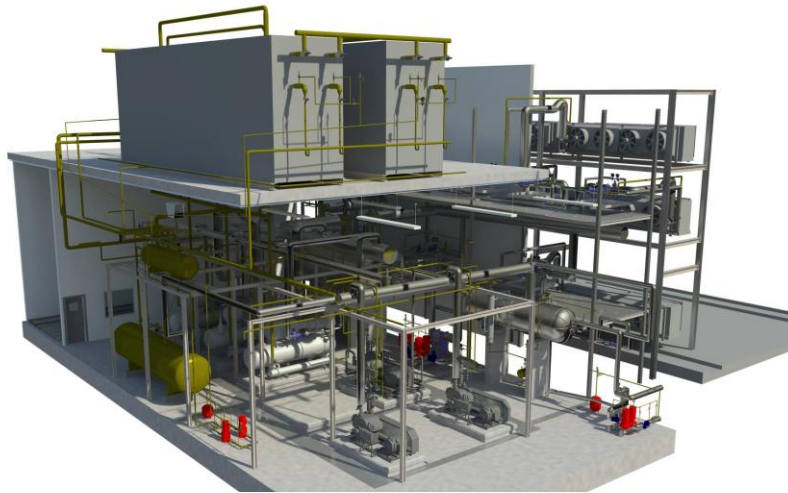




INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Área Departamental de Engenharia Mecânica



**Projecto e Concepção de Instalação Frigorífica a NH₃,
para uma Unidade de Congelação de Frangos em
Contínuo, na Venezuela**

PEDRO MIGUEL FERREIRA DE ALMEIDA DOS SANTOS
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientador (es):

Prof. Eng.º Especialista Francisco Gonçalves dos Santos
Eng.º Especialista Carlos Manuel Martins Serrano

Júri:

Presidente: Prof. Dr. Eng.º Rui Pedro Chedas Sampaio

Vogais:

Prof.^a Dr.^a Eng.^a Cláudia Séneca Casaca
Prof. Eng.º Especialista Francisco Gonçalves dos Santos

Janeiro 2015



INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Área Departamental de Engenharia Mecânica



Projecto e Concepção de Instalação Frigorífica a NH₃, para uma Unidade de Congelação de Frangos em Contínuo, na Venezuela

PEDRO MIGUEL FERREIRA DE ALMEIDA DOS SANTOS
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientador (es):

Prof. Eng.º Especialista Francisco Gonçalves dos Santos
Eng.º Especialista Carlos Manuel Martins Serrano

Júri:

Presidente: Prof. Dr. Eng.º Rui Pedro Chedas Sampaio

Vogais:

Prof.^a Dr.^a Eng.^a Cláudia Séneca Casaca
Prof. Eng.º Especialista Francisco Gonçalves dos Santos

Janeiro 2015

Agradecimentos

Aos meus orientadores Eng.º Martins Serrano e Eng.º Gonçalves dos Santos pelo apoio prestado, bem como aos inúmeros professores que me marcaram pelo seu profissionalismo e gosto pelo ensino.

À empresa H. Seabra pela oportunidade de desenvolver este trabalho, durante e após o estágio, em paralelo com as minhas funções.

Ao meu colega João Baptista e ao seu pai Acácio Baptista, que contribuíram de forma significativa para o meu percurso académico.

À minha família e amigos pelo apoio e incentivo durante todo o curso.

Pedro Santos

Setembro 2014

The only thing more expensive than education is ignorance.

Benjamin Franklin

Resumo

Neste relatório de estágio é realizada a concepção de uma instalação frigorífica a Amoníaco na Venezuela, proposta pela empresa H. Seabra.

Para realizar este trabalho o autor teve como objectivo inicial o estudo de diversas fontes, por forma a suportar os cálculos através de métodos comprovados teoricamente e experimentalmente, evitando assim a utilização generalizada de regras consideradas como “boa prática”.

Primeiro, foi realizado um estudo sobre o balanço térmico frigorífico da instalação, através de duas abordagens: 24 horas e hora-hora. Neste primeiro estudo quantificou-se a diferença entre a carga térmica presente num determinado espaço ao longo do dia, considerando a distribuição das cargas térmicas, com a carga térmica efectivamente presente em determinada hora do dia. Com as cargas térmicas determinadas, procedeu-se ao dimensionamento da instalação frigorífica, através da concepção de um diagrama simplificado que irá permitir a selecção dos diferentes componentes e posterior verificação da adequação da capacidade frigorífica à carga térmica presente na instalação calculada no balanços térmico frigorífico.

De seguida, realizou-se uma análise do consumo energético e da eficiência energética da instalação através da análise do COP, regulação da pressão de condensação e instalação de variadores de velocidade. Verificou-se que a utilização da regulação da pressão de condensação permite um ganho substancial na eficiência da instalação, reduzindo o consumo eléctrico anual em cerca de 8,4%. A instalação de variadores de velocidade nos compressores de parafuso não é justificada para esta instalação, sendo que é expectável que estes trabalhem à velocidade de rotação máxima, o que iria introduzir uma redução na eficiência dos mesmos de cerca de 3,5%. A sua utilização pode apenas ser considerada nos compressores alternativos para possibilitar a adequação da capacidade frigorífica à necessária, reduzindo assim o número de arranques dos mesmos e melhorando o tempo de vida útil, apesar de reduzirem a eficiência dos compressores e conseqüentemente da instalação.

Por fim, foi considerada a recuperação de calor para aquecimento de água sanitária, onde foi demonstrada a possibilidade de recuperar 193 kW de calor da instalação frigorífica, valor consideravelmente baixo quando comparado com o calor libertado aquando da condensação, 4422,7 kW.

Palavras-chave: Refrigeração, Instalação Frigorífica, Sistema Bombeado, Amoníaco, Congelação

Abstract

In this internship report it is developed the design of an Ammonia refrigeration plant in Venezuela, quoted by the Company H.Seabra.

To achieve this, the author had as the initial objective to study several references, in order to withstand the calculations through methods theoretically and experimentally proven, thus avoiding the use of rules considered "good practice".

In the beginning, a study on the thermal loads of the installation was made through two approaches: 24 hours and hourly. In this first study the difference between the thermal load in a particular space throughout the day, considering the heat load distribution, with the heat load that is effectively present in a particular hour, was quantified. With the thermal loads calculated the design of the refrigeration plant was performed, by designing a simplified diagram that will allow the selection of the different components and subsequent analysis of the adaptation of the refrigeration capacity to the calculated heat load present in this installation.

Afterwards it was done an analysis of the energy consumption and the energy efficiency of the installation by examining the COP, regulation of condensing pressure and installation of variable frequency drives. It was found that the regulation of the condensing pressure enables a substantial gain in installation efficiency by reducing the annual power consumption to about 8,4%. The installation of variable frequency drives in screw compressors is not justified for this facility, since it is expected that they will run at full speed, which would introduce a reduction in the efficiency of the compressors to about 3,5%. Their usage may be considered only in the piston compressors to adjust the cooling capacity to the required, reducing this way the number of startups and improving the lifetime, although reducing the compressors, and therefore system, efficiency.

Finally, heat recovery was considered for heating domestic water, were was demonstrated the possibility to recover 193 kW of heat from the installation, value considerably low when comparing with the heat released during from condensation, 4422,7 kW.

Keywords: Refrigeration, Refrigeration Installation, Flooded System, Ammonia, Freezing

Índice

Agradecimentos.....	i
Resumo.....	v
Abstract.....	vii
Índice de Figuras.....	xiii
Índice de Tabelas.....	xvii
Nomenclatura.....	xxi
Abreviaturas.....	xxiii
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Estrutura do Trabalho.....	2
1.2 Tipologia da Unidade Industrial.....	3
2. BALANÇO TÉRMICO FRIGORÍFICO.....	5
2.1 Transmissão de Calor através da Envolvente.....	7
2.1.1 Metodologia de Cálculo das Espessuras e Cargas Térmicas através de Paredes e Tectos.....	7
2.1.2 Metodologia de Cálculo das Cargas Térmicas através dos Pavimentos... 12	
2.1.3 Cálculo das Cargas Térmicas através da Envolvente.....	13
2.1.4 Margem de Segurança na Carga Térmica da Envolvente.....	14
2.2 FIC (Fontes Internas de Calor).....	15
2.2.1 Pessoas.....	15
2.2.2 Empilhadores.....	16
2.2.3 Iluminação.....	17
2.2.4 Equipamento de Processo.....	18
2.2.5 Resultados das Cargas Internas.....	19
2.3 Arrefecimento de Produto.....	19
2.3.1 Câmara de Congelados.....	19
2.3.2 Câmara de Recepção de Produto.....	20
2.4 Abertura de Portas.....	20
2.4.1 Equipamento para desumidificação do ar “ICESTOP”.....	21
2.4.2 Cálculo da Carga Térmica.....	22
2.5 Evaporadores e Frigodifusores.....	24
2.5.1 Cargas Térmicas sem Ventilação e Descongelação.....	25
2.5.2 Tempo de Funcionamento e Diferencial de Temperatura.....	25

2.5.3	Carga Térmica Produzida pelos Motores dos Ventiladores	27
2.5.4	Carga Térmica Produzida pela Descongelção	27
2.5.5	Seleccção dos Evaporadores e Frigodifusores	28
2.6	Cargas Térmicas Finais nos Espaços	29
2.7	Túnel de Congelamento	31
2.8	Balanço Térmico Frigorífico 24 Horas VS Hora-Hora	31
3.	INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA.....	33
3.1	Normas.....	36
3.2	Compressores.....	37
3.3	Condensadores Evaporativos.....	39
3.4	Evaporadores e Frigodifusores	40
3.5	Permutadores de Placas	42
3.6	Rede de Tubagem	42
3.6.1	Rede de Tubagem de Distribuição de Amoníaco	43
3.6.2	Rede de Tubagem de Distribuição de Água Glicolada.....	44
3.6.3	Rede de Tubagem da Casa de Máquinas	45
3.7	Bombas	48
3.7.1	Distribuição de Água Glicolada	48
3.7.2	Distribuição de Amoníaco	49
3.8	Depósitos	50
3.8.1	Depósito Termossifão.....	51
3.8.2	Separador de Líquido a -12°C	51
3.8.3	Separador de Líquido a -42°C	54
3.8.4	Depósito Intermédio	56
3.8.5	Depósito de Líquido	57
3.9	Isolamentos	58
3.10	Válvulas e Controlos.....	58
3.10.1	Compressores	59
3.10.2	Condensadores.....	61
3.10.3	Frigodifusores.....	61
3.10.4	Evaporadores	63
3.10.5	Permutadores de Placas	65
3.10.6	Bombas de Distribuição de Água Glicolada	66

3.10.7	Bombas de Distribuição de Amoníaco	67
3.10.8	Depósito Termossifão e Depósito de Líquido	69
3.10.9	Separadores de Líquido e Depósito Intermédio	70
3.10.10	Acumulação e Drenagem de Óleo.....	74
3.10.11	Válvula Servo-Operada na Tubagem de Gás Quente para Descongelação dos Evaporadores.....	76
3.10.12	Válvula Servo-Operada na Tubagem de Retorno da Câmara de Congelados	76
3.11	Dispositivos de Segurança	77
3.11.1	Segurança contra Sub/Sobre Pressões e Temperatura Elevada na Descarga	77
3.11.2	Detecção de Amoníaco e Ventilação na Casa de Máquinas.....	77
3.11.3	Purgador de Gases Incondensáveis	79
4.	CONSUMO ELÉCTRICO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA.....	81
4.1	Coeficiente de Performance	81
4.2	Regulação da Pressão de Condensação	82
4.3	Instalação de Variadores de Velocidade nos Compressores e Condensadores ..	85
4.4	Recuperação de Calor	88
5.	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	91
5.1	Conclusão	91
5.2	Principais Dificuldades	91
5.3	Perspectivas de Trabalho Futuro	92
	Referências Bibliográficas.....	95
	ANEXO 1 – Resultados Balanço Térmico Horário VS Balanço Térmico 24h.....	99
	ANEXO 2 – Dados dos Compressores.....	109
	ANEXO 3 – Dados dos Condensadores	115
	ANEXO 4 – Dados dos Permutadores de Placas	117
	ANEXO 5 – Perda de Carga na Rede de Tubagem de Distribuição de Água Glicolada	121
	ANEXO 6 – Perda de Carga na Rede de Tubagem de Distribuição de Amoníaco.....	131
	ANEXO 7 – Dados das Bombas de Distribuição de Água Glicolada.....	141
	ANEXO 8 – Dados das Bombas de Distribuição de Amoníaco	147
	ANEXO 9 – Selecção das Válvulas TA Hydronics	153
	ANEXO 10 – Selecção das Válvulas de Expansão, Válvulas Servo-Operadas e Válvulas de Retenção Danfoss	157

ANEXO 11 – Análise da Regulação da Pressão de Condensação	171
ANEXO 12 – Análise da Variação de Velocidade.....	179
ANEXO 13 – Layout com Rede de Tubagem de Distribuição de Amoníaco e de Água Glicolada.....	187

Índice de Figuras

Figura 1 - Exemplo do Perfil das Cargas Térmicas na Análise Horária.....	6
Figura 2 - Exemplo do Perfil das Cargas Térmicas na Análise em 24 horas	6
Figura 3 - Transferência de Calor através dos Painéis Isotérmicos por Convecção e Condução [3] Image	10
Figura 4 - Transferência de Calor através dos Painéis Isotérmicos por Condução [4] Imagem.....	11
Figura 5 - Pormenor para Isolamento e Acabamento sobre o Vazio Sanitário [6] Imagem	12
Figura 6 - Cargas Térmicas nos Espaços através da Envolvente	14
Figura 7 - Cargas Térmicas nos Espaços através da Envolvente com Margem de Segurança.....	14
Figura 8 - Equipamento para Desumidificação do Ar ICESTOP [11] Imagem.....	21
Figura 9 - Diferencial de Temperatura entre o Evaporador e o Ar a ser Arrefecido [12] Imagem.....	26
Figura 10 - Cargas Térmicas Finais em 24 horas	30
Figura 11 - Diagrama Simplificado da Instalação Frigorífica.....	33
Figura 12 - Diagrama de Mollier da Instalação Frigorífica com o Túnel em Funcionamento	35
Figura 13 - Diagrama de Mollier da Instalação Frigorífica sem o Túnel em Funcionamento	35
Figura 14 – Separação entra a Zona de Alta e de Baixa Pressão da Instalação Frigorífica	36
Figura 15 – Imagem de Compressor de Parafuso Mycom [19] Imagem.....	38
Figura 16 - Imagem de Condensador Evaporativo Baltimor Air Coil [20] Imagem.....	39
Figura 17 - Bomba Grundfos Modelo NB [24] Imagem.....	49
Figura 18 - Bomba Witt Modelo GP	49
Figura 19 - Distância entre as tubagens de retorno e de aspiração no separador de líquido.....	52
Figura 20 - Válvulas e Controlos dos Compressores de Parafuso.....	59
Figura 21 - Válvulas e Controlos dos Compressores Alternativos.....	60
Figura 22 - Válvulas e Controlos dos Condensadores.....	61
Figura 23 – Válvulas e Controlos dos Frigodifusores	62
Figura 24 - Válvulas e Controlos dos Evaporadores	63
Figura 25 - Válvulas e Controlos dos Permutadores de Placas	65
Figura 26 - Válvulas e Controlos das Bombas de Água Glicolada	66
Figura 27 - Válvulas e Controlos das Bombas de Amoníaco.....	67
Figura 28 - Válvulas e Controlos do Depósito Termossifão e do Depósito Líquido	69
Figura 29 - Válvulas e Controlos do Depósito Líquido de -12°C	71

Figura 30 - Válvulas e Controlos do Depósito Intermédio.....	72
Figura 31 - Válvulas e Controlos do Depósito Líquido de -42°C	73
Figura 32 - Válvulas e Controlos do Sistema de Acumulação e Drenagem de Óleo	75
Figura 33 - Válvula Servo-Operada na Tubagem de Gás Quente [32] Imagem	76
Figura 34 - Válvula Servo-Operada na Tubagem de Retorno [32] Imagem	76
Figura 35 – Pressostato do tipo RT, marca Danfoss [33] Imagem.....	77
Figura 36 – Purgador de Incondensáveis Grosso [34].....	79
Figura 37 - Variação do COP dos Compressores com Variação da Temperatura de Condensação e o Túnel de Congelação em funcionamneto	85
Figura 38 - Variação do COP dos Compressores com Variação da Temperatura de Condensação e o Túnel de Congelação desativado	85
Figura 39 – Eficiência de Compressores de Parafuso a Carga Parcial [35] Imagem	86
Figura 40 - Eficiência de Compressores Alternativos a Carga Parcial [35] Imagem.....	87
Figura 41 – Princípio de Funcionamento da Bomba de Calor em Sistema de Cascata [37] Imagem	93
Figura 42 - Plano de Descongelações para a Câmara de Congelados	101
Figura 43 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para a Câmara de Congelados....	101
Figura 44 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para a Câmara de Congelados	101
Figura 45 - Plano de Descongelações para a Câmara de Receção de Produto	102
Figura 46 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para a Câmara de Receção de Produto	102
Figura 47 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para a Câmara de Receção de Produto	102
Figura 48 - Plano de Descongelações para o Cais de Receção	103
Figura 49 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para o Cais de Receção	103
Figura 50 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para o Cais de Receção	103
Figura 51 - Plano de Descongelações para a Sala de Corte e Preparo	104
Figura 52 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para a Sala de Corte e Preparo ...	104
Figura 53 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para a Sala de Corte e Preparo	104
Figura 54 - Plano de Descongelações para a Sala de Embalamento	105
Figura 55 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para a Sala de Embalamento	105
Figura 56 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para a Sala de Embalamento	105
Figura 57 - Plano de Descongelações para o Cais de Receção	106
Figura 58 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para o Cais de Receção	106
Figura 59 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para o Cais de Receção	106
Figura 60 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para a Câmara de Refrigerados e Espaços Climatizados	107
Figura 61 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para a Câmara de Refrigerados e Espaços Climatizados	107

