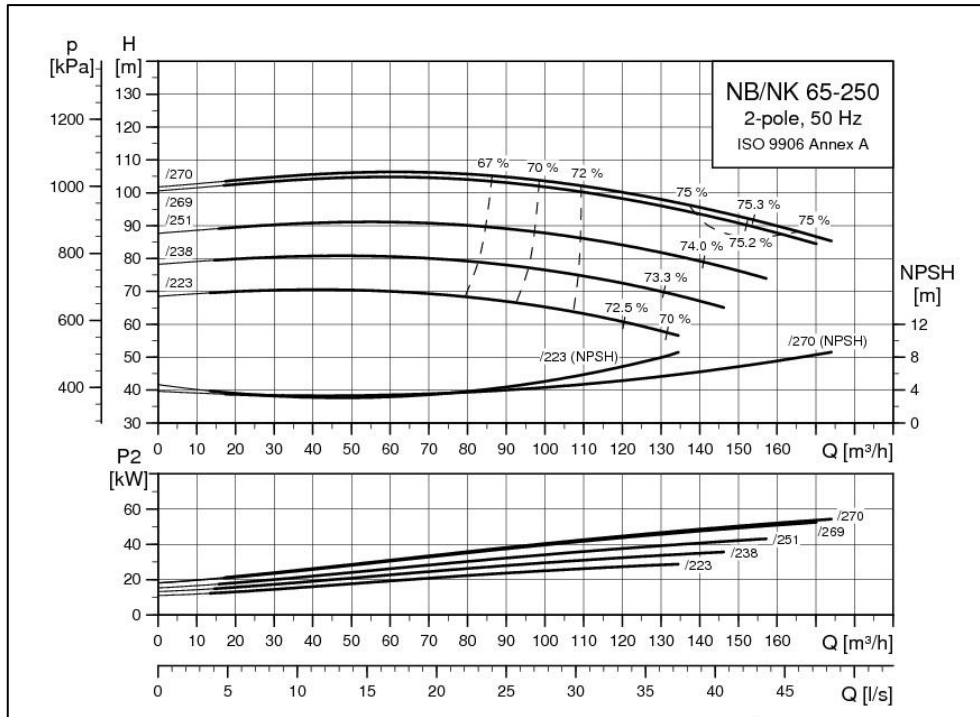


Figura G.8 Curvas características, NB 65-250 de 2 pólos.

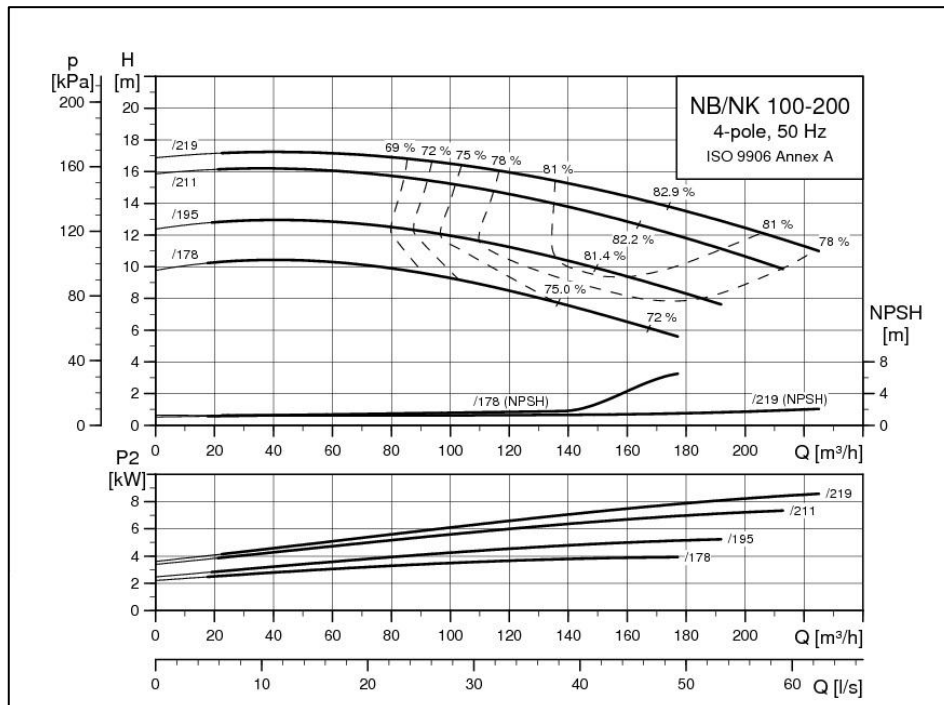


Figura G.9 Curvas características, NB 100-200 de 4 pólos.

ANEXO H – Espessuras

No presente anexo são apresentadas tabelas com os resultados dos cálculos realizados para a espessura da tubagem direita, das curvas de 90° e ainda da verificação na situação de picagem.

Tabela H.1 Para tubagem direita, resultados dos diversos parâmetros da espessura, espessura total e espessura normalizada, em função do DN.

DN [mm]	e [mm]	e tolerância [mm]	e corrosão [mm]	e total [mm]	e normalizada (EN10216) [mm]
40	0,1142	0,3250	1,000	1,439	2,600
50	0,1426	0,3625	1,000	1,505	2,900
65	0,1799	0,3625	1,000	1,542	2,900
80	0,2102	0,4000	1,000	1,610	3,200
100	0,2702	0,4500	1,000	1,720	3,600
125	0,3303	0,5000	1,000	1,830	4,000
150	0,3979	0,5625	1,000	1,960	4,500
200	0,5180	0,7875	1,000	2,306	6,300
250	0,6454	0,7875	1,000	2,433	6,300
300	0,7657	0,8875	1,000	2,653	7,100

Tabela H.2 Diâmetro interno e externo após seleção da espessura normalizada, em função do DN.

DN [mm]	D_{ext} [mm]	D_{int} [mm]
40	48,30	43,10
50	60,30	54,50
65	76,10	70,30
80	88,90	82,50
100	114,3	107,1
125	139,7	131,7
150	168,3	159,3
200	219,1	206,5
250	273,0	260,4
300	323,9	309,7

Tabela H.3 Para curvas normalizadas com 90°, resultados da espessura total dos dorsos interior e exterior, e espessura normalizada, em função do DN.

DN [mm]	Raio normalizado (EN10253) [mm]	e_{int, total} [mm]	e_{ext, total} [mm]	e_{normalizada (EN10253)} [mm]
40	57,00	0,0978	0,1571	2,600
50	76,00	0,1231	0,1906	2,900
65	95,00	0,1552	0,2415	2,900
80	114,0	0,1818	0,2791	3,200
100	152,0	0,2348	0,3539	3,600
125	190,0	0,2877	0,4290	4,000
150	229,0	0,3466	0,5167	4,500
200	305,0	0,4524	0,6673	6,300
250	381,0	0,5638	0,8308	6,300
300	457,0	0,6698	0,9821	7,100

Tabela H.4 Valores para a verificação da equação 2.14, em função do DN

DN [mm]	$\left(f_f - \frac{p_c}{2}\right) * A_f$	$p_c * A_p$
40	1729	283,7
50	2349	378,9
65	2581	500,9
80	3368	627,6
100	4762	900,7
125	6416	1218
150	8771	1635
200	18417	2684
250	20507	3652
300	27523	4892

ANEXO I – Estudo económico

As tabelas I.1, I.2 e I.3 apresentam os valores totais de cada tipo de equipamento e da respetiva mão de obra necessária para cada instalação.

Tabela I.1 Custo total, em €, de cada equipamento e respetivo custo de mão de obra, para o 1º estágio, em função do DN.

1º Estágio	DN 100 [€]	DN125 [€]	DN 150 [€]	DN200 [€]
Válvulas de passagem	556,72	698,80	803,12	1.152,00
Válvulas de 3 vias	6.328,00	11.556,00	15.598,00	17.458,00
Válvulas anti-retorno	186,84	267,50	365,84	615,72
Filtros	120,00	234,00	358,00	614,00
Tubagem direita	1.272,00	1.728,00	2.413,20	4.388,40
Curvas	90,80	156,60	239,50	577,40
Tubos em forma "T"	80,76	111,22	151,68	247,72
Flanges	417,90	637,80	637,80	1.085,40
Isolamento	1.212,60	1.443,60	1.467,00	2.248,20
Mão de obra - tubos	2.970,00	3.468,00	3.900,00	4.800,00
Mão de obra - válvulas	990,00	1.156,00	1.300,00	1.600,00
Mão de obra - "T"	297,00	346,80	390,00	480,00
Bomba	8.239,00	6.110,00	5.184,00	3.655,00
Total instalação	22.761,62	27.914,32	32.808,14	38.921,84

Tabela I.2 Custo total, em €, de cada equipamento e respetivo custo de mão de obra, para o circuito de aproveitamento, em função do DN.