Figura 62 - Permutador de Placas do Circuito da Câmara de Recepção de Produto....	118
Figura 63 - Permutador de Placas do Circuito dos Climatizados	119
Figura 64 – Perda de Carga da Tubagem no Circuito da Câmara de Recepção de Produto	123
Figura 65 – Perda de Carga das Curvas e Acessórios no Circuito da Câmara de Recepção de Produto	124
Figura 66 – Perda de Carga das Válvulas no Circuito da Câmara de Recepção de Produto	125
Figura 67 – Perda de Carga da Tubagem no Circuito dos Climatizados.....	127
Figura 68 – Perda de Carga das Curvas e Acessórios no Circuito dos Climatizados...	128
Figura 69 – Perda de Carga das Válvulas no Circuito dos Climatizados	129
Figura 70 - Bomba do Circuito da Câmara de Recepção de Produto - Dimensionamento	142
Figura 71 - Bomba do Circuito da Câmara de Recepção de Produto - Especificações Técnicas.....	143
Figura 72 - Bomba do Circuito de Climatizados - Dimensionamento	144
Figura 73 - Bomba do Circuito de Climatizados - Especificações técnicas.....	145
Figura 74 - Válvulas de Regulação Estática TA Hydronics	154
Figura 75 - Válvulas 3 vias TA Hydronics, pág. nº1	155
Figura 76 - Válvulas 3 vias TA Hydronics, pág. nº2.....	156
Figura 77 – Factores de Correção para Selecção das Válvulas de Expansão Motorizadas ICM.....	158
Figura 78 – Fórmula para Cálculo do kv das Válvulas de Expansão através de Regulação Manual REG	159
Figura 79 – Figura para seleccionar os cones nº 1,2 e 3 das Válvulas de Regulação Manual REG	161
Figura 80 – Figura para seleccionar os cones nº 4, 5, 6 e 7 das Válvulas de Regulação Manual REG	161
Figura 81 – Figura para seleccionar os cones nº 8, 9 e 10 das Válvulas de Regulação Manual REG	162
Figura 82 – Figura para seleccionar o Corpo das Válvulas de Regulação Manual REG	162
Figura 83 – Factores de Correção para Selecção das Válvulas ICS na Tubagem de Retorno	164
Figura 84 – Factores de Correção para Selecção das Válvulas GPLX na Tubagem de Retorno	165
Figura 85 – Factores de Correção para Selecção das Válvulas ICS na Tubagem de descarga das bombas	165
Figura 86 – Factores de Correção para Selecção das Válvulas ICS na Tubagem de Gás Quente.....	167

Figura 87 – Factores de Correção para Seleção das Válvulas ICS na Tubagem de Retorno	168
Figura 88 – Factores de Correção para Seleção das Válvulas NRVA na Tubagem de Gás Quente	169
Figura 89 – Factores de Correção para Seleção das Válvulas NRVA na Tubagem de Líquido	170
Figura 90 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +35°C e o Túnel de Congelação em Funcionamento	172
Figura 91 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +35°C e o Túnel de Congelação Desactivado	173
Figura 92 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +30°C e o Túnel de Congelação em Funcionamento	174
Figura 93 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +30°C e o Túnel de Congelação Desactivado	175
Figura 94 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +25°C e o Túnel de Congelação em Funcionamento	176
Figura 95 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +25°C e o Túnel de Congelação Desactivado	177
Figura 96 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +35°C, Variação de Velocidade e o Túnel de Congelação em Funcionamento	180
Figura 97 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +35°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado.....	181
Figura 98 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +30°C, Variação de Velocidade e o Túnel de Congelação em Funcionamento	182
Figura 99 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +30°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado.....	183
Figura 100 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +25°C, Variação de Velocidade e o Túnel de Congelação em Funcionamento	184
Figura 101 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +25°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado.....	185

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Temperaturas Exteriores Consideradas para os Espaços	9
Tabela 2 - Espessura de Pannel Isotérmico para os Espaços	9
Tabela 3 - Cargas Térmicas nos Espaços através da Envolvente	13
Tabela 4 - Cargas Térmicas Dissipadas pelas Pessoas	16
Tabela 5 - Cargas Térmicas Dissipadas pelos Empilhadores	17
Tabela 6 - Cargas Térmicas Dissipadas pela Iluminação	18
Tabela 7 - Cargas Térmicas Dissipadas pelo Equipamento de Processo	18
Tabela 8 - Cargas Térmicas Totais Dissipadas pelas F.I.C. em 24 horas.....	19
Tabela 9 - Dados para Cálculo de Arrefecimento de Produto na Câmara de Congelados	20
Tabela 10 - Dados para Cálculo de Arrefecimento de Produto na Câmara de Recepção de Produto.....	20
Tabela 11 - Características das Portas	21
Tabela 12 - Dados para Introdução no Software do IRC	23
Tabela 13a - Cargas Térmicas Derivadas da Abertura de Portas	23
Tabela 13b - Cargas Térmicas Derivadas da Abertura de Portas	24
Tabela 14 - Cargas Térmicas Totais Calculadas para os Espaços em 24 horas	25
Tabela 15 - Cargas Térmicas Dissipadas pelos Motores dos Ventiladores.....	27
Tabela 16 - Cargas Térmicas Dissipadas pela Descongelação.....	28
Tabela 17 – Modelos dos Evaporadores e Frigodifusores.....	29
Tabela 18a - Cargas Térmicas Finais em 24 horas	29
Tabela 18b - Cargas Térmicas Finais em 24 horas.....	30
Tabela 19 - Cargas Térmicas Finais para Dimensionamento da Instalação Frigorífica .	31
Tabela 20 – Pressões de Projecto da Instalação Frigorífica	37
Tabela 21a – Características Principais dos Compressores.....	38
Tabela 21b – Características Principais dos Compressores.....	39
Tabela 22 - Capacidade de Condensação Necessária.....	39
Tabela 23 - Características Principais dos Condensadores	40
Tabela 24a - Características dos Evaporadores e Frigodifusores da Câmaras e Espços Climatizados	40
Tabela 24b - Características dos Evaporadores e Frigodifusores da Câmaras e Espços Climatizados	41
Tabela 25 - Características dos Evaporadores e Frigodifusores do Túnel de Congelação	41
Tabela 26 - Características de funcionamento dos permutadores de placas.....	42
Tabela 27 - Diâmetro Nominal das tubagens de ligação aos Evaporadores.....	43
Tabela 28a- Diâmetro Nominal da tubagem de distribuição de Amoníaco	43
Tabela 28b- Diâmetro Nominal da tubagem de distribuição de Amoníaco	44

Tabela 29- Propriedades da Água Glicolada	44
Tabela 30a - Diâmetro das tubagens de ligação aos Frigodifusores.....	44
Tabela 30b - Diâmetro das tubagens de ligação aos Frigodifusores	45
Tabela 31 - Diâmetro da tubagem de distribuição de água glicolada.....	45
Tabela 32 - Diâmetro Nominal da tubagem de aspiração e descarga dos compressores	46
Tabela 33 - Diâmetro Nominal da tubagem de aspiração da porta economizer.....	46
Tabela 34 - Diâmetro Nominal da tubagem de saída dos condensadores	46
Tabela 35a - Diâmetro Nominal das tubagens dos arrefecedores de óleo e do termossifão	46
Tabela 35b - Diâmetro Nominal das tubagens dos arrefecedores de óleo e do termossifão	47
Tabela 36 - Diâmetro Nominal das tubagens de alimentação de líquido aos depósitos.	47
Tabela 37 - Diâmetro Nominal das tubagens de alimentação às bombas	48
Tabela 38 - Diâmetro Nominal das tubagens de alimentação e retorno dos arrefecedores de óleo	48
Tabela 39 - Bombas de Distribuição de Água Glicolada	49
Tabela 40a - Bombas de Distribuição de Amoníaco	49
Tabela 40b - Bombas de Distribuição de Amoníaco.....	50
Tabela 41- Distâncias de separação necessárias no separador de -12°C	53
Tabela 42 - Níveis Mínimo, Máximo e de Trabalho para o Separador de -12°C.....	53
Tabela 43 - Distâncias de separação necessárias no separador de -42°C	56
Tabela 44 - Níveis Mínimo, Máximo e de Trabalho para o Separador de -42°C.....	56
Tabela 45 - Espessuras mínimas em mm para Revestimento de Tubagens e Equipamentos	58
Tabela 46 - Válvulas e Controlos para os Compressores de Parafuso	60
Tabela 47 - Válvulas e Controlos para os Compressores Alternativos	60
Tabela 48 - Válvulas e Controlos para os Condensadores	61
Tabela 49 - Válvulas e Controlos para os Frigodifusores	63
Tabela 50 - Válvulas e Controlos para os Evaporadores.....	65
Tabela 51 - Válvulas e Controlos dos Permutadores de Placas.....	66
Tabela 52 - Válvulas e Controlos para as bombas de Água Glicolada.....	67
Tabela 53a - Válvulas e Controlos para as bombas de Amoníaco	68
Tabela 53b - Válvulas e Controlos para as bombas de Amoníaco	69
Tabela 54 - Válvulas e Controlos do Depósito Termossifão e Depósito de Líquido	70
Tabela 55a - Válvulas e Controlos do Separador de Líquido de -12°C.....	71
Tabela 55b - Válvulas e Controlos do Separador de Líquido de -12°C.....	72
Tabela 56 - Válvulas e Controlos do Depósito Intermédio	73
Tabela 57 - Válvulas e Controlos do Separador de Líquido de -42°C	74
Tabela 58 - Válvulas e Controlos para o Sistema de Acumulação de Óleo	75
Tabela 59 - Carga de Amoníaco na Instalação Frigorífica.....	78

Tabela 60 - Variação da Potência Frigorífica e Potência Absorvida dos Compressores, com Variação da Temperatura de Condensação e o Túnel de Congelação em Funcionamento	83
Tabela 61 - Variação da Potência Frigorífica e Potência Absorvida dos Compressores, com Variação da Temperatura de Condensação e o Túnel de Congelação Desactivado	84
Tabela 62 - Poupança Energética Anual com variação da Pressão de Condensação	84
Tabela 63 - Dados do Funcionamento dos Evaporadores	100
Tabela 64 - Perda de Carga no Circuito da Câmara de Recepção de Produto	122
Tabela 65 - Perda de Carga no Circuito dos Climatizados.....	126
Tabela 66 - Características do Amoníaco Líquido para Cálculo da Perda de Carga ...	133
Tabela 67 - Perdas de Carga derivadas da altura.....	133
Tabela 68a - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 1.....	134
Tabela 68b - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 1	135
Tabela 69a - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 2.....	136
Tabela 69b - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 2	136
Tabela 69c - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 2.....	137
Tabela 70a - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 3.....	138
Tabela 70b - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 3	139
Tabela 71- Aumento de Pressão para garantir a Temperatura de Evaporação nos Evaporadores	139
Tabela 72 - Perdas de Carga Totais na Rede de Distribuição de Amoníaco.....	140
Tabela 73 - Válvulas de Expansão Motorizadas	158
Tabela 74 – kv das Válvulas de Expansão através de Regulação Manual	160
Tabela 75 - Válvulas de Expansão através de Regulação Manual	163
Tabela 76 - Válvulas Servo-Operadas na Tubagem de Retorno dos Evaporadores da Câmara de Congelados	164
Tabela 77 - Válvulas Servo-Operadas na Tubagem de Retorno dos Evaporadores do Túnel de Congelação	165
Tabela 78 - Válvulas Servo-Operadas na Tubagem de By-Pass das Bombas.....	166
Tabela 79 - Válvulas Servo-Operadas na Tubagem de Gás Quente para Descongelação dos Evaporadores.....	167
Tabela 80 - Válvula Servo-Operada na Tubagem de Retorno da Câmara de Congelados	168
Tabela 81 – Válvulas de Retenção na Tubagem de Gás Quente dos Evaporadores	169
Tabela 82 – Válvulas de Retenção na Tubagem de Líquido dos Evaporadores.....	170
Tabela 83 - Condições de Operação dos Compressores com Temperatura de Condensação a +35°C e o Túnel de Congelação em Funcionamento	172
Tabela 84 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +35°C e o Túnel Desactivado	173
Tabela 85 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +30°C e o Túnel de Congelação em Funcionamento	174

Tabela 86 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +30°C e o Túnel Desactivado	175
Tabela 87 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +25°C e o Túnel de Congelação em Funcionamento	176
Tabela 88 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +25°C e o Túnel Desactivado	177
Tabela 89 - Condições de Operação dos Compressores com Temperatura de Condensação a +35°C, Variação de Velocidade e o Túnel de Congelação em Funcionamento	180
Tabela 90 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +35°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado.....	181
Tabela 91 - Condições de Operação dos Compressores com Temperatura de Condensação a +30°C, Variação de Velocidade e o Túnel de Congelação em Funcionamento	182
Tabela 92 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +30°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado.....	183
Tabela 93 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +25°C, Variação de Velocidade e o Túnel de Congelação em Funcionamento	184
Tabela 94 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +25°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado.....	185

Nomenclatura

Símbolo	Unidades SI	Designação
g	$[m/s^2]$	Aceleração da gravidade
A	$[m^2]$	Área
C_1	$[J/kg^{\circ}C]$	Calor específico antes da congelação
C_2	$[J/kg^{\circ}C]$	Calor específico após a congelação
\dot{m}	$[kg/s]$	Caudal mássico
\dot{V}	$[m^3/s]$	Caudal volúmico
COP	$[-]$	Coefficiente de performance
α	$[W/m^2^{\circ}C]$	Coefficiente de transferência de calor por convecção
U	$[W/m^2^{\circ}C]$	Coefficiente global de transferência de calor
k	$[W/m^{\circ}C]$	Condutibilidade térmica
ρ	$[kg/m^3]$	Densidade
Δh	$[J/kg]$	Diferença de entalpia específica
ΔT	$[^{\circ}C]$	Diferença de temperatura
E	$[kWh]$	Energia
h	$[J/kg]$	Entalpia Específica
e	$[mm]$	Espessura
f	$[-]$	Factor de fricção de Colebrook
q	$[W/m^2]$	Fluxo térmico
m	$[kg]$	Massa
Re	$[\frac{m/s \times m \times kg/m^3}{Pa \cdot s}]$	Número de Reynolds
P	$[Pa]$	Pressão
W	$[W]$	Potência
η	$[-]$	Rendimento
R	$[^{\circ}C/W]$	Resistência térmica
T	$[^{\circ}C]$	Temperatura na superfície
t	$[s]$	Tempo
v	$[m/s]$	Velocidade
η	$[Pa \cdot s]$	Viscosidade dinâmica
V	$[m^3]$	Volume

Abreviaturas

Abreviatura	Designação
BTF	Balanço Térmico Frigorífico
COP	Coefficient of Performance
FIC	Fontes Internas de Calor
HR	Humidade Relativa
IRC	Industrial Refrigeration Consortium
IIAR	International Institute of ammonia Refrigeration
PVC	Policloreto de Vinila
PIR	Poliisocianurato
PS	Pressão de projecto
Vi	Variable Index

1. INTRODUÇÃO

A pressão existente na indústria alimentar para ser capaz de suportar as exigências do aumento da população a nível mundial tem levado ao investimento de instalações que permitam a congelação de alimentos, aumentando o seu tempo de vida útil e permitindo a exportação dos mesmos.

No entanto, sendo que a instalação frigorífica não produz um bem tangível mas representa sim uma necessidade para um determinado processo, era comum ser analisada como um “mal necessário” pelo consumidor final prejudicando a importância dada à mesma. Actualmente, com o aumento do custo da electricidade, verifica-se que o consumidor final foca a sua atenção nas instalações frigoríficas, sendo que são geralmente o maior consumidor energético. Esta preocupação tem levado à procura continua por uma melhor eficiência energética nas instalações frigoríficas, pressionando os fabricantes para o desenvolvimento de melhores equipamentos e os instaladores finais para se tornarem mais competitivos. Ainda, a instalação frigorífica deve ser sempre projectada tendo em conta as prioridades do consumidor final, que dependem principalmente do local da instalação, o que significa que a mesma instalação pode não ser a indicada para um local diferente.

Na Venezuela a produção de frango tem sido analisada como a hipótese mais viável face à escassez de alimentos que se tem verificado nos últimos anos, afectando a população em geral [1] [2]. Para combater este problema, o governo Venezuelano tem vindo a promover diversos programas de apoio à indústria avícola, que por sua vez estimula o investimento privado para este tipo de instalações. No entanto, como o custo da electricidade é relativamente baixo comparado com os restantes países, a eficiência energética não é uma prioridade dos consumidores finais. Por este motivo é necessária uma abordagem prática e economicamente viável quando dimensionadas este tipo de instalações para este mercado, por forma a apresentar uma proposta competitiva.

Este trabalho consiste na projecção de uma instalação frigorífica em fase comercial, realizado na empresa H.Seabra, para a Venezuela. Para isso, o autor dispôs-se ao seguinte:

- Elaboração de estudos técnicos e propostas comerciais, durante e após o estágio;
- Recolha das fontes bibliográficas técnicas, tais como artigos e livros, que servirão de suporte ao trabalho realizado;
- Realização do curso "Design of Ammonia Refrigeration Systems for Peak Performance and Efficiency", ministrado na Universidade de Winsconsin, com vista ao desenvolvimento de conhecimentos técnicos e à recolha de informação;

Os objectivos para este trabalho propostos pelo autor são:

- Determinação dos balanços térmicos frigoríficos da instalação;
- Análise comparativa entre balanço térmico frigorífico horário e balanço térmico frigorífico em 24 horas;
- Caracterização da instalação frigorífica, através da selecção dos seus componentes;
- Análise energética da instalação frigorífica e de medidas que melhoram a eficiência da mesma em operação.

1.1 Estrutura do Trabalho

Esta dissertação é dividida em cinco capítulos, sendo o âmbito de cada o seguinte:

Capítulo 1 – Introdução, apresenta a introdução do trabalho com o enquadramento do mesmo, a estrutura do trabalho e a tipologia da unidade industrial.

Capítulo 2 – Balanço Térmico Frigorífico, tem como objectivo o cálculo das cargas térmicas presentes na instalação frigorífica através das diferentes fontes de calor, e da análise das mesmas cargas térmicas numa abordagem em 24 horas e hora-hora. As cargas térmicas calculadas são a base do trabalho, sendo que determinam a capacidade frigorífica da instalação e, conseqüentemente, a selecção dos equipamentos. A comparação entre a abordagem 24 horas e hora-hora permite verificar a adequação da capacidade frigorífica dos equipamentos instalados, com a carga térmica presente no local em cada hora, por forma a ser realizado um plano de descongelações que permita manter uma temperatura estável no interior dos espaços.

Capítulo 3 – Instalação Frigorífica, compreende o desenvolvimento da concepção da instalação frigorífica, através da selecção e cálculo dos equipamentos de acordo com o diagrama considerado e as normas indicadas.

Capítulo 4 – Consumo Eléctrico e Eficiência Energética, tem a finalidade de analisar a solução compreendida para a instalação através da análise do coeficiente de performance e da alteração do consumo energético, com a aplicação da regulação da pressão de condensação e instalação de variadores de velocidade nos compressores. É ainda efectuado um cálculo para recuperação de calor através de um permutador de calor que irá aquecer água sanitária.

Capítulo 5 – Conclusões Gerais e Trabalhos Futuros, sintetiza as conclusões, dificuldades encontradas e perspectivas de trabalho futuro a realizar.

Por opção do autor algumas terminologias são em Inglês.

1.2 Tipologia da Unidade Industrial

Actualmente o consumidor final possui um matadouro de frangos e subcontrata a terceiros a congelação para posterior venda. Esta unidade industrial será criada com o objectivo de eliminar o custo adicional da subcontratação e garantir autonomia no processo.