Aproveitamento	DN 100 [€]	DN125 [€]	DN 150 [€]	DN200 [€]
Válvula de passagem	556,72	698,80	803,12	1.152,00
Válvula de 3 vias	6.328,00	11.556,00	15.598,00	17.458,00
Válvula anti-retorno	186,84	267,50	365,84	615,72
Filtros	120,00	234,00	358,00	614,00
Tubagem direita	1.272,00	1.728,00	2.413,20	4.388,40
Curvas	90,80	156,60	239,50	577,40
Tubo em forma "T"	80,76	111,22	151,68	247,72
Flanges	417,90	637,80	637,80	1.085,40
Isolamento	1.212,60	1.443,60	1.467,00	2.248,20
Mão de obra - tubo	2.970,00	3.468,00	3.900,00	4.800,00
Mão de obra - válvulas	990,00	1.156,00	1.300,00	1.600,00
Mão de obra - T [€/unidade]	297,00	346,80	390,00	480,00
Bomba [€]	3.219,00	2.804,00	2.137,00	2.843,00
Total instalação [€]	17.741,62	24.608,32	29.761,14	38.109,84

Tabela I.3 Custo total de cada equipamento e respetivo custo de mão de obra, para o 2º estágio, em função do DN.

2º estágio	DN 65 [€]	DN80 [€]	DN 100 [€]
Válvula de passagem	329,04	373,20	417,54
Válvula de 3 vias	2.393,00	2.673,00	3.164,00
Válvula anti-retorno	99,14	131,78	186,84
Filtros	74,00	92,00	120,00
Tubagem direita	986,00	1.452,00	2.120,00
Curvas	19,20	30,18	54,48
Tubo em forma "T"	25,28	25,91	40,38
Flanges	217,98	275,73	292,53
Isolamento	1.730,00	1.935,00	2.021,00
Mão de obra - tubo	3.850,00	4.260,00	4.950,00
Mão de obra - válvulas	539,00	596,40	693,00
Mão de obra - T	115,50	127,80	148,50
Bomba	2.624,00	2.008,00	1.815,00
Total instalação	13.002,14	13.981,00	16.023,27

ANEXO J – Ventilação

No presente anexo são apresentadas as curvas características do Ar, para que o processo de cálculo seja realizado de forma automática, ou seja, sem que seja necessário consultas a abacos.

As Tabelas J.1 e J.2 apresentam os valores de Cp e de ρ , respetivamente. Os valores para o primeiro foram obtidos em [L.9] e para o segundo foram obtidos em [L.4].

Tabela J.1 Valores de Cp para o Ar, em função da temperatura.

T [K]	T [°C]	Cp [kJ/kg*K]
250	-23,15	1,003
300	26,85	1,005
350	76,85	1,008
400	126,85	1,013
450	176,85	1,02
500	226,85	1,029

Tabela J.2 Valores de ρ para o Ar, em função da temperatura.

T [°C]	ρ [kg/m3]
-40	1,520
0	1,290
20	1,200
50	1,090
100	0,9460
150	0,8350
200	0,7460

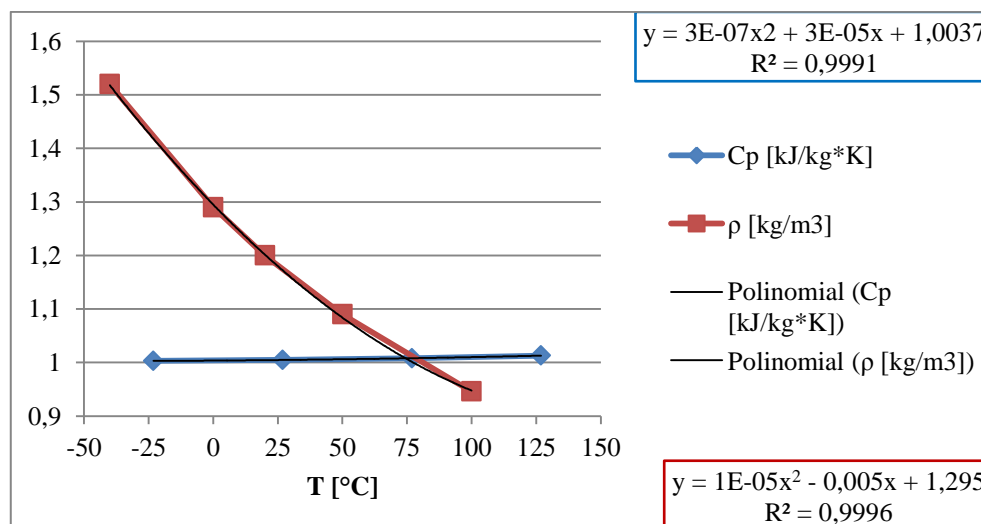


Gráfico J.1 Representação gráfica das tabelas J.1 e J.2.

Através do gráfico J.1, retiram-se as curvas características do Ar:

$$Cp_{ar}(T) = 3 * 10^{-7} * T^2 + 3 * 10^{-5} * T + 1,0037$$

$$\rho_{ar}(T) = 1 * 10^{-5} * T^2 - 0,005 * T + 1,295$$

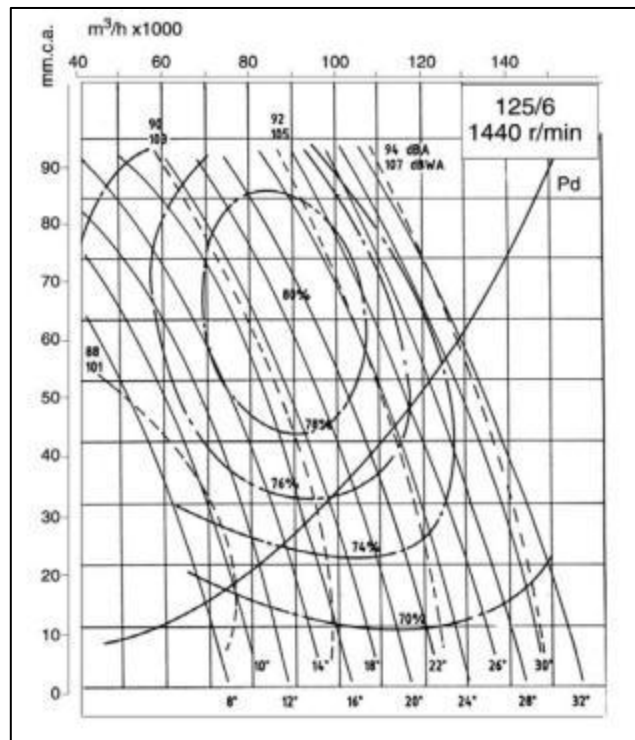


Figura J.1 Curva característica do ventilador HGT-125-4T/6.

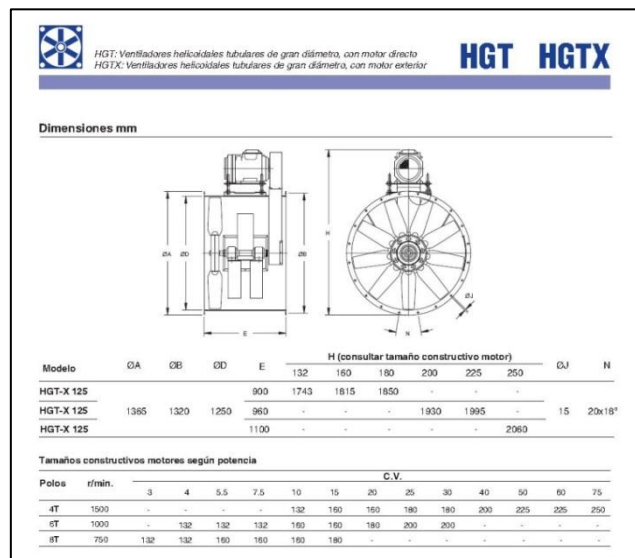


Figura J.2 Características gerais da gama de ventiladores HGT/HGTX.