O matadouro apresenta uma cadência de abate de 144 toneladas de frango por dia, que será destinada a esta instalação. No matadouro actual, os frangos são colocados numa câmara frigorífica após o abate, até serem transportados para posteriormente serem processados e vendidos como frango congelado ou fresco.

A nova unidade de congelação de frangos é composta pelos seguintes espaços: cais de recepção, câmara de recepção de produto, sala de corte e preparo, túnel de congelação, sala de embalagem, câmara de congelados e cais de expedição.

Inicialmente o frango é recebido no cais de recepção e posteriormente será encaminhado para a câmara de recepção de produto. Esta câmara está à temperatura necessária para armazenar frango fresco, 0°C, por forma a permitir a acumulação durante o tempo necessário para o colocar na linha de processamento, ou para armazenar algum produto em excesso que tenha sido recebido no cais de recepção. De seguida o frango é processado na sala de corte e preparo, onde será depenado e cortado antes de ser congelado no túnel de congelação. Após congelado, o frango é embalado na sala de embalagem e encaminhado para a câmara de congelados, com uma capacidade de armazenagem de 820 paletes que equivale a aproximadamente 900 toneladas de frango. Aqui, poderá ser armazenado por um período de tempo, ou encaminhado directamente para o cais de expedição, onde será expedido. Todos os espaços, com excepção das câmaras e do túnel de congelação, são climatizados à temperatura de 10°C.

No Anexo 13 é possível visualizar a planta desta unidade industrial.

2. BALANÇO TÉRMICO FRIGORÍFICO

O BTF (balanço térmico frigorífico) de uma unidade industrial caracteriza a energia que a instalação frigorífica a projectar deverá retirar de um local para outro, em determinado tempo. Por sua vez, para que o cálculo tenha a máxima exactidão possível, é necessário conhecer certas características dos consumidores de frio e o tipo de funcionamento da unidade industrial, o que obriga a uma interacção próxima com o responsável pela exploração da mesma.

Informação como o número de aberturas das portas por dia, a quantidade de produto que entra e sai, horários de funcionamento, temperatura de entrada/saída do produto, fontes internas de calor, quantidade de produto armazenado, etc., só pode ser obtida através de pessoas que irão estar envolvidas na exploração da instalação. No entanto, na prática, esta é uma informação que não se consegue obter atempadamente, pelo que é necessário contar com pessoas com a experiência necessária para abordar esta dificuldade.

Apesar de o BTF ser a base da concepção da instalação frigorífica, a informação fornecida costuma ser aquém do necessário para proceder a um dimensionamento preciso. Este problema é agravado quando se tratam de investimentos em países onde a preocupação pela eficiência energética não é uma prioridade, e onde não existe a experiência necessária para correctamente gerir uma unidade industrial. Cabe assim ao projectista a responsabilidade de colmatar todas variáveis através de valores considerados como “boa prática”, comprovados através da experiência.

As cargas térmicas que caracterizam os consumidores de frio, e que são determinadas neste capítulo, geralmente são obtidas através de:

- Transmissão de calor através da envolvente;
- FIC (fontes internas de calor) como: presença de pessoas, movimentação de empilhadores, iluminação e equipamento de processo;
- Arrefecimento de produto;
- Renovação de ar através da abertura de portas;
- Motores dos ventiladores dos evaporadores/frigodifusores;
- Descongelamento dos evaporadores/frigodifusores.

Aquando do cálculo da energia libertada através de cada um dos pontos acima, esta deve ser transformada sob a forma de potência, para dimensionamento da instalação frigorífica. À excepção da carga térmica através da envolvente, que é admitida constante ao longo do dia, todas as restantes cargas térmicas verificam-se apenas em determinado número de horas por dia, geralmente coincidentes com o horário laboral como no caso das FIC. Quando consideradas cumulativamente através de uma análise hora-hora, isto é, somando as cargas térmicas presentes em determinada

hora durante o período em que estão presentes, obtém-se um gráfico semelhante ao seguinte:

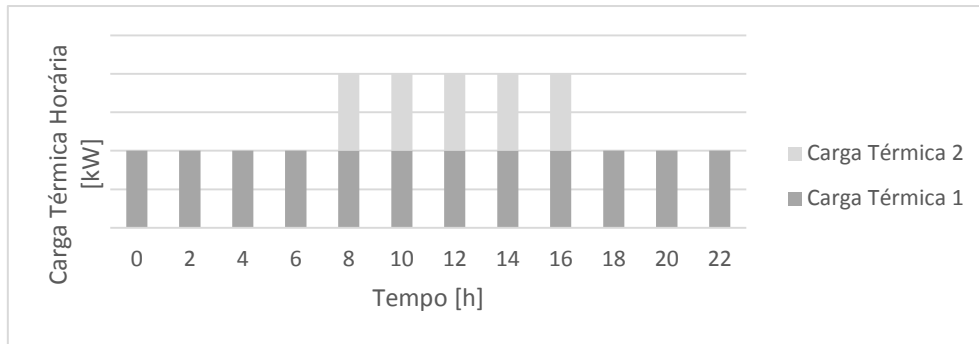


Figura 1 - Exemplo do Perfil das Cargas Térmicas na Análise Horária

Ao dimensionar a instalação frigorífica para remover a máxima carga térmica observada no gráfico acima, resultante da acumulação das diferentes cargas térmicas, é garantido que a instalação frigorífica tem a potência frigorífica necessária em qualquer altura do dia, com a desvantagem de estar sobredimensionada fora deste intervalo. Esta solução não é considerada exequível visto que obriga a um investimento inicial bastante dispendioso para obter uma instalação frigorífica sobredimensionada em grande parte do tempo.

A metodologia utilizada consiste em uniformizar a energia de todas as cargas térmicas ao longo de um dia, ou seja 24 horas, independentemente do tempo que cada uma está presente na instalação. A carga térmica obtida através da envolvente é considerada constante ao longo de todo o dia, representada nos gráficos como “Carga Térmica 1”, sendo portanto igual em ambos os casos, 24 horas ou hora-hora. Com esta análise é obtida uma carga térmica global constante, que representa um valor médio ao longo de todo o dia. Após a uniformização das cargas térmicas obtém-se o seguinte:

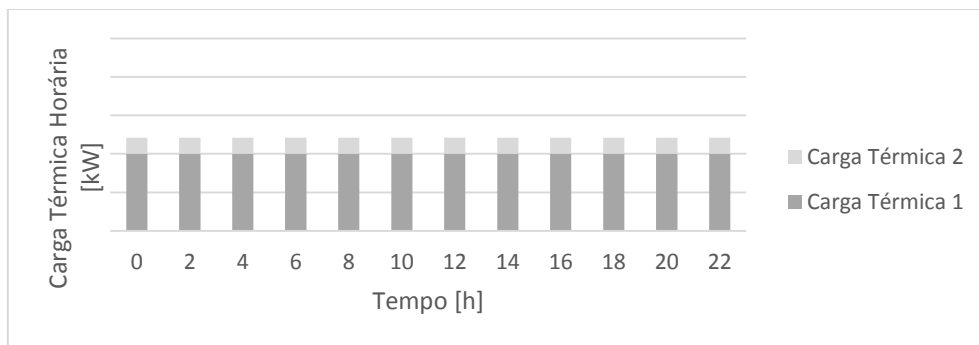


Figura 2 - Exemplo do Perfil das Cargas Térmicas na Análise em 24 horas

O cálculo da carga térmica em 24 horas permite dimensionar uma instalação frigorífica com potência frigorífica inferior, consequentemente mais competitiva, e que permite retirar a carga térmica presente ao longo do dia. A desvantagem é que, dependendo das cargas térmicas presentes em determinada hora, a instalação frigorífica

pode estar sub ou sobre dimensionada, com a consequência da subida ou descida da temperatura que se quer manter. Esta oscilação pode ou não ser aceitável dependendo dos requisitos do consumidor final, que geralmente dependem do produto armazenado.

Na prática, após o cálculo da carga térmica em 24 horas a instalação frigorífica é dimensionada para retirar a energia em menor tempo, permitindo alguma folga no funcionamento dos equipamentos para compensar eventualidades impossíveis de prever. A inércia da instalação e a margem de segurança utilizada no cálculo, como forma de contornar a falta de informação ou possível alteração dos pressupostos, geralmente garante uma instalação com a potência frigorífica necessária. No entanto, alguns consumidores de frio específicos como os túneis de arrefecimento e/ou de congelação requerem uma determinada potência frigorífica disponível a qualquer momento, geralmente indicada pelo fabricante, pelo que esta análise não é viável nestes casos.

2.1 Transmissão de Calor através da Envolvente

2.1.1 Metodologia de Cálculo das Espessuras e Cargas Térmicas através de Paredes e Tectos

A transmissão de calor do exterior para o interior depende da espessura do painel isotérmico utilizado e do diferencial de temperatura. Para determinar estas espessuras é necessário definir coeficientes de fluxo térmico de acordo com o tipo de espaço, que admitem uma perda térmica aceitável através da envolvente.

Devido à constante variação dos preços praticados no mercado da electricidade, bem como à constante alteração do custo dos materiais, seria correto considerar que os coeficientes de fluxo térmico deveriam ser corrigidos ao longo do tempo. Ainda, tendo em consideração a diferente realidade do mercado energético dependendo do contexto geográfico onde o projecto é inserido, é aceitável admitir que para países onde o custo de exploração seja inferior, sejam considerados maiores coeficientes de fluxo térmico para o cálculo do painel isotérmico a utilizar, e vice-versa.

Apesar da dinâmica acima apresentada existem valores considerados como “aceitáveis” pela indústria que permitem seleccionar as espessuras adequadas de acordo com o coeficiente de condutibilidade térmica do painel isotérmico, para o tempo útil expectável de funcionamento das instalações. Estes valores admitem um aceitável retorno do investimento, através de uma reduzida perda térmica. Os valores em questão utilizados neste projecto são:

- 6 W/m^2 , para espaços de conservação de produtos congelados;
- 8 W/m^2 , para espaços de temperaturas positivas ou de temperatura negativa com funcionamento cíclico (túneis de refrigeração/congelação);

Além do valor considerado para o fluxo térmico também é necessário seleccionar um painel isotérmico com um coeficiente de condutibilidade térmica baixo, que permita reduzir as perdas térmicas derivadas do diferencial de temperatura (interior e exterior). Quanto menor a condutibilidade do material isotérmico, menor a espessura necessária para garantir o mesmo fluxo térmico, de acordo com a equação (1.1):

$$e_{\text{painel}} = \frac{k_{\text{painel}} \times (T_{se} - T_i)}{q} \text{ [mm]} \quad (1.1)$$

Apesar dos valores considerados como boa prática, qualquer utilização de espessuras acima das calculadas permitem uma poupança energética através da redução da perda térmica. No entanto, a aplicação de painel isotérmico com espessura acima da considerada não garante o retorno do investimento, pois obriga a uma utilização das instalações mais prolongada para compensar o custo adicional. Outros aspectos a considerar na selecção das espessuras, que podem sobrepor-se ao cálculo das mesmas, são: construtivos, estabilidade, uniformidade, compatibilidade, requisitos do cliente, etc.

A metodologia utilizada para este projecto implica que cada espaço tem uma espessura de painel isotérmico uniforme em todas as paredes e tectos, independentemente do diferencial térmico em cada face. Tal opção prende-se por razões de uniformidade de encomendas, maior facilidade na logística e menor probabilidade de erros de montagem. Para paredes comuns será considerada a maior espessura de painel isotérmico necessária.

Sendo que cada espaço tem apenas uma espessura, o cálculo da mesma é obtido do diferencial térmico médio segundo a equação (1.2):

$$e_{\text{média}} = \frac{k_{\text{painel}} \times \Delta T_{\text{médio}}}{q} \text{ [mm]} \quad (1.2)$$

Onde,

$$\Delta t_{\text{médio}} = \frac{\sum(A_{\text{superfície}} \times (T_{se} - T_{si}))}{\sum A_{\text{superfície}}} \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (1.3)$$

Como referido acima, através da metodologia das cargas térmicas em 24 horas a temperatura interior dos espaços irá flutuar consoante as cargas térmicas presentes em determinada hora. Assim, considera-se que as temperaturas dos espaços adjacentes encontram-se 2°C acima do valor pretendido, bem como uma temperatura interior de -25°C no túnel de congelação. As temperaturas exteriores e interiores para aplicar na fórmula (1.3) são:

Tabela 1 - Temperaturas Exteriores Consideradas para os Espaços

	Temperatura interior [°C]	Temperatura exterior [°C]				
		Norte	Este	Sul	Oeste	Teto
Câmara de Congelados	-20	27	12	27	12	38
Cais de Recepção	10	2	27	27	12	38
Câmara de Recepção de Produto	0	27	27	12	12	38
Sala de Corte e Preparo	10	27	2	27	12	38
Sala de Embalamento	10	27	12	-25	-18	38
Cais de Expedição	10	27	-18	27	27	38

Neste projecto é utilizado painel isotérmico com núcleo PIR (Polisocianurato) da marca *Huurre* com coeficiente de condutibilidade térmica igual a 0,0217 W/m°C para as paredes e tetos. Não é utilizado painel com espessura inferior a 80mm.

Com as áreas de cada parede e tecto, e as temperaturas exteriores acima indicadas, seleccionaram-se as seguintes espessuras através da aplicação das fórmulas (1.3) e (1.2):

Tabela 2 - Espessura de Painel Isotérmico para os Espaços

	k_{painel} [W/m°C]	$\Delta T_{\text{médio}}$ [°C]	$e_{\text{média}}$ [mm]	Espessura Painel Isotérmico Comercial [mm]
Câmara de Congelados	0,0217	45,58	165	180
Cais de Recepção	0,0217	14,25	39	80
Câmara de Recepção de Produto	0,0217	27,17	74	100
Sala de corte e Preparo	0,0217	21,80	59	80
Sala de Embalamento	0,0217	13,71	37	80
Cais de Expedição	0,0217	11,65	32	80

Após a selecção das espessuras de painel a utilizar, é possível proceder ao cálculo da carga térmica através das paredes e tectos. Conforme a figura abaixo, a transferência de calor através dos painéis isotérmicos dá-se por condução e convecção interior e exterior, sendo que a componente da radiação é eliminada através da aplicação de alvenaria no exterior do edifício.

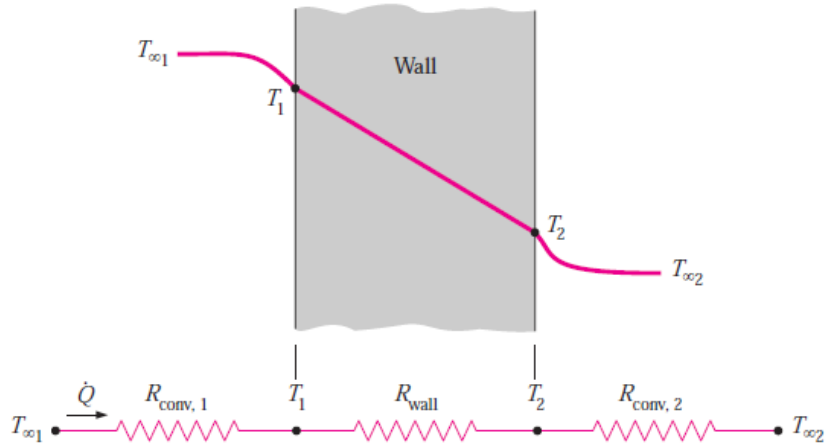


Figura 3 - Transferência de Calor através dos Painéis Isotérmicos por Convecção e Condução [3] Image

Em condições estáveis, de acordo com a figura e usando uma analogia com o fluxo de corrente eléctrica, através de resistências, verifica-se a equação (1.4):

$$\begin{aligned}
 Q_{envolvente} &= Q_{convecção} = Q_{condução} = Q_{convecção} \Leftrightarrow & (1.4) \\
 \Leftrightarrow (\alpha_i \times A \times (T_{si} - T_i)) &= \left(\frac{k_{painel} \times A \times (T_{se} - T_{si})}{e_{painel}} \right) \\
 &= (\alpha_e \times A \times (T_e - T_{se})) [W]
 \end{aligned}$$

Que poderá ser reorganizado em:

$$\begin{aligned}
 Q_{envolvente} &= \frac{T_{si} - T_{si_i}}{\frac{1}{\alpha_i \times A}} = \frac{T_{se} - T_{si}}{\frac{e_{painel}}{k_{painel} \times A}} = \frac{T_e - T_{se}}{\frac{1}{\alpha_e \times A}} = \frac{T_{si} - T_i}{R_{conv,1}} & (1.5) \\
 &= \frac{T_{se} - T_{si}}{R_{parede}} = \frac{T_e - T_{se}}{R_{conv,2}} [W]
 \end{aligned}$$

Simplificando, obtém-se:

$$Q_{envolvente} = \frac{T_{se} - T_{si}}{R_{total}} [W] \quad (1.6)$$

A resistência térmica total pode ser definida pela equação (1.7):

$$\begin{aligned}
 R_{total} &= R_{conv,1} + R_{painel} + R_{conv,2} = & (1.7) \\
 &= \frac{1}{\alpha_i \times A} + \frac{e_{painel}}{k_{painel} \times A} + \frac{1}{\alpha_e \times A} \left[\frac{1}{W/m^2 \cdot C} \right]
 \end{aligned}$$

Por sua vez, segundo a lei de Newton é utilizado o coeficiente global de transmissão de calor para calcular a carga térmica, que corresponde ao inverso da resistência térmica total como demonstra a equação (1.8):

$$U = 1/R_{total} = 1/\left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{e_{painel}}{k_{painel}} + \frac{1}{\alpha_e}\right) [W/m^2\text{°C}] \quad (1.8)$$

Sendo que a velocidade do ar no exterior e interior não é uniforme ao longo de toda a superfície do painel isotérmico, é bastante complexo determinar com exactidão o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção interior e exterior. A velocidade do ar no interior dos espaços depende da localização de certos obstáculos como equipamento de processo, movimentação de empilhadores e pessoas, colocação de paletes, etc., que alteram o fluxo de ar no interior. Desta forma não é justificado um cálculo demasiado extenso.

A utilização do coeficiente de condutibilidade do material, como o valor do coeficiente global de transferência de calor, e a temperatura interior e exterior dos espaços como o diferencial térmico, têm sido adoptados pela indústria para cálculo da carga térmica através da envolvente. A seguinte imagem exemplifica a aproximação utilizada, considerando transferência de calor apenas por condução:

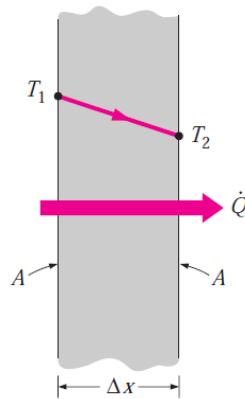


Figura 4 - Transferência de Calor através dos Painéis Isotérmicos por Condução [4] Imagem

Esta aproximação introduz um erro pouco significativo mas permite um cálculo rápido e expedito da carga térmica associada através da equação (1.9):

$$Q_{condução} = \frac{k_{painel} \times A_{painel} \times (T_e - T_i)}{e_{painel}} [W] \quad (1.9)$$

2.1.2 Metodologia de Cálculo das Cargas Térmicas através dos Pavimentos

Para o cálculo da carga térmica através dos pavimentos é considerada transferência de calor por condução com uma temperatura estimada para o solo. O erro praticado ao ignorar a transferência por convecção é desprezável, sendo que a temperatura do solo praticamente não oscila com as variações de temperatura diárias mas sim apenas com as variações sazonais e de acordo com a temperatura dos espaços anexos [5]. Ainda, devido à grande inércia do solo à variação de temperatura, a carga térmica resultante do pavimento mantém-se aproximadamente constante [5] pelo que é aceitável a utilização de uma temperatura no solo média ao longo do tempo. A temperatura considerada para este projecto é 18°C.

É considerado isolamento do pavimento apenas nos espaços de temperatura negativa, onde existe o perigo de congelação da água presente no solo, neste caso a câmara de congelados e o túnel de congelação. A carga térmica do túnel de congelação é calculada pelo fabricante, pelo que é apenas calculada a da câmara de congelados. A temperatura interior da câmara de congelados é admitida como a mesma na superfície das placas isotérmicas, para cálculo da carga térmica resultante por condução.

O isolamento de pavimento considerado consiste em 2 (duas) placas de poliestireno com 80mm de espessura cada, da marca *Fibran* com coeficiente de condutibilidade térmica igual a 0,036 W/m°C, colocadas umas por cima de outras com juntas desencontradas. Existe ainda ventilação natural do solo através da colocação de tubos PVC, barreira ao vapor e filme de polietileno hidrófugo. A figura abaixo exemplifica a solução utilizada.

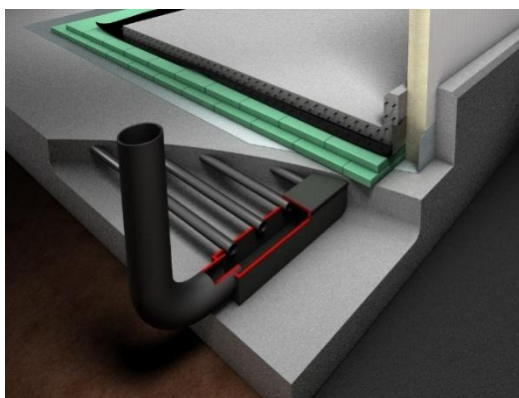


Figura 5 - Pormenor para Isolamento e Acabamento sobre o Vazio Sanitário [6] Imagem

Assim, considerando apenas o cálculo por condução, a carga térmica dos espaços com pavimento isolado é obtida através da equação (1.10):

$$Q_{\text{pavimento isolado}} = \frac{k_{\text{pavimento}} \times A_{\text{pavimento}} \times (T_i - T_{\text{solo}})}{e_{\text{isol.pavi}}} [W] \quad (1.10)$$

Nos espaços com pavimento não isolado, é calculado o coeficiente de transferência global de calor do solo a partir da fórmula (1.11) [7]:

$$U_{\text{pavimento não isolado}} = 0,05 + 1,65 \times \left(\frac{P_{\text{pavimento}}}{A_{\text{pavimento}}} \right) - 0,6 \times \left(\frac{P_{\text{pavimento}}}{A_{\text{pavimento}}} \right)^2 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{°C}] \quad (1.11)$$

A carga térmica é obtida através da fórmula (1.12):

$$Q_{\text{pavimento não isolado}} = U_{\text{pavimento não isolado}} \times A_{\text{pavimento}} \times (T_i - T_{\text{solo}}) \quad [\text{W}] \quad (1.12)$$

2.1.3 Cálculo das Cargas Térmicas através da Envolvente

Através do método de cálculo apresentado, obtiveram-se os seguintes resultados:

Tabela 3 - Cargas Térmicas nos Espaços através da Envolvente

	Paredes [kW]	Tetos [kW]	Solos [kW]	Carga Térmica em 24h [kW]
Câmara de Congelados	4,14	3,63	4,46	12,22
Cais de Receção	0,34	0,69	0,62	1,64
Câmara de Receção de Produto	1,13	1,56	2,14	4,83
Sala de Corte e Preparo	1,88	9,88	2,60	14,35
Sala de Embalamento	-0,21	7,34	2,13	9,26
Cais de Expedição	0,50	1,72	1,13	3,35
Total [kW]	7,78	24,81	13,07	45,66

Com exceção da câmara de congelados observa-se que a carga térmica obtida através das paredes apresenta sempre menor peso quando comparada com os tectos e solos. Sendo que a sala de embalamento está anexa à câmara de congelados e ao túnel de congelação, verifica-se que existe um ganho derivado do diferencial térmico dos espaços adjacentes.

De seguida são demonstrados de forma gráfica os resultados:

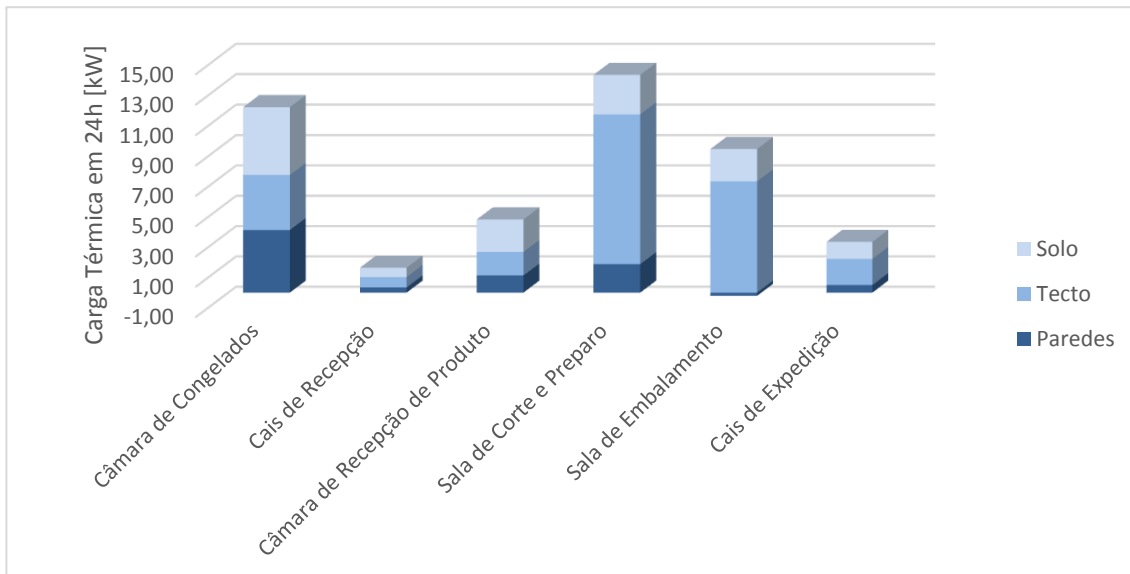


Figura 6 - Cargas Térmicas nos Espaços através da Envolvente

As cargas térmicas através da envolvente foram determinadas através das condições mais desfavoráveis, correspondentes à época de maior temperatura exterior média. Fora das condições admitidas, a carga térmica deverá ser inferior, sobredimensionando a instalação frigorífica.

2.1.4 Margem de Segurança na Carga Térmica da Envolvente

Após o cálculo da carga térmica através da envolvente é necessário atribuir uma margem de segurança que permita a correcção de eventuais erros de montagem, defeitos de fabrico, desgaste e degradação do material, etc., impossíveis de quantificar em fase de projecto. É utilizada uma margem de segurança de 10%, que aplicada apresenta o seguinte resultado final:

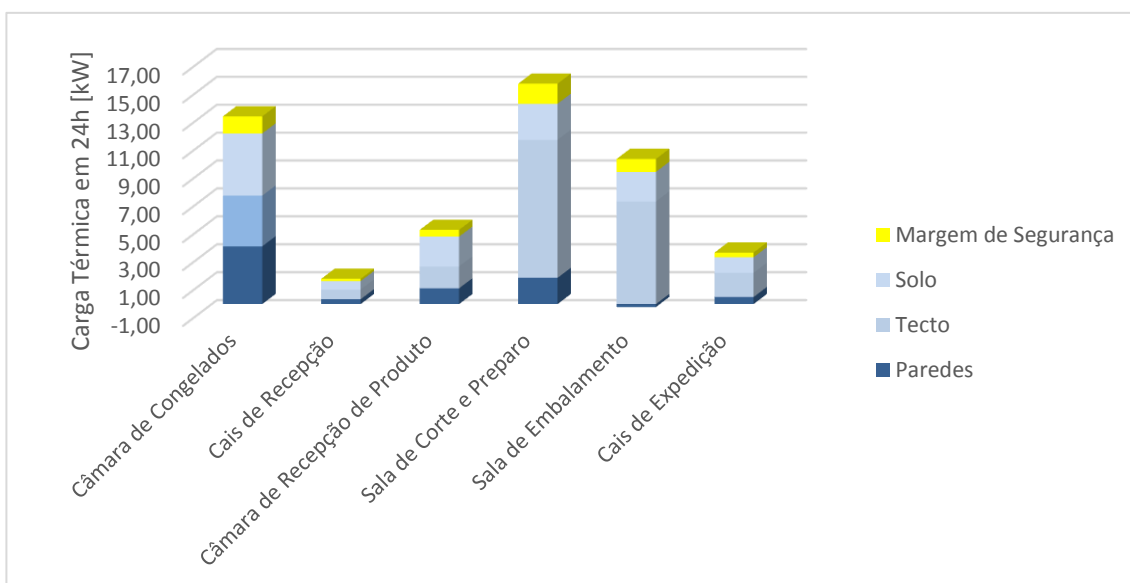


Figura 7 - Cargas Térmicas nos Espaços através da Envolvente com Margem de Segurança

2.2 FIC (Fontes Internas de Calor)

Neste capítulo são calculadas as FIC provenientes da movimentação de pessoas e empilhadores, iluminação e equipamento de processo. O horário de trabalho considerado é das 8 às 18 horas e o número de pessoas e empilhadores estimado para a instalação em causa.

Face à falta de alguma informação são utilizados critérios comprovados pela experiência, considerados como boa prática.

2.2.1 Pessoas

Para calcular a energia dissipada pelas pessoas é utilizada a equação (1.13), função da temperatura do local [8]:

$$E_{pessoas} = \frac{n_{pessoas} \times 272 - 6 \times T_i}{1000} \times t_{permanência} [kWh] \quad (1.13)$$

Para determinar o tempo de permanência das pessoas em cada espaço, é admitido o seguinte:

- Nos locais onde é necessário trabalho manual contínuo, como na sala de corte e preparo e na sala de embalagem, admite-se que as pessoas passam grande parte do tempo no interior dos mesmos durante o seu horário de trabalho.
- Nos restantes espaços são considerados valores inferiores já que a sua presença é determinada pela movimentação de cargas.

Após determinada a energia dissipada pelas pessoas, é calculada a carga térmica horária e a carga térmica em 24 horas, através das equações (1.14) e (1.15):

$$Q_{pessoas \text{ horária}} = \frac{E_{pessoas}}{(hora \text{ de entrada} - hora \text{ de saída})} [kW] \quad (1.14)$$

$$Q_{pessoas \text{ 24h}} = \frac{E_{pessoas}}{24} [kW] \quad (1.15)$$

Com os dados introduzidos obtiveram-se os seguintes resultados:

Tabela 4 - Cargas Térmicas Dissipadas pelas Pessoas

	Nº de Pessoas	Tempo de Permanência [h]	Carga Térmica Horária [kW]	Carga Térmica 24h [kW]
Câmara de Congelados	4	6	0,94	0,39
Cais de Recepção	2	8	0,34	0,14
Câmara de Recepção de Produto	6	9	1,47	0,61
Sala de Corte e Preparo	20	9	3,82	1,59
Sala de Embalamento	10	9	1,91	0,80
Cais de Expedição	4	8	0,68	0,28
Total [kW]			9,15	3,81

2.2.2 Empilhadores

A movimentação de cargas através de empilhadores adiciona uma carga térmica que depende do tipo de empilhador e do tempo de funcionamento do mesmo. Sendo que não existe informação sobre os empilhadores a utilizar pelo cliente são considerados equipamentos eléctricos com uma potência eléctrica igual a 6,75 kW de rendimento 80%, valor comum no mercado. A energia libertada pelos mesmos é calculada através da equação (1.16):

$$E_{empilhadores} = \frac{n_{empilhadores} \times 10000}{1000} \times t_{permanência} \text{ [kWh]} \quad (1.16)$$

O tempo de permanência dos empilhadores é estimado à semelhança do ponto anterior. Após determinada a energia, é determinada a carga térmica horária e a carga térmica em 24 horas:

$$Q_{empilhadores \text{ horária}} = \frac{E_{empilhadores}}{(hora \text{ de entrada} - hora \text{ de saída})} \text{ [kW]} \quad (1.17)$$

E,

$$Q_{empilhadores \text{ 24h}} = \frac{E_{empilhadores}}{24} \text{ [kW]} \quad (1.18)$$

Com os dados considerados obtiveram-se os seguintes resultados:

Tabela 5 - Cargas Térmicas Dissipadas pelos Empilhadores

	Nº de empilhadores	Tempo de Permanência [h]	Carga Térmica Horária [kW]	Carga Térmica 24h [kW]
Câmara de Congelados	2	6	10,13	4,22
Cais de Recepção	1	7	5,91	2,46
Câmara de Recepção de Produto	1	3	2,53	1,05
Sala de Corte e Preparo	2	2	3,38	1,41
Sala de Embalamento	2	9	15,19	6,33
Cais de Expedição	2	4	6,75	2,81
Total [kW]			43,88	18,28

2.2.3 Iluminação

A carga térmica obtida através da iluminação é obtida com base em rácios provenientes da experiência neste tipo de instalações. Para a câmara de congelados considera-se um rácio de $12 W/m^2$ e $15 W/m^2$ para os restantes espaços. Na determinação do tempo que a iluminação está ligada é comum a utilização de valores conservativos que tenham em consideração a má utilização das instalações, e portanto uso indevido e desnecessário. É calculada a energia através da equação (1.19):

$$E_{iluminação} = \frac{\text{rácio} \times A_{tecto}}{1000} \times t_{funcionamento} [kWh] \quad (1.19)$$

Após admitir o tempo de funcionamento e determinar a energia dissipada, obtém-se a carga térmica horária e a carga térmica em 24 horas através das equações (1.20) e (1.21):

$$Q_{iluminação \text{ horária}} = \frac{E_{iluminação}}{(\text{hora de entrada} - \text{hora de saída})} [kW] \quad (1.20)$$

E,

$$Q_{iluminação \text{ 24h}} = \frac{E_{iluminação}}{24} [kW] \quad (1.21)$$

Foram obtidos os seguintes resultados:

Tabela 6 - Cargas Térmicas Dissipadas pela Iluminação

	Rácio [W/m ²]	Tempo de Funcionamento [h]	Carga Térmica Horária [kW]	Carga Térmica 24h [kW]
Câmara de Congelados	12	6	3,74	1,56
Cais de Recepção	15	10	1,22	0,51
Câmara de Recepção de Produto	15	10	2,84	1,18
Sala de Corte e Preparo	15	10	19,50	8,13
Sala de Embalamento	15	10	14,50	6,04
Cais de Expedição	15	10	3,06	1,28
Total [kW]			44,86	18,69

2.2.4 Equipamento de Processo

A carga térmica dissipada pelo equipamento de processo deve ser indicada pelo cliente ou pelo fabricante. Face à falta de informação são utilizados valores estimativos com base em outros projectos. É admitido que o equipamento de processo não interrompe o funcionamento durante o horário de trabalho anteriormente indicado. A carga térmica em 24 horas é definida pela equação (1.22):

$$Q_{processo\ 24h} = \frac{Q_{processo}}{24} \times t_{funcionamento} [kW] \quad (1.22)$$

Foram obtidos os seguintes resultados:

Tabela 7 - Cargas Térmicas Dissipadas pelo Equipamento de Processo

	Potência estimada [kW]	Tempo de Funcionamento [h]	Carga Térmica Horária [kW]	Carga Térmica 24h [kW]
Câmara de Congelados	0	0	0	0,00
Cais de Recepção	0	0	0	0,00
Câmara de Recepção de Produto	5	10	5	2,08
Sala de Corte e Preparo	50	10	50	20,83
Sala de Embalamento	50	10	50	20,83
Cais de Expedição	0	0	0	0,00
Total [kW]			105	43,75

2.2.5 Resultados das Cargas Internas

Nos resultados apresentados de seguida estão representadas as cargas térmicas derivadas das FIC, calculadas para 24 horas. A carga térmica obtida através da dissipação de calor do equipamento de processo representa 52% da carga térmica interna total, o que demonstra a importância na utilização de valores fiáveis. Para as restantes cargas térmicas verifica-se que a iluminação apresenta um valor semelhante à da movimentação dos empilhadores. Já a carga térmica derivada das pessoas no interior não tem relevância no valor total, representando apenas 4,5%.

Tabela 8 - Cargas Térmicas Totais Dissipadas pelas F.I.C. em 24 horas

	Pessoas [kW]	Empilhadores [kW]	Iluminação [kW]	Equipamento de Processo [kW]	Total [kW]
Câmara de Congelados	0,39	4,22	1,56	0,00	6,17
Cais de Recepção	0,14	2,46	0,51	0,00	3,11
Câmara de Recepção de Produto	0,61	1,05	1,18	2,08	4,93
Sala de Corte e Preparo	1,59	1,41	8,13	20,83	31,96
Sala de Embalamento	0,80	6,33	6,04	20,83	34,00
Cais de Expedição	0,28	2,81	1,28	0,00	4,37
Total	3,81	18,28	18,69	43,75	84,53

2.3 Arrefecimento de Produto

São calculadas de seguida as cargas térmicas provenientes do arrefecimento de produto na câmara de congelados e na câmara de recepção do produto.

2.3.1 Câmara de Congelados

Para a câmara de congelados considera-se que a instalação frigorífica deve ser calculada para arrefecer o produto que sai do túnel de congelação: 144.000 kg/dia. A temperatura do produto à saída do túnel é -18°C e é considerado um aquecimento de 2°C do produto durante o processo de embalamento. Os dados utilizados para o cálculo são os seguintes:

Tabela 9 - Dados para Cálculo de Arrefecimento de Produto na Câmara de Congelados

Temperatura de entrada do produto [°C]	-16
Temperatura final do produto [°C]	-20
Tempo de arrefecimento [h]	24
Quantidade de produto em 24 horas [kg]	144.000
Calor específico do frango após a congelação [kJ/kg°C] [9]	3,32

A equação (1.23) é utilizada para determinar a carga térmica do arrefecimento do produto, onde se obteve o seguinte resultado:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{frango congelado 24h}} &= \frac{m_{\text{frango}} \times C_2 \times \Delta t}{t_{\text{arrefecimento}} \times 3600} = & (1.23) \\
 &= \frac{144000 \times 3,32 \times (-16 - (-20))}{24 \times 3600} = 22,13 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

2.3.2 Câmara de Recepção de Produto

A câmara de recepção de produto recebe produto a 2°C que deve arrefecer até 0°C, antes de seguir para a sala de corte e preparo. O arrefecimento considerado tem o objectivo de colmatar perdas térmicas durante o processo de recepção e de transporte. É utilizada a mesma cadência da câmara de congelados e os dados utilizados são os seguintes:

Tabela 10 - Dados para Cálculo de Arrefecimento de Produto na Câmara de Recepção de Produto

Temperatura de entrada do produto [°C]	+2
Temperatura final do produto [°C]	0
Tempo de arrefecimento [h]	24
Quantidade de produto em 24 horas [kg]	144.000
Calor específico do frango antes da congelação [kJ/kg°C] [9]	4,34

Cálculo da carga térmica:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{frango refrigerado 24h}} &= \frac{m_{\text{frango}} \times C_1 \times \Delta t}{t_{\text{arrefecimento}} \times 3600} = & (1.24) \\
 &= \frac{144000 \times 4,34 \times (2 - (0))}{24 \times 3600} = 14,47 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

2.4 Abertura de Portas

A abertura de portas introduz uma carga térmica no interior dos espaços que é contabilizada através da estimativa do funcionamento das mesmas, das condições interiores e exteriores e da pressão atmosférica local. Para este trabalho, é utilizada a

ferramenta disponibilizada pelo IRC (Industrial Refrigeration Consortium) [10] que indica a carga térmica horária obtida. As portas identificadas foram as seguintes:

Tabela 11 - Características das Portas

	Ref.	Quantidade	Tipo de porta	Dimensões [m]	
				Largura	Altura
Câmara de Congelados	1	2	Rápida	2,5	3,5
Cais de Recepção	2	2	Seccional	2,2	2,75
Câmara de Recepção de Produto	3	2	Rápida	2,5	3,5
Câmara de Recepção de Produto	4	1	Serviço	1	2
Sala de Corte e Preparo	5	1	Serviço	1	2
Sala de Corte e Preparo	6	1	Serviço de 2 folhas	2	2
Sala de Embalamento	7	1	Serviço	1	2
Cais de Expedição	8	4	Seccional	2,2	2,75
Cais de Expedição	9	1	Serviço	1	2

2.4.1 Equipamento para desumidificação do ar "ICESTOP"

Na câmara de congelados são utilizados equipamentos para desumidificação do ar na entrada das portas, através da utilização de tambores rotativos com sílica, por forma a reduzir a acumulação do gelo no interior. A solução preconizada consiste na utilização dos seguintes equipamentos:

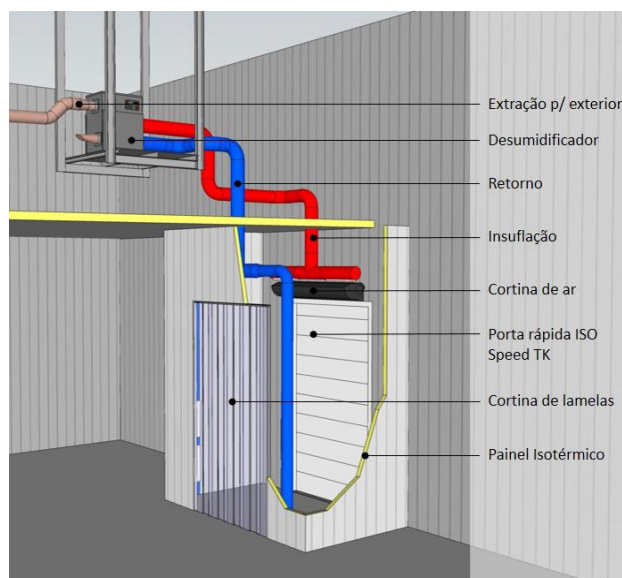


Figura 8 - Equipamento para Desumidificação do Ar ICESTOP [11] Imagem

A utilização deste equipamento permite a redução da humidade relativa do ar, mas adiciona uma ligeira carga térmica sensível ao mesmo. No entanto, através da introdução de ar com humidade relativa inferior, o número/tempo de descongelações

será inferior. As características do ar à entrada na câmara de congelados são as seguintes:

- Temperatura seca: 15°C
- Humidade relativa: 30%;

2.4.2 Cálculo da Carga Térmica

Na ferramenta de cálculo disponibilizada pelo IRC é necessário introduzir a pressão atmosférica local, o número de passagens por hora e o tempo de abertura das portas.

Sendo que o estado de Carabobo encontra-se a cerca de 500m de altitude e dado que o local de implementação do projecto ainda não está definido, é considerada a pressão atmosférica correspondente à altitude do centro deste estado igual a 95.461 kPa.

O número de passagens por hora depende do fluxo de trabalho na instalação através da movimentação de cargas e pessoas no interior. Na câmara de congelados e na câmara de recepção de produto o número total de passagens depende da capacidade de produção de paletes de frango diária:

$$\text{N}^{\circ} \text{ paletes} = \frac{\text{Capacidade de Produção diária}}{\text{peso por palete}} = \frac{144.000}{1.100} \quad (1.25)$$

$\approx 130 \text{ paletes}$

O número de passagens por hora, considerando folga para eventuais passagens adicionais de pessoas, é:

$$\text{N}^{\circ} \text{ de passagens por hora} = \frac{\text{N}^{\circ} \text{ de paletes}}{\text{tempo de operação}} \times 2 \text{ (ida e volta)} \quad (1.26)$$
$$= \frac{\frac{130}{10} \times 2}{1} = 26 \approx 30$$

Para o cais de recepção e de expedição o número de passagens por hora está dependente da quantidade de entradas e saídas de produto na instalação, que por sua vez dependem da capacidade do transporte utilizado e do fluxo de vendas. Assim, para os cais e restantes espaços são utilizados valores estimados, adequados a este tipo de instalação.

O tempo de abertura das portas está dependente do tipo de porta e das respectivas dimensões. Para portas deslizantes automáticas o valor típico para o tempo de abertura encontra-se entre 15 a 25 segundos e para portas verticais rápidas 5 a 10 segundos.

Os valores utilizados no programa são os seguintes:

Tabela 12 - Dados para Introdução no Software do IRC

	Ref	T_i [°C]	HR_i [%]	T_e [°C]	HR_e [%]	Nº de passagens por hora	Abertura [s]
Câmara de Congelados	1	-20	90	+15	30	30	10
Cais de Recepção	2	+10	75	+30	75	10	15
Câmara de Recepção de Produto	3	0	90	+10	75	30	10
Câmara de Recepção de Produto	4	0	90	+10	75	15	5
Sala de Corte e Preparo	5	+10	75	+30	75	15	5
Sala de Corte e Preparo	6	+10	75	+30	75	15	5
Sala de Embalamento	7	+10	75	+30	75	15	5
Cais de Expedição	8	+10	75	+30	75	15	15
Cais de Expedição	9	+10	75	+30	75	10	15

Não são consideradas cargas térmicas provenientes de portas que estão entre dois espaços à mesma temperatura, nem são considerados os ganhos das aberturas de portas de espaços a uma temperatura inferior.

A carga térmica em 24 horas é obtida considerando um horário de trabalho de 10 horas (8-18h) através da equação (1.27):

$$Q_{portas\ 24h} = \frac{Q_{horária} \times t_{operação}}{24} [kW] \quad (1.27)$$

Tabela 13a - Cargas Térmicas Derivadas da Abertura de Portas

	Ref.	Carga Térmica Horária [kW]	Carga Térmica 24h [kW]
Câmara de Congelados	1	3,78	1,58
Cais de Recepção	2	11,66	4,86
Câmara de Recepção de Produto	3	1,72	0,72
Câmara de Recepção de Produto	4	1,02	0,43
Sala de Corte e Preparo	5	0,68	0,28

Tabela 143b - Cargas Térmicas Derivadas da Abertura de Portas

	Ref.	Carga Térmica Horária [kW]	Carga Térmica 24h [kW]
Sala de Corte e Preparo	6	1,23	0,51
Sala de Embalamento	7	0,68	0,28
Cais de Expedição	8	23,32	9,72
Cais de Expedição	9	0,68	0,28

Os resultados obtidos para a carga térmica através da abertura de portas não representam um valor significativo para a carga térmica global, à excepção para o cais de recepção e de expedição. A utilização da temperatura e humidade relativa exterior no cálculo da carga térmica através das portas de cais introduz um erro, visto que as mesmas não deverão abrir directamente para o exterior mas sim para meios de transporte refrigerados. Ainda, não está contabilizado o rendimento da estanquicidade dos foles de cais contribuindo para um cálculo mais conservativo. Neste tipo de instalações, localizadas em países com formação deficitária e sem preocupação com os custos energéticos, é típica a incorrecta utilização das instalações pelo que é obrigatório um cálculo conservativo aquando da determinação das cargas térmicas através da abertura de portas.

2.5 Evaporadores e Frigodifusores

A instalação frigorífica a projectar deve fornecer Amoníaco e água glicolada aos evaporadores e frigodifusores da instalação. Estes equipamentos têm que garantir a superfície de permuta e o caudal de ar necessário para remover a carga térmica calculada, bem como a carga térmica dissipada pelos motores dos ventiladores e pela descongelação dos mesmos. Este é um cálculo iterativo pois à medida que aumenta a capacidade do equipamento seleccionado aumenta consequentemente a carga térmica dissipada pelo mesmo. São seleccionados evaporadores e frigodifusores da marca *Centauro*.

Na câmara de congelados é considerada descongelação por gás quente, na câmara de recepção de produto descongelação por resistências eléctricas e nos restantes espaços é utilizada descongelação através da ventilação forçada.

A selecção de evaporadores e frigodifusores foi realizada previamente e as cargas térmicas apresentadas para a ventilação e descongelação são produzidas pelos já modelos seleccionados. O número de equipamentos para cada espaço foi seleccionado de acordo com a projecção do caudal de ar e da disposição de cada espaço.

2.5.1 Cargas Térmicas sem Ventilação e Descongelação

É considerada uma margem de segurança de 10% no cálculo das cargas térmicas, antes de proceder à selecção dos equipamentos necessários:

Tabela 154 - Cargas Térmicas Totais Calculadas para os Espaços em 24 horas

	Envolvente [kW]	FIC [kW]	Produto [kW]	Abertura de Portas [kW]	Margem de Segurança [kW]	Carga Térmica 24h [kW]
Câmara de Congelados	13,44	6,17	22,13	1,58	4,33	47,65
Cais de Recepção	1,81	3,11	0,00	4,86	0,98	10,76
Câmara de Recepção de Produto	5,32	4,93	14,47	1,14	2,59	28,44
Sala de Corte e Preparo	15,78	31,96	0,00	0,80	4,85	53,39
Sala de Embalamento	10,19	34,00	0,00	0,28	4,45	48,91
Cais de Expedição	3,69	4,37	0,00	10,00	1,81	19,86
Total	50,23	84,53	36,60	18,65	19,00	209,02

2.5.2 Tempo de Funcionamento e Diferencial de Temperatura

Após determinar as cargas térmicas em 24 horas é definido o tempo de operação dos evaporadores/frigodifusores e, dentro deste tempo de operação, o tempo que estes descongelam. O tempo de funcionamento dos equipamentos está também condicionado pelo horário de funcionamento da instalação, como é o caso dos espaços climatizados a +10°C.

Na câmara de congelados e na câmara de recepção de produto a instalação frigorífica é dimensionada para trabalhar 20 horas por dia, em que 2 horas são utilizadas para descongelação e 18 horas para permutar energia.

Nos espaços climatizados a instalação frigorífica é necessária durante o horário laboral, sendo que não existe produto a conservar. Assim, a instalação frigorífica é dimensionada para trabalhar 12 horas por dia, em que 2 horas serão para descongelação e 10 horas para permutar energia.

Outro critério importante para a determinação da potência frigorífica dos evaporadores e frigodifusores é o diferencial de temperatura entre o fluido que evapora e a temperatura do ar em contacto com a bateria. A figura seguinte exemplifica a

transformação que acontece num evaporador, quando o fluido no seu interior evapora arrefecendo o ar em contacto com a bateria:

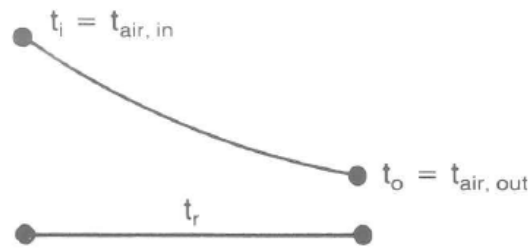


Figura 9 - Diferencial de Temperatura entre o Evaporador e o Ar a ser Arrefecido [12] Imagem

Sendo:

T_i = temperatura à entrada na bateria [$^{\circ}\text{C}$]

T_o = temperatura à saída da bateria [$^{\circ}\text{C}$]

T_r = temperatura de evaporação do fluido frigorígeno [$^{\circ}\text{C}$]

A diferença entre a temperatura de evaporação do fluido frigorígeno (T_r) e o ar à entrada na bateria (T_i), que corresponde à temperatura interior do espaço, é conhecido como ΔT_1 . É utilizado este diferencial como factor de correcção da potência de catálogo.

Nos frigodifusores, ao contrário do que acontece nos evaporadores, a temperatura da água glicolada não é constante pelo que é utilizada uma aproximação ao Δt_1 . Considera-se que a água glicolada tem um aquecimento de 4°C entre a entrada e a saída da bateria, admitindo que a temperatura média corresponde ao Δt_1 seleccionado. É utilizado polipropilenoglicol com uma concentração de 35%.

A selecção do Δt_1 depende de diversos factores. Deve ser escolhido um valor que comprove um bom equilíbrio entre a pressão de aspiração dos compressores e o custo dos evaporadores/frigodifusores, devido à necessidade de menor ou maior área de permuta.

Para este projecto os diferenciais de temperatura Δt_1 considerados são:

- Câmara de congelados e de recepção de produto: $\Delta t_1 = 6^{\circ}\text{C}$;
- Espaços climatizados: $\Delta t_1 = 10^{\circ}\text{C}$;
- Túnel de congelação: responsabilidade do fornecedor do túnel.

Para selecção dos evaporadores e frigodifusores são utilizados os catálogos técnicos da empresa Portuguesa *Centauro* [13] [14]. Aquando da utilização de água glicolada os evaporadores da marca *Centauro* apresentam cerca de 80% de eficiência face à capacidade indicada no catálogo, principalmente devido ao diferente escoamento no interior das baterias e ao calor específico do fluido [15].

2.5.3 Carga Térmica Produzida pelos Motores dos Ventiladores

A carga térmica produzida pela ventilação em 24 horas depende da quantidade de ventiladores, potência dos motores eléctricos e o tempo de funcionamento dos mesmos. Neste caso, a carga térmica é obtida através da equação (1.28):

$$Q_{\text{ventilação 24 h}} = \frac{Q_{\text{ventilador}} \times n_{\text{ventiladores por evaporador}} \times t_{\text{funcionamento}}}{24 \text{ horas}} \times n_{\text{evaporadores}} \quad [kW] \quad (1.28)$$

Os frigodifusores dos espaços climatizados (10°C) descongelam através de ventilação forçada, pelo que a carga térmica dissipada durante as 2 horas de descongelação é incluída neste capítulo. Nas câmaras, aquando da descongelação dos evaporadores, os motores dos ventiladores estão desligados.

Com as características indicadas no catálogo do fornecedor [13], obteve-se o seguinte:

Tabela 165 - Cargas Térmicas Dissipadas pelos Motores dos Ventiladores

	Nº	Nº de Ventiladores por Evap.	Potência por Ventilador [kW]	Tempo [h]	Carga Térmica Horária [kW]	Carga Térmica 24h [kW]
Câmara de Congelados	4	2	1,35	18	10,80	8,10
Cais de Recepção	1	3	0,17	12	0,50	0,25
Câmara de Recepção de Produto	2	4	0,67	18	5,36	4,02
Sala de Corte e Preparo	9	3	0,12	12	3,24	1,62
Sala de Embalamento	6	4	0,12	12	2,88	1,44
Cais de Expedição	2	3	0,17	12	0,99	0,50

2.5.4 Carga Térmica Produzida pela Descongelação

Quando se utilizam fluidos frigoríficos com temperaturas negativas é necessário descongelar as baterias dos evaporadores e frigodifusores, através da introdução de uma fonte de calor, para fundir o gelo acumulado. No entanto, grande parte do calor produzido é dissipado para o ar, introduzindo uma carga térmica e reduzindo o rendimento da descongelação. A potência necessária para a descongelação deve ser indicada pelo fornecedor pois está dependente das características da bateria utilizada.

Na câmara de congelados, onde a descongelação é através de gás quente, é considerado um rendimento igual a 20% [16] face à potência de descongelação eléctrica de catálogo. Para a câmara de recepção de produto, com descongelação através de resistências eléctricas, considera-se um rendimento de 10%. Isto significa que no caso da descongelação a gás quente 80% da energia utilizada é libertada para o espaço, e no caso da descongelação através de resistências eléctricas a energia dissipada é 90%.

Relativamente à periodicidade da descongelação considera-se que cada evaporador e frigodifusor descongela 4 vezes por dia, com uma duração de 30 minutos por descongelação, perfazendo 2 horas por dia.

A carga térmica de descongelação em 24 horas é obtida através da equação (1.29):

$$Q_{\text{descongelação 24 h}} = \frac{Q_{\text{descongelação horária}} \times t_{\text{funcionamento/dia}} \times \eta_{\text{descongelação}}}{24 \text{ horas}} \times n_{\text{evaporadores}} \text{ [kW]} \quad (1.29)$$

A carga térmica é a seguinte:

Tabela 176 - Cargas Térmicas Dissipadas pela Descongelação

	Nº de Evap.	Potência [kW]	Tempo [h]	Carga Térmica Horária [kW]	Carga Térmica 24h [kW]
Câmara de Congelados	4	21,00	2	84,00	7,00
Câmara de Recepção de Produto	2	30,00	2	60,00	5,00

2.5.5 Selecção dos Evaporadores e Frigodifusores

Com os critérios já indicados, recorreu-se ao catálogo técnico da *Centauro* [13] para seleccionar os modelos necessários.

Como seria de esperar não existem modelos com a potência frigorífica exactamente igual à necessária, pelo que são seleccionados equipamentos consoante a margem de segurança obtida, relativamente à carga térmica calculada. Para isso é necessário determinar a potência frigorífica dos evaporadores e frigodifusores em 24 horas através da equação (1.31), onde é introduzido o tempo útil de funcionamento dos equipamentos ao longo do dia. O tempo útil foi definido anteriormente como 18 horas para as câmaras e 10 horas para os restantes espaços.

$$Q_{evap./frig. 24horas} = \frac{Q_{evap./frig. catálogo} \times t_{tempo de funcionamento/dia}}{24} [kW] \quad (1.31)$$

Posteriormente é possível calcular a margem de segurança com a equação (1.32):

$$Margem de Segurança = \frac{Q_{evap./frig. 24horas} \times n_{evaporadores}}{Q_{BTF.24h}} [kW] \quad (1.32)$$

A potência frigorífica horária dos evaporadores e frigidifusores escolhidos é a indicada de catálogo.

Os modelos seleccionados são os seguintes:

Tabela 187 – Modelos dos Evaporadores e Frigidifusores

	Modelo	Nº de Evap.	Potência Frigorífica Unitária em 24h [kW]	Potência Frigorífica Total em 24h [kW]	Margem de Segurança [%]
Câmara de Congelados	DDCI 2/24.180	4	17,17	68,68	+9,42
Cais de Recepção	CBK 4H3/32R	1	10,70	10,70	-2,75
Câmara de Recepção de Produto	MT 4L4/68	2	21,31	42,63	+13,79
Sala de Corte e Preparo	CBK 3F3/19 R	9	6,49	58,44	+6,23
Sala de Embalamento	CBK 3F4/25R	6	8,19	49,14	-2,41
Cais de Expedição	CBK 4H3/32R	2	10,70	21,40	+5,11

2.6 Cargas Térmicas Finais nos Espaços

Após o cálculo de todas as cargas térmicas, obtiveram-se os seguintes resultados:

Tabela 198a - Cargas Térmicas Finais em 24 horas

	Carga Térmica sem Evap. / Frig.	Margem de Segurança	Ventilação	Descongelação	Carga Térmica Total 24h [kW]
Câmara de Congelados	43,32	4,33	8,10	7,00	62,75
Cais de Recepção	9,78	0,98	0,25	0,00	11,00

Tabela 208b - Cargas Térmicas Finais em 24 horas

	Carga Térmica sem Evap. / Frig.	Margem de Segurança	Ventilação	Descongelação	Carga Térmica Total 24h [kW]
Câmara de Receção de Produto	25,86	2,59	4,02	5,00	37,46
Sala de Corte e Preparo	48,54	4,85	1,62	0,00	55,01
Sala de Embalamento	44,47	4,45	1,44	0,00	50,35
Cais de Expedição	18,06	1,81	0,50	0,00	20,36
Total [kW]	174,78	17,48	10,38	8,24	236,94

Apresentam-se de seguida as cargas térmicas de forma gráfica, distribuídas pelos espaços. É possível observar que os maiores consumidores nesta instalação são a câmara de congelados, sala de corte e preparo e a sala de embalamento. A carga térmica produzida pelas FIC representa 28% da carga térmica total da instalação, sensivelmente o mesmo que a câmara de congelados. Verifica-se que a utilização de um equipamento de desumidificação do ar na câmara de congelados permite a redução da carga térmica, através da abertura de portas. Os cais são os espaços com menor contribuição, mas ao contrário dos restantes é onde a carga térmica através da abertura de portas tem maior peso.

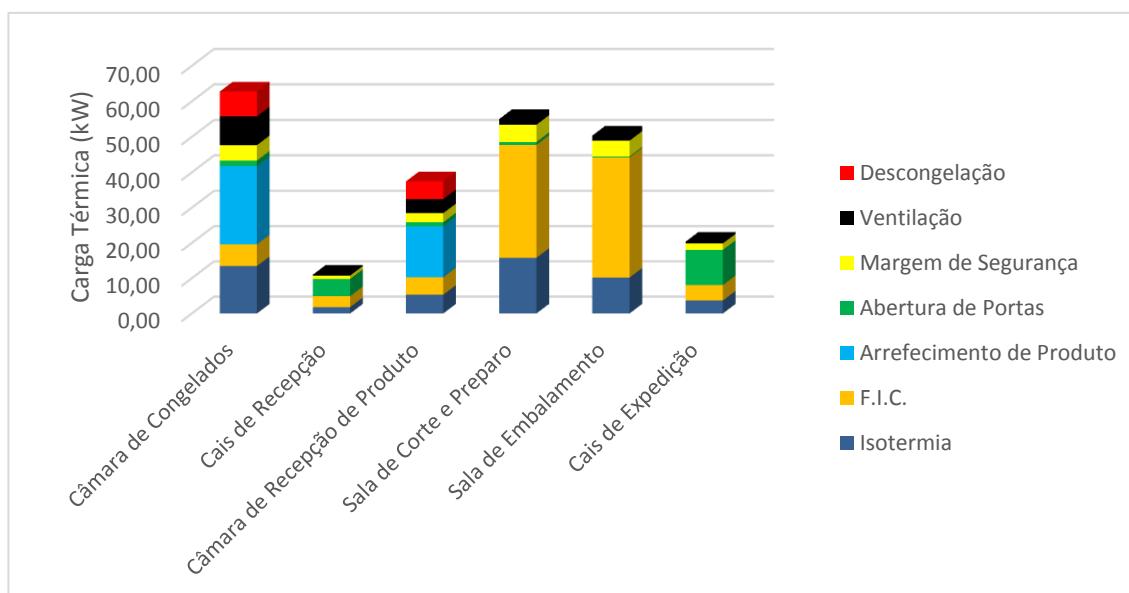


Figura 10 - Cargas Térmicas Finais em 24 horas

Ao seleccionar evaporadores e frigidifusores que retiram a carga térmica em menos tempo, 18 horas para as câmaras e 10 horas para os restantes espaços, é

necessário dimensionar uma instalação frigorífica capaz de produzir a capacidade frigorífica necessária durante este tempo. Assim, através da equação (1.33) é calculada a carga térmica final de cada espaço, utilizada para dimensionamento da instalação frigorífica:

$$Q = \frac{Q_{24h} \times 24}{t_{\text{tempo de funcionamento/dia}}} \text{ [kW]} \quad (1.33)$$

Obtiveram-se os seguintes resultados:

Tabela 219 - Cargas Térmicas Finais para Dimensionamento da Instalação Frigorífica

	Carga Térmica Total 24h [kW]	Tempo de Funcionamento [h]	Carga Térmica Final [kW]
Câmara de Congelados	62,75	18	83,67
Cais de Recepção	11,00	10	26,41
Câmara de Recepção de Produto	37,46	18	49,95
Sala de Corte e Preparo	55,01	10	132,02
Sala de Embalamento	50,35	10	120,85
Cais de Expedição	20,36	10	48,86
Total [kW]	236,94		461,76

2.7 Túnel de Congelação

O túnel de congelação é do fornecimento da empresa Austríaca AAT e indica a necessidade de 1.700 kW de potência frigorífica com uma temperatura de evaporação do Amoníaco de -40°C. O túnel é composto por 3 níveis de tapetes, cada com 4 evaporadores individuais com descongelação por gás quente, que garantem a congelação de 144 toneladas de frango por dia de 10°C para -18°C.

2.8 Balanço Térmico Frigorífico 24 Horas VS Hora-Hora

Após o cálculo do BTF são apresentados dois tipos de gráficos no Anexo 1. O primeiro representa as cargas térmicas horárias e a potência frigorífica horária dos evaporadores e frigidifusores. O segundo apresenta as cargas térmicas e a potência frigorífica calculadas para 24 horas, desta forma “uniformizando” a energia ao longo do dia.

É definido um plano de descongelações por espaço, também apresentado no Anexo 1, por forma a garantir o mínimo número possível de descongelações simultâneas, reduzindo assim a carga térmica horária. São analisados todos os espaços com excepção do túnel de congelação, que dispensa esta análise, visto ser da responsabilidade do fabricante informar qual o plano de descongelação a aplicar.

3. INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA

A instalação frigorífica considerada está representada no seguinte diagrama simplificado, com os principais equipamentos e respectivas interligações:

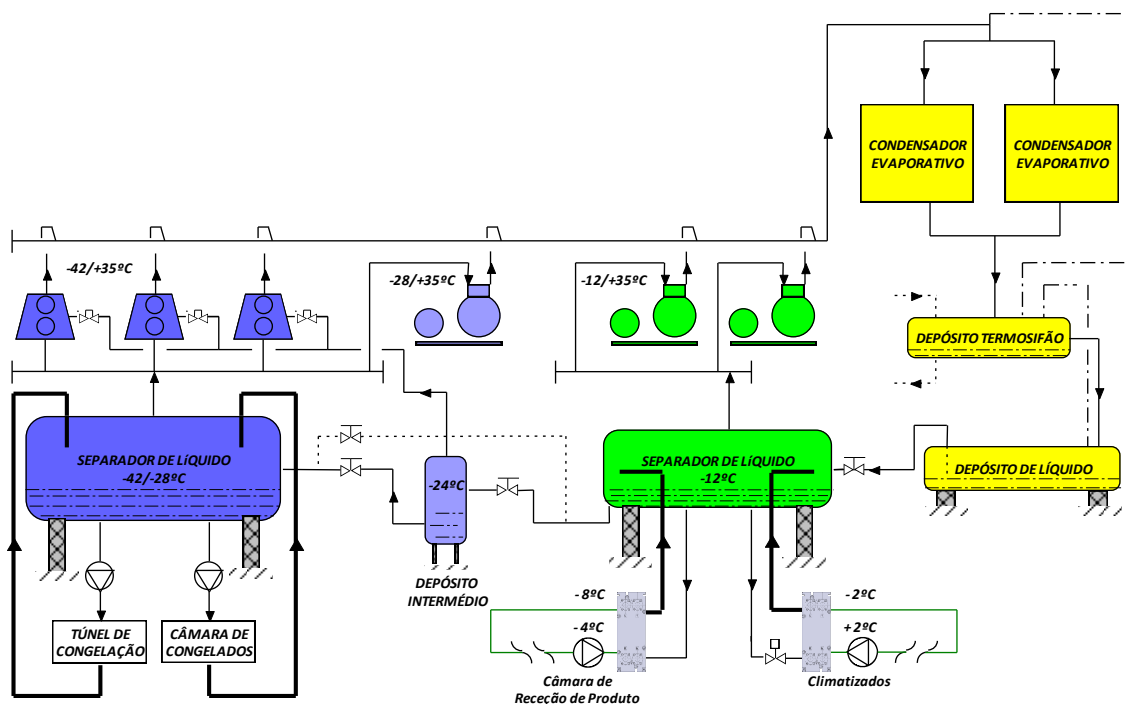


Figura 11 - Diagrama Simplificado da Instalação Frigorífica

Foi considerada uma solução onde se encontram cinco compressores. Três compressores de parafuso e um alternativo, para o circuito do separador de líquido de -42°C , e dois compressores alternativos para o circuito do separador de líquido de -12°C . Para a condensação do Amoníaco são instalados dois condensadores evaporativos em paralelo.

Na solução utilizada existem ainda cinco depósitos. O primeiro é o depósito termossifão cuja função consiste em circular Amoníaco líquido a $+35^{\circ}\text{C}$ para arrefecimento do óleo dos compressores. Por sua vez, o gás produzido aquando da evaporação do Amoníaco retorna aos condensadores evaporativos através de uma tubagem de equalização, voltando assim a condensar.

Após a acumulação de líquido atingir a reserva mínima do depósito termossifão, o líquido em excesso escoia por gravidade para o segundo depósito, denominado depósito de líquido. Este depósito é dimensionado para armazenar uma grande quantidade de Amoníaco líquido, por forma a realizar operações de manutenção em qualquer componente da instalação frigorífica.

De seguida, o Amoníaco é expandido para o separador de líquido de -12°C onde são interligados dois permutadores de placas, um para o circuito de água glicolada dos espaços climatizados e outro para o circuito de água glicolada da câmara de recepção de produto. A aspiração do gás neste depósito, proveniente da expansão de Amoníaco nos permutadores de placas, ocorre através de dois compressores alternativos.

Foi considerado que os compressores de parafuso funcionam com sistema do tipo “economizer”, pelo que é necessário instalar um depósito intermédio onde é expandido Amoníaco desde o separador de líquido de -12°C , para cerca de -24°C . O gás produzido aquando da expansão é aspirado pelas portas laterais dos compressores, denominadas portas economizer, onde por sua vez é misturado com o gás aspirado do separador de -42°C dentro dos compressores. O gás aspirado do separador de -42°C apresenta uma temperatura bastante elevada quando comprimido na zona da porta economizer, pelo que quando misturado com o gás a -24°C resulta numa temperatura de descarga final inferior, comparando com o funcionamento tradicional sem economizer. Esta temperatura de descarga inferior apresenta uma vantagem na menor deterioração dos equipamentos, com conseqüente maior tempo de vida útil da instalação frigorífica.

A partir do depósito intermédio é expandido Amoníaco líquido para o separador de líquido de -42°C . Neste separador são interligados os circuitos de Amoníaco bombeado da câmara de congelados com uma bomba de distribuição, e do túnel de congelação com duas bombas de distribuição. As bombas de distribuição distribuem Amoníaco líquido até aos respectivos evaporadores.

Durante o funcionamento do túnel de congelação, a aspiração de gás do separador de -42°C será realizada através de 3 compressores de parafuso e um alternativo. Quando o túnel estiver inactivo são desligadas as bombas que alimentam os evaporadores do túnel de congelação, bem como os compressores de parafuso. Neste caso, o Amoníaco é expandido até -28°C directamente a partir do separador de Líquido de -12°C , aumentando a temperatura do Amoníaco líquido no separador de -42°C e conseqüentemente permitindo o funcionamento de apenas o compressor alternativo, que apresenta agora maior capacidade frigorífica e mantém a câmara de congelados à temperatura necessária.

A temperatura considerada para o separador de -42°C tem em consideração uma perda de pressão na tubagem de retorno equivalente a 2°C . Esta perda de pressão é compensada pelas bombas de distribuição de Amoníaco, que têm como função aumentar a pressão do Amoníaco líquido do separador de -42°C , que posteriormente é regulada na entrada dos evaporadores. Como a temperatura de evaporação nos evaporadores da câmara de congelados é superior à dos evaporadores do túnel de congelação, para permitir que a tubagem de retorno seja comum, é instalada uma válvula na tubagem de retorno dos evaporadores da câmara de congelados, que cria a perda de carga necessária até se atingir uma temperatura de retorno de -42°C .

A Figura 12 e a Figura 13 representam os ciclos frigoríficos teóricos no diagrama de Mollier para a solução projectada e explicada anteriormente, com e sem o túnel de congelação em funcionamento.

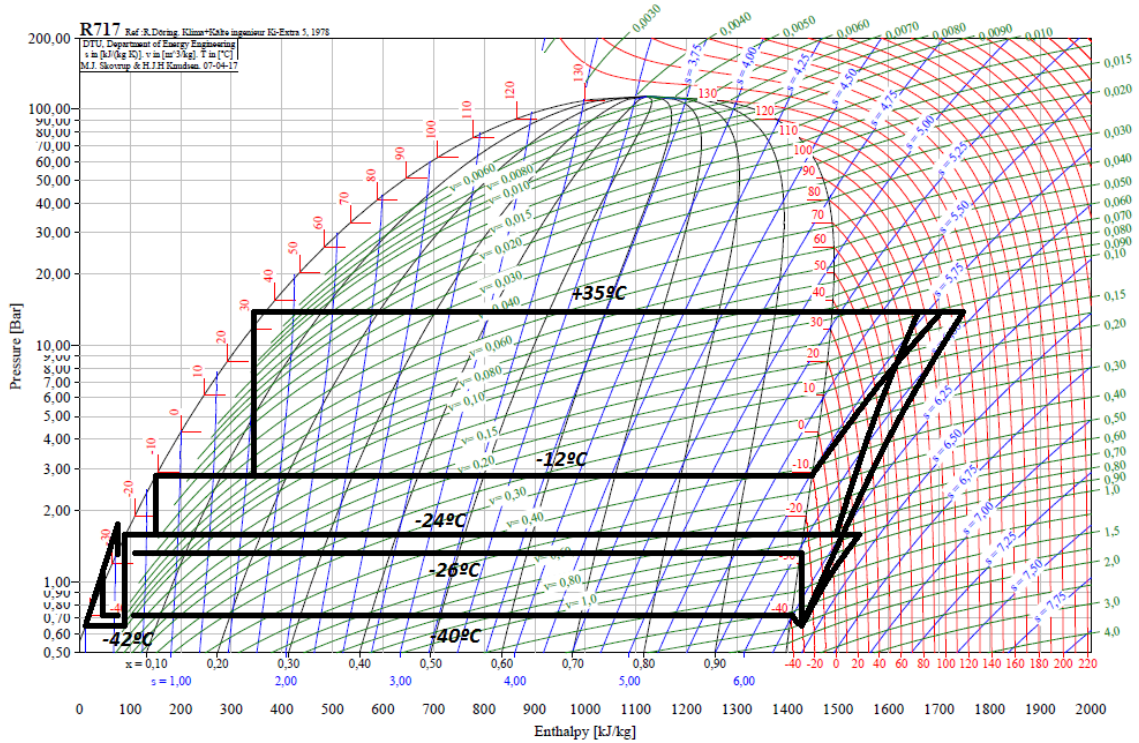


Figura 12 - Diagrama de Mollier da Instalação Frigorífica com o Túnel em Funcionamento

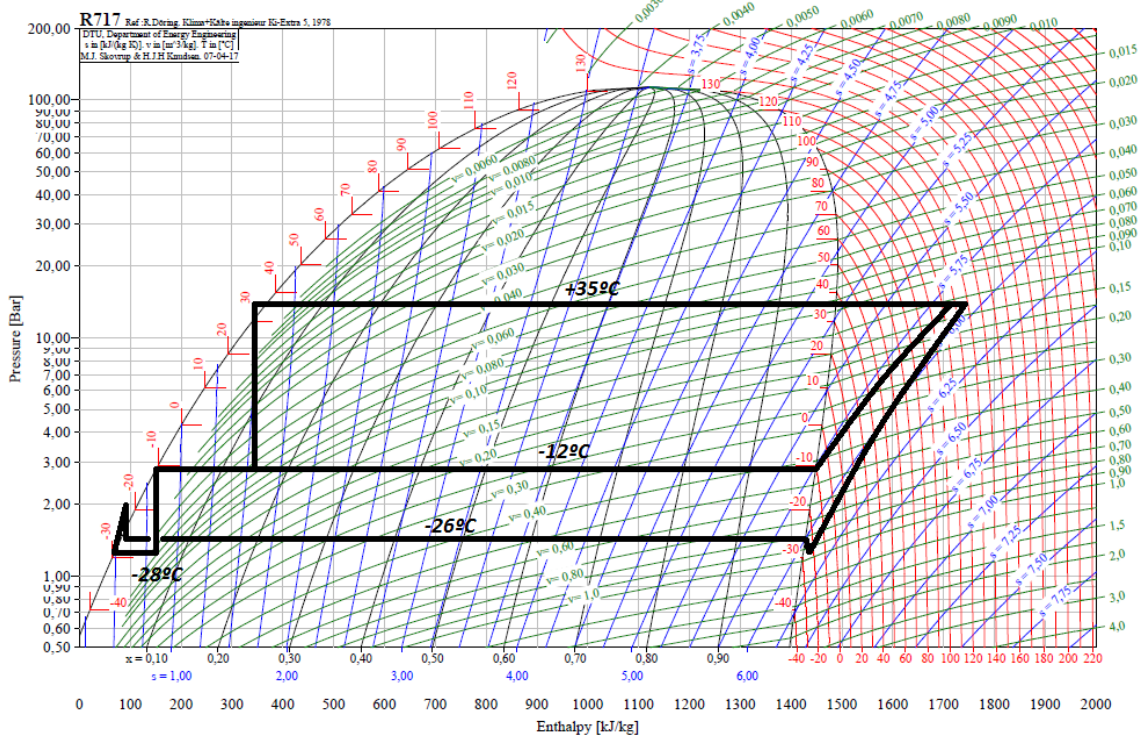


Figura 13 - Diagrama de Mollier da Instalação Frigorífica sem o Túnel em Funcionamento

3.1 Normas

Neste capítulo são identificadas as normas utilizadas para projectar a instalação frigorífica.

As pressões de projecto são definidas de acordo com as pressões máximas admissíveis (PS) na instalação frigorífica. Para os circuitos de alta e de baixa pressão da instalação a Amónio, as pressões máximas admissíveis são definidas de acordo com a Norma EN378-2:2008 [17].

A separação entre a zona baixa e de alta pressão encontra-se antes e após a válvula de expansão do separador de líquido de -12°C , e entre a aspiração e descarga dos compressores. Todos os componentes da instalação frigorífica, com excepção dos circuitos de água glicolada, são abrangidos pelas pressões máximas admissíveis e de projecto consideradas pela norma indicada. A figura seguinte exemplifica as zonas de alta e de baixa pressão:

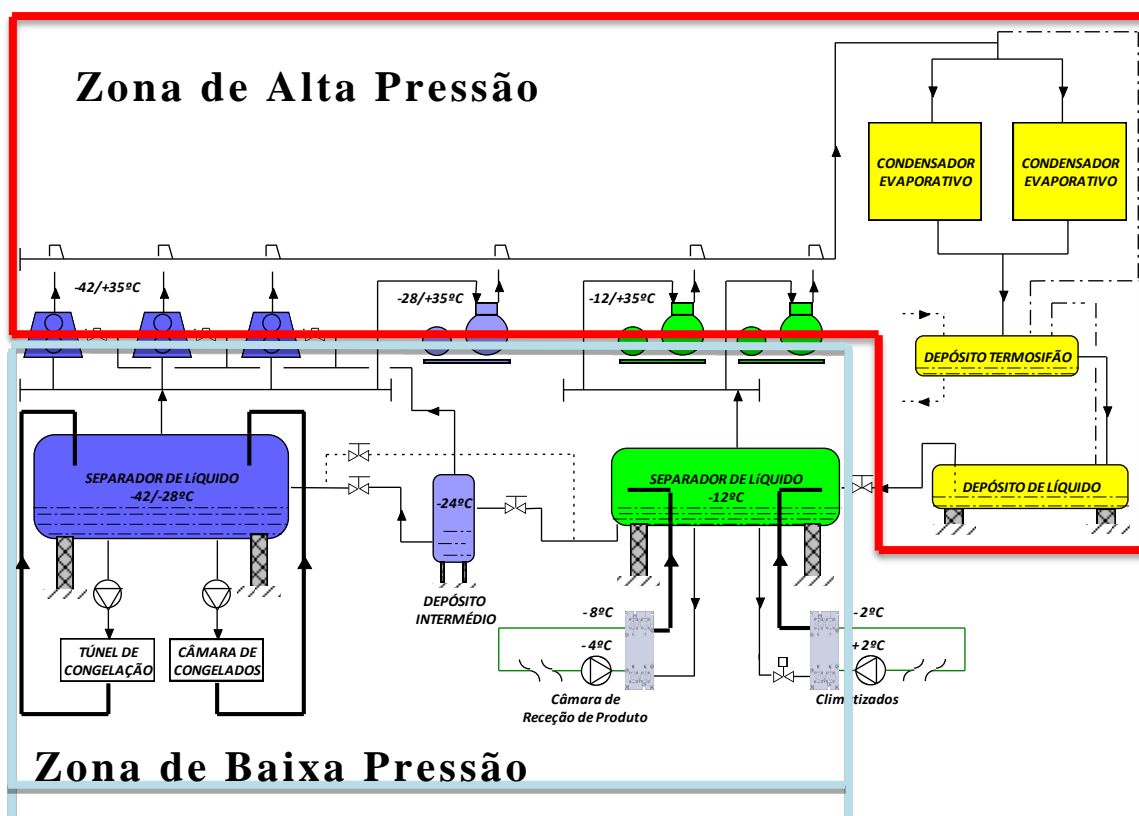


Figura 14 – Separação entre a Zona de Alta e de Baixa Pressão da Instalação Frigorífica

Para uma instalação frigorífica com condensadores do tipo evaporativo e temperatura exterior de 43°C , são obtidas as seguintes pressões máximas admissíveis:

- Zona de Alta Pressão: 17 bar
- Zona de Baixa Pressão: 11 bar

Com as pressões máximas admissíveis determinadas, é possível determinar as pressões de projecto que determinam o dimensionamento dos equipamentos a instalar na instalação frigorífica:

Tabela 220 – Pressões de Projecto da Instalação Frigorífica

	Relação	Zona de Alta Pressão [bar]	Zona de Baixa Pressão [bar]
Pressão de Projecto	\geq PS	17	11
Pressão de ensaio de resistência do material	1,43 x PS	24,31	15,73
Pressão do teste de fugas	1 x PS	17	11
Dispositivos de segurança contra sobre Pressões (Pressostatos)	\leq 0,9 x PS	15,3	9,9
Calibração das válvulas de segurança	1 x PS	17	11
Pressão correspondente ao caudal máximo das válvulas de segurança	1,1 x PS	18,7	12,1

Para a tubagem nos circuitos de Amoníaco é considerado aço sem costura do tipo P235GH, de acordo com a norma EN10220. Para a tubagem dos circuitos de água glicolada é considerado tubo do tipo Georg Fischer.

A capacidade frigorífica apresentada pelo fabricante dos compressores é calculada de acordo com a norma EN12900.

Os depósitos sobre pressão são construídos com aço do tipo P265GH. As normas utilizadas para dimensionamento dos depósitos sobre pressão, pelos fabricantes, são:

- EN14276-1, usada em complemento/conjunto com a norma EN 13445 para depósitos sobre pressão;
- Secção W10 da norma AD2000 Merkblatter.

A detecção de Amoníaco e a ventilação na casa de máquinas é dimensionada de acordo com a norma EN 378-3:2008 [18].

3.2 Compressores

Os compressores serão da marca *Mayekawa*, gama SCV para os compressores de parafuso e gama WB para os compressores alternativos, seleccionados através do software disponibilizado pelo fornecedor.

Os compressores são fornecidos com separador de óleo, arrefecedor de óleo e circuito de óleo integrado e independente para cada compressor.

A regulação de capacidade dos compressores de parafuso é garantida através de sistema de controlo integrado, que irá regular a válvula de regulação de capacidade mediante a temperatura de evaporação. Para os compressores alternativos a regulação de capacidade é realizada através da gestão do número de cilindros em operação, também consoante a temperatura de evaporação.

O Vi (Variable Index) escolhido para os compressores de parafuso é variável, para permitir adaptar o mesmo a diferentes condições de funcionamento.



Figura 15 – Imagem de Compressor de Parafuso Mycom [19] Imagem

As características principais por compressor estão representadas de seguida:

Tabela 231a – Características Principais dos Compressores

Modelo	N250VLLD-HE	N42WB		N4WB
Quantidade	3	1		2
Tipo	Parafuso	Alternativo de 2 andares		Alternativo de 1 andar
Rotação [<i>rpm</i>]	3.550	1.000		1.200
Temperatura de Evaporação [$^{\circ}C$]	-42	-42	-28	-12
Temperatura de Condensação [$^{\circ}C$]	+35	+35	+35	+35
Potência Frigorífica [<i>kW</i>]	586,20	48,60	102,60	196,60
Potência Absorvida [<i>kW</i>]	406,10	34,10	45,80	56,10
COP	1,44	1,43	2,24	3,50
Potência Dissipada no Arrefecimento de óleo [<i>kW</i>]	273,50	3,20	2,82	2,75

Tabela 241b – Características Principais dos Compressores

Modelo	N250VLLD-HE	N42WB	N4WB
Tipo de Arrefecimento do óleo	Termossifão	Termossifão	Termossifão
Volume varrido [m ³ /h]	3370	319/159	382

No Anexo 2 estão identificados os dados dos compressores.

3.3 Condensadores Evaporativos

Para seleccionar os condensadores evaporativos são utilizados os catálogos da marca *Baltimore*, e considerados os modelos VXC. A temperatura de bolbo húmido considerada para a selecção é 27°C.



Figura 16 - Imagem de Condensador Evaporativo Baltimore Air Coil [20] Imagem

O arrefecimento do óleo dos compressores de parafuso é obtido através da circulação do Amoníaco, pelo que a carga térmica obtida através do óleo quente deve ser removida nos condensadores evaporativos. A capacidade de condensação necessária é calculada de acordo com a potência frigorífica, potência absorvida e potência dissipada nos arrefecedores do óleo:

$$W_{cond.} = W_{frig.} + W_{abs.} + W_{arref.óleo} [kW] \quad (3.01)$$

A capacidade de condensação é:

Tabela 252 - Capacidade de Condensação Necessária

Modelo	Nº	W _{frig.} [kW]	W _{abs.} [kW]	W _{arref.óleo} [kW]	W _{cond.} [kW]
N250VLLD-HE	3	586,20	406,10	283,00	3825,90
N42WB	1	48,60	34,10	3,2	85,90
N4WB	2	196,60	56,10	2,75	510,90
TOTAL					4422,7

São utilizados dois condensadores, cada com metade da capacidade de condensação necessária. Os valores indicados de catálogo são corrigidos com um factor dependente da temperatura de bolbo húmido e da temperatura de condensação.

$$\left. \begin{array}{l} T_{BH} = +27^{\circ}C \\ T_{Cond.} = +35^{\circ}C \end{array} \right\} \text{Fator de correção} = 1,715$$

Seleccionaram-se os seguintes modelos:

Tabela 263 - Características Principais dos Condensadores

Modelo	VXC S910
Quantidade	2
Capacidade de condensação [kW]	2240,57
Caudal de ar [m ³ /s]	69,80
Nº x Potência dos motores dos ventiladores [kW]	2 x 30
Caudal de água [l/s]	73,2
Nº x Potência dos motores das bombas [kW]	2 x 4,0
Carga de Amoníaco [kg]	490

As características dos condensadores encontram-se no Anexo 3.

3.4 Evaporadores e Frigodifusores

Os evaporadores e frigodifusores foram seleccionados para cada espaço, aquando da realização do balanço térmico frigorífico.

Para os frigodifusores são utilizados os modelos CBK e MT com tubos em cobre e alhetas em alumínio, adequados à utilização de água glicolada. Para a câmara de congelados foram seleccionados evaporadores da gama DDCI, próprios para utilização de Amoníaco com tubos em aço inox 316L e alhetas em alumínio. Os evaporadores DDCI estão dimensionados para sistema de Amoníaco bombeado com 3 recirculações. As características gerais dos evaporadores e frigodifusores são as seguintes:

Tabela 274a - Características dos Evaporadores e Frigodifusores da Câmaras e Espaços Climatizados

Espaço	Câmara de Congelados	Câmara de Recepção de Produto	Sala de Corte e Preparo	Sala de Embalamento	Cais de Recepção / Expedição
Quantidade	4	2	9	6	1 / 2
Modelo	DDCI 2/24.180	MT 4L4/68	CBK 3F3/19 R	CBK 3F4/25R	CBK 4H3/32R
Tipo	Cúbico	Cúbico	Duplo Fluxo	Duplo Fluxo	Duplo Fluxo

Tabela 284b - Características dos Evaporadores e Frigodifusores da Câmaras e Espaços Climatizados

Espaço	Câmara de Congelados	Câmara de Recepção de Produto	Sala de Corte e Preparo	Sala de Embalamento	Cais de Recepção / Expedição
Temperatura de evaporação [°C]	-26	-	-	-	-
Temperatura de entrada/saída da água glicolada [°C]	-	-8/-4	-2/+2	-2/+2	-2/+2
Concentração de Popilenoglicol [%]	-	35	35	35	35
$\Delta T1$ [°C]	6	6	10	10	10
Potência Frigorífica Horária [kW]	22,89	28,42	15,58	19,66	25,68
Superfície de Permuta [m ²]	180,60	250,66	89,36	119,15	190,98
Volume Interno [l]	71,50	52,64	14,10	18,70	38,70
Espaçamento de alheta [mm]	8	4,2	3,2/4,2	3,2/4,2	3,2/4,2
Nº x Potência dos motores dos ventiladores [kW]	2 x 1,35	4 x 0,67	3 x 0,12	4 x 0,12	3 x 0,17
Caudal de ar total [m ³ /h]	25.600	25.000	6.600	8.800	10.500
Potência das resistências de descongelção [kW]	-	30	-	-	-

Para o túnel de congelação, o fabricante indicou 12 evaporadores distribuídos em 3 níveis de altura, com as seguintes características:

Tabela 29 - Características dos Evaporadores e Frigodifusores do Túnel de Congelação

n	T. de evaporação [°C]	$\Delta T1$ [°C]	Potência Frigorífica Horária [kW]	Nº x Potência dos motores dos ventiladores [kW]	Superfície de Permuta [m ²]	Caudal de ar [m ³ /h]	Volume Interno [l]
12	-40	7	142	4 x 4	849	75.000	700

O volume interno dos evaporadores do túnel não foi fornecido pelo fabricante aquando da fase comercial. O volume interno indicado foi estimado tendo em conta os valores indicados para a gama BSUIT da marca *Centaurus*.

3.5 Permutadores de Placas

Para a selecção dos permutadores de placas, foram utilizados os seguintes dados:

Tabela 30 - Características de funcionamento dos permutadores de placas

Permutador	Câmara de Recepção de Produto	Climatizados
Tipo	Alimentado por gravidade a Amoníaco	Alimentado por gravidade a Amoníaco
Temperatura de evaporação [°C]	-12	-12
Fluido a arrefecer	Água + 35% Propilenoglicol	Água + 35% Propilenoglicol
Temperatura de Entrada/Saída [°C]	-4/-8	+2/-2
Calor Trocado [kW]	49,95	328,14
Pressão de Projecto [bar]	11	11

As características dos permutadores de placas considerados encontram-se no Anexo 4.

3.6 Rede de Tubagem

O cálculo da rede de tubagem é dividido em rede de tubagem de distribuição e em rede de tubagem na casa de máquinas.

No primeiro são determinados os diâmetros das tubagens de distribuição aos evaporadores e frigodifusores, desde as bombas na casa de máquinas. No segundo são determinados os diâmetros das tubagens dentro da casa de máquinas, que interligam os diferentes equipamentos.

São apenas contabilizados os comprimentos das redes de tubagem de distribuição, necessários para determinar as perdas de carga na selecção das bombas, sendo que os comprimentos dentro da casa de máquinas são desprezáveis no cálculo da perda de carga.

Para determinação das tubagens são utilizadas as tabelas disponibilizadas no livro *Ammonia Piping Refrigeration Handbook* do IIAR (International Institute of Ammonia Refrigeration) [21].

No Anexo 13 está representada a rede de tubagem de distribuição.

3.6.1 Rede de Tubagem de Distribuição de Amoníaco

Por forma a melhorar a transferência de calor entre os evaporadores e o ar, é bombeado Amoníaco a uma taxa de 3:1 (três vezes o caudal necessário). Na tabela seguinte estão indicados os diâmetros das ligações desde a tubagem de distribuição aos evaporadores da câmara de congelados (A1-A4) e aos evaporadores do túnel de congelação (G1-G12). São mantidos os nomes das tabelas utilizadas, que significam o seguinte:

- Pumped Liquid Feed: Tubagem de alimentação de líquido a cada evaporador;
- Overfeed Return: Tubagem de retorno com Amoníaco no estado líquido e gasoso;
- Overfeed Return Line Riser: “Bengalas” na tubagem de retorno;
- Hot Gas Defrost Relief: By-pass entre a tubagem de líquido e a tubagem de retorno, utilizado aquando da descongelação;
- Hot Gas Defrost: Tubagem de gás quente para descongelação;
- Pump Discharge: Tubagem de líquido bombeado.

As tubagens de ligação aos evaporadores são as seguintes:

Tabela 317 - Diâmetro Nominal das tubagens de ligação aos Evaporadores

Ref.	Modelo	Pumped Liquid Feed – Table 1-11B	Overfeed Return – Table 1-6	Overfeed Return Line Riser – Table 1-18B	Hot Gas Defrost Relief – Table 1-13	Hot Gas Defrost – Table 1-14B
A1-A4	DDCI 2/24.180	15	40	32	15	20
G1-G12	Túnel	32	100	80	32	50

Os diâmetros da tubagem de distribuição são determinadores tendo em conta a sua disposição, ou seja, dependendo dos equipamentos interligados à mesma. Para a descongelação é admitido que apenas 1 evaporador da câmara de congelados e 1 evaporador do túnel de congelação estão a descongelar em simultâneo. Os diâmetros da rede de distribuição são os seguintes:

Tabela 32a- Diâmetro Nominal da tubagem de distribuição de Amoníaco

Ref.	Ligação	Pot. Frigo. [kW]	Pump Discharge – Table 1-9B	Overfeed Return – Table 1-6A	Hot Gas Defrost – Table 1-14B	l [m]
1	A1+A2	45,78	15	50 (-26°C)	20 (22,9kW)	10
2	1+A3	68,67	20	65 (-26°C)	20 (22,9kW)	5,5
3	2+A4	91,56	20	80 (-26°C)	20 (22,9kW)	60

Tabela 33b- Diâmetro Nominal da tubagem de distribuição de Amoníaco

Ref.	Ligação	Pot. Frigo. [kW]	Pump Discharge – Table 1-9B	Overfeed Return – Table 1-6A	Hot Gas Defrost – Table 1-14B	l [m]
4	G1+G2	284	32	150 (-38°C)	50 (142 kW)	6,7
5	G4+G8	284	32	150 (-38°C)	50 (142 kW)	6
6	5+G3+G7	568	40	200 (-38°C)	50 (142 kW)	5
7	6+4	852	50	250 (-38°C)	50 (142 kW)	7
8	7+3	943,56	-	250 (-38°C)	50 (164,9kW)	4,5
9	G5+G9	284	32	150 (-38°C)	50 (142 kW)	6
10	9+G6+G10	568	40	200 (-38°C)	50 (142 kW)	4
11	G11+G12	284	32	150 (-38°C)	50 (142 kW)	1,9
12	10+11	852	50	250 (-38°C)	50 (164,9kW)	4

3.6.2 Rede de Tubagem de Distribuição de Água Glicolada

A rede de tubagem de distribuição de água glicolada aos frigodifusores é dimensionada para garantir uma velocidade máxima de 1,5 m/s, ou ligeiramente superior, e com 4°C de diferencial de temperatura. As características utilizadas para o cálculo foram as seguintes:

Tabela 349- Propriedades da Água Glicolada

	Circuito da Câmara de Recepção de Produto	Circuito dos Climatizados
Fluido a arrefecer	Água + 35% Propilenoglicol	Água + 35% Propilenoglicol
Temperatura de Entrada/Saída [°C]	-4/-8	+2/-2
Densidade [kg/m ³]	1037,9	1035,3
Calor Específico [kJ/kg°C]	3,768	3,778
Viscosidade Dinâmica [Pa. s]	0,01104	0,00800

Os diâmetros das tubagens individuais de cada frigodifusor são os seguintes:

Tabela 350a - Diâmetro das tubagens de ligação aos Frigodifusores

Ref.	Modelo	Pot. Frigo. [kW]	Caudal. [m ³ /h]	Velocidade. [m/s]	Tubagem de Ida/Retorno (ø externo x espessura - mm)	l [m]
C1-C2	MT 4L4/68	28,42	6,51	1,19	d 50 x 3,0	19-2
B1	CBK 4H3/32R	25,68	5,88	1,07	d 50 x 3,0	23
D1-D9	CBK 3F3/19 R	15,58	3,57	1,02	d 40 x 2,4	11-2

Tabela 36b - Diâmetro das tubagens de ligação aos Frigodifusores

Ref.	Modelo	Pot. Frigo. [kW]	Caudal. [m ³ /h]	Velocidade. [m/s]	Tubagem de Ida/Retorno (ø externo x espessura - mm)	l [m]
E1-E6	CBK 3F4/25R	19,66	4,50	0,82	d 50 x 3,0	11-2
F1-F2	CBK 4H3/32R	25,68	5,88	1,07	d 50 x 3,0	12-4

Os diâmetros da rede de distribuição são os seguintes:

Tabela 371 - Diâmetro da tubagem de distribuição de água glicolada

Ref.	Ligação	Pot. Frigo. [kW]	Caudal. [m ³ /h]	Vel. [m/s]	Tubagem de Ida/Retorno (ø externo x espessura - mm)	l [m]
A1	F1-F2	51,36	11,76	1,36	d 63 x 3,8	42
A2	E1-E2	39,32	9,01	1,65	d 50 x 3,0	2,8
A3	A1-A2	90,68	20,77	1,17	d 90 x 5,4	5,9
A4	A3-E3	110,34	25,27	1,42	d 90 x 5,4	18
A5	E4-E5	39,32	9,01	1,65	d 50 x 3,0	8,7
A6	A5-E6	58,98	13,51	1,56	d 63 x 3,8	3,5
A7	A4-A6	169,32	38,78	1,46	d 110 x 6,6	10,3
A8	D7-D8	31,16	7,14	1,30	d 50 x 3,0	8,7
A9	A8-D9	46,74	10,71	1,23	d 63 x 3,8	3,5
A10	A9-B1	72,42	16,59	1,35	d 75 x 4,6	16
A11	D4-D5	31,16	7,14	1,30	d 50 x 3,0	8,7
A12	A11-D6	46,74	10,71	1,23	d 63 x 3,8	3,5
A13	A10-A12	119,16	27,29	1,54	d 90 x 5,4	16
A14	D1-D2	31,16	7,14	1,30	d 50 x 3,0	8,7
A15	A14-D3	46,74	10,71	1,23	d 63 x 3,8	3,5
A16	A13-A15	165,90	38,00	1,43	d 110 x 6,6	7,9
A17	A7-A16	335,22	76,78	1,41	d 160 x 10,5	27
B	C1-C2	56,84	13,02	1,50	d 63 x 3,8	83,5

3.6.3 Rede de Tubagem da Casa de Máquinas

A rede de tubagem da casa de máquinas é determinada tendo em conta as tabelas apropriadas para o tipo de tubagem em causa.

- Descarga e Aspiração dos Compressores

Tabela 38 - Diâmetro Nominal da tubagem de aspiração e descarga dos compressores

Referência	Potência Frigorífica [kW]	Discharge High Stage – Table 1-5A	Temperatura de Evaporação [°C]	Suction Line Low Stage - Table 1-2A
N250VLLD-HE	586,20	100	-42	200
N42WB	48,60	32	-42	50
	102,60	40	-28	65
N4WB	196,60	50	-12	80
Colector de Descarga	2.200,4	200	-	-
Colector de Aspiração – 3 x N250VLLD-HE + 1 x N42WB	1.807,2	-	-42	300
Colector de Aspiração – 2 x N4WB	393,2	-	-12	100

- Aspiração da porta Economizer dos Compressores de Parafuso

Tabela 39 - Diâmetro Nominal da tubagem de aspiração da porta economizer

Referência	Potência Frigorífica [kW]	Temperatura de Evaporação [°C]	Suction Line Low Stage - Table 1-2A
N250VLLD-HE	105	-23,8	65
Colector de Aspiração – 3 x N250VLLD-HE	315	-23,8	100

- Ligação aos Condensadores

Tabela 40 - Diâmetro Nominal da tubagem de saída dos condensadores

Referência	Capacidade de Condensação Necessária [kW]	Discharge High Stage – Table 1-5A	Condenser Drain, Full Liquid Flow - Table 1-7B
Ligações VXC S910 (bateria dupla)	2 x 1103,5	2 x 125	2 x 65
VXC S910	2207	-	80
Colector de saída	4414	-	100

- Ligações ao Depósito Termossifão e Arrefecedores de Óleo

Tabela 41a - Diâmetro Nominal das tubagens dos arrefecedores de óleo e do termossifão

Referência	Potência Frigorífica [kW]	*Supply	Return - Table 1-17	Vent - Table 1-17	Condenser Drain, Full Liquid Flow - Table 1-7B
Alimentação aos arrefecedores de óleo – N250VLLD-HE	273,50	40	80	-	-

Tabela 42b - Diâmetro Nominal das tubagens dos arrefecedores de óleo e do termosifão

Referência	Potência Frigorífica [kW]	*Supply	Return - Table 1-17	Vent - Table 1-17	Condenser Drain, Full Liquid Flow - Table 1-7B
Alimentação aos arrefecedores de óleo – N42WB e N4WB	3,2/2,75	15	15		
Colector de saída e retorno	829,2	80	125	-	-
Equalização do depósito termosifão ao colector de descarga	829,2	-	-	125	-
Saída para o depósito de Líquido	2.200,4	-	-	-	80

*Nota: Para cálculo das tubagens de alimentação de líquido por gravidade aos arrefecedores de óleo foi utilizado o software Dircalc [24] com uma recirculação de 3:1.

- Equalização do Depósito de Líquido

Caso se verifique uma elevada temperatura na casa de máquinas, especialmente em períodos de standby, é possível a evaporação de Amoníaco no depósito de líquido. Assim, para evitar o aumento da pressão interior é instalada uma tubagem de equalização ao depósito termosifão de 1''.

- Alimentação ao Separador de -12°C, Depósito Intermédio e Separador de -42°C

Tabela 436 - Diâmetro Nominal das tubagens de alimentação de líquido aos depósitos

Referência	Potência Frigorífica [kW]	High Pressure Liquid Main - Table 1-8	High Pressure Liquid to Single Device - Table 1-10
Depósito de líquido – Separador de líquido de -12°C	2.200,4	65	-
Separador de líquido de -12°C – Depósito intermédio	1.807,2	-	50
Depósito intermédio - Separador de líquido de -42°C	1.807,2	-	50
Separador de líquido de -12°C – Separador de líquido de -42°C (by-pass)	83,67	-	20

- Alimentação e By-pass das Bombas de Amoníaco

Tabela 447 - Diâmetro Nominal das tubagens de alimentação às bombas

Referência	Potência Frigorífica [<i>kW</i>]	Pump Suction - Table 1-12
Bomba 1 – Ref. 7	852	65
By-pass Bomba 1 – Ref. 7	170,4	32
Bomba 2 – Ref. 12	852	65
By-pass Bomba 2 – Ref. 12	170,4	32
Bomba 3 – Ref. 3	91,56	25
By-pass Bomba 3 – Ref. 3	18,31	15

As tubagens de by-pass estão dimensionadas para o caudal mínimo das bombas, correspondendo a cerca de 20%.

- Alimentação e Retorno dos Permutadores de Placas

Tabela 458 - Diâmetro Nominal das tubagens de alimentação e retorno dos arrefecedores de óleo

Referência	Potência Frigorífica [<i>kW</i>]	*Supply	Overfeed Return – Table 1-6A
PHE - Câmara de Recepção de Produto	49,95	15	50
PHE - Climatizados	328,14	32	100

*Nota: Para cálculo das tubagens de alimentação de líquido por gravidade, aos permutadores de placas, foi utilizado o software Dircalc [22] com uma recirculação de 1,5:1.

3.7 Bombas

Neste capítulo são seleccionadas as bombas de distribuição de Amoníaco líquido e de água glicolada. Nos Anexos 5 e 6 estão calculadas as perdas de carga, necessárias para selecção das bombas.

3.7.1 Distribuição de Água Glicolada

O circuito de água glicolada é do tipo fechado e com caudal constante. Deste modo, as bombas garantem a pressão necessária para vencer a maior perda de carga, independentemente do número de frigidifusores em funcionamento. São utilizadas bombas da marca *Grundfos*, e seleccionadas a partir do software *Webcaps* [23]. Os modelos obtidos são os seguintes:



Figura 17 - Bomba Grundfos Modelo NB [24] Imagem

Tabela 469 - Bombas de Distribuição de Água Glicolada

	Câmara de Recepção de Produto	Climatizados
Caudal. [m^3/h]	13,02	76,78
Perda de Carga [bar]	4,88	3,86
Modelo	2 x NB 32-160.1/165 (uma em standby)	2 x NB 50-160/148 (uma em standby)
Motor eléctrico das bombas [kW]	5,5	15

As características das bombas encontram-se no Anexo 7.

3.7.2 Distribuição de Amoníaco

As bombas de distribuição de Amoníaco são seleccionadas a partir do software da marca Witt. Os modelos obtidos são os seguintes:



Figura 18 - Bomba Witt Modelo GP

Tabela 47a - Bombas de Distribuição de Amoníaco

	Bomba 1 – Ref. 7	Bomba 2 – Ref. 12	Bomba 3 – Ref. 3
Temperatura do Amoníaco [$^{\circ}C$]	-42	-42	-42
Potência Frigorífica [kW]	852	852	91,56
Perda de Carga [bar]	2,80	2,81	3,47
Nº de recirculações	3	3	3

Tabela 48b - Bombas de Distribuição de Amoníaco

	Bomba 1 – Ref. 7	Bomba 2 – Ref. 12	Bomba 3 – Ref. 3
Nº de recirculações	3	3	3
Tipo	Hermética	Hermética	Aberta
Modelo	HRP 5040	HRP 5040	GP 42
Motor eléctrico das bombas [kW]	4	4	1,8

As características das bombas encontram-se no Anexo 8.

3.8 Depósitos

Neste capítulo são calculadas as dimensões dos depósitos presentes na instalação frigorífica. Em alguns casos é necessário proceder a um cálculo iterativo, para garantir que as dimensões dos depósitos seleccionados cumprem os requisitos definidos inicialmente. O Amoníaco líquido presente nos fundos copados é considerado uma margem de segurança e não é tido em conta no cálculo.

Para o dimensionamento do depósito termossifão são utilizadas as referências [25], [26] e [27].

Para os separadores, sendo que cada um terá de alimentar diferentes tipos de consumidores, permutadores de placas no caso do primeiro e evaporadores com Amoníaco bombeado no caso do segundo, a abordagem tem de ser obrigatoriamente diferente. São utilizadas as fórmulas e os gráficos do método de cálculo publicado pelo IRC [28], onde são tidos em conta o volume de líquido a armazenar (surge e ballast volume), o diâmetro crítico da gota e o tempo de residência da mesma.

Os materiais e acabamentos são da responsabilidade dos fabricantes, apropriados para as condições de funcionamento de acordo com as normas indicadas.

Após cálculo das dimensões dos separadores, são determinados os níveis mínimo, máximo e de trabalho. O nível mínimo será 100mm e o nível máximo metade da altura interior, para ambos os separadores. O nível de trabalho para o separador de líquido de -12°C é determinado para garantir uma reserva do caudal a fornecer aos permutadores de placas equivalente a 2,5 minutos, e para o separador de -42°C o nível de trabalho corresponderá ao ballast volume, calculado para acumular o caudal necessário às bombas durante 5 minutos.

3.8.1 Depósito Termossifão

O depósito termossifão tem como objectivo acumular e fornecer Amoníaco líquido aos permutadores de óleo de cada compressor, através do sistema termossifão. Nesta instalação existem cinco permutadores de óleo, um por compressor, com uma potência dissipada total de 829,2 kW.

O sistema é dimensionado para recircular 3 vezes o caudal de Amoníaco necessário e metade do volume do depósito deve ser adequado a acumular o equivalente a 5 minutos do caudal de Amoníaco a fornecer aos permutadores. No caso de existir uma falha na alimentação de Amoníaco líquido ao depósito, os 5 minutos utilizados são suficientes para garantir que as temperaturas do óleo não excedem os limites máximos indicados pelo fabricante.

O caudal de Amoníaco a fornecer aos permutadores é:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{termossifão total}} &= \frac{Q_{\text{arref.óleo}}}{\Delta h_{@35^{\circ}\text{C}}} \times 3 = \frac{829,2}{(1488,33 - 361,19)} \times 3 \\ &= 2,2 \text{ [kg/s]}\end{aligned}\quad (3.02)$$

O volume do depósito é o seguinte:

$$\begin{aligned}V_{\text{termossifão total}} &= \dot{m}_{\text{termossifão total}} \times 5 \text{ min} \times \frac{1}{\rho_{\text{liq}@35^{\circ}\text{C}}} \times 2 \\ &= 2,2 \times 60 \times 5 \times \frac{1}{587,4} \times 2 = 2,24 \text{ [m}^3\text{]}\end{aligned}\quad (3.03)$$

As medidas do depósito termossifão são as adequadas a garantir uma relação comprimento/diâmetro económica. As medidas interiores do depósito são:

- Comprimento: 3 m;
- Diâmetro: 1 m;

3.8.2 Separador de Líquido a -12°C

Tendo em conta que o separador de -12°C está interligado a dois permutadores de placas e respectivas tubagens, o volume de líquido a armazenar é relativamente pequeno. Consequentemente, se o separador for dimensionado pelo método de cálculo do IRC [28], é obtido um separador com pequenas dimensões e diâmetro crítico de gota demasiado elevado.

Ainda, dado que o caudal de Amoníaco a fornecer ao separador de -42°C passa primeiro por este separador, é necessário haver uma reserva no volume interno que

acomode as flutuações de caudal. Por forma a permitir um cálculo conservativo, o separador é sobredimensionado tendo em conta um diâmetro crítico da gota pequeno, através da manipulação das fórmulas do método de cálculo escolhido.

São utilizados os seguintes pressupostos:

- Diâmetro crítico da gota: 100 μ m, correspondendo a uma velocidade terminal (v_T) de 0,254 m/s, segundo a Figura 1 da referência [28];
- Tempo de residência da gota (t_R) \geq 2 segundos;
- Altura do nível máximo de trabalho/diâmetro ($H/D=f_1$): 0,5;
- Volume varrido: 382 m³/h vezes 2 compressores = 0,212 m³/s;
- Factor para geometria de separação horizontal (f_2/f_1): 0,78 (de acordo com $H/D=0,5$ e figura 11 da referência [28]);

Tendo em conta os pressupostos acima indicados, é possível calcular o diâmetro do separador através da seguinte fórmula:

$$D_{\text{Separador } -12^{\circ}\text{C}} = \sqrt{\frac{\dot{V}_{\text{varrido}} \times 4 \times f_2/f_1}{v_T \times \pi \times l/D}} = \sqrt{\frac{0,212 \times 4 \times 0,78}{0,254 \times \pi \times 4}} = 0,46 \quad (3.04)$$

$\rightarrow 0,7 \text{ [m]}$

O valor calculado iria originar um separador com comprimento demasiado elevado, relativamente ao diâmetro. Assim, o diâmetro é aumentado para 0,7 metros e reduzido o comprimento, mantendo uma relação comprimento/diâmetro economicamente aceitável.

Este separador terá duas tubagens de retorno, uma por permutador, pelo que é necessário calcular a distância necessária para separação das gotas (L_1 e L_2), para o tempo de residência da gota escolhido.

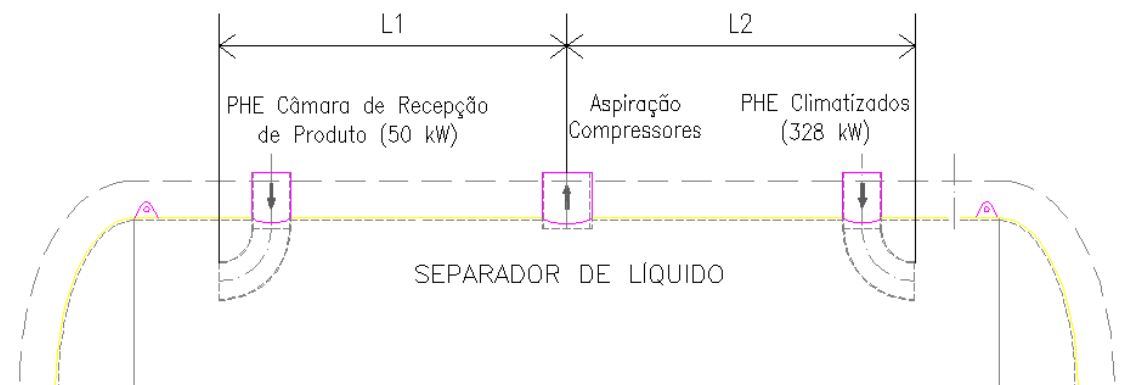


Figura 19 - Distância entre as tubagens de retorno e de aspiração no separador de líquido

Para determinar o comprimento de L1 e L2 é necessário saber a velocidade do gás aspirado pelos compressores entre cada tubagem de retorno e a tubagem de aspiração comum dos compressores. Para isso, é necessário determinar o volume varrido pelos compressores em L1 e L2, que por sua vez é proporcional à capacidade frigorífica dos permutadores de placas. Como o permutador de placas do circuito dos espaços climatizados tem 6,56 vezes maior capacidade frigorífica, o volume varrido no segmento L2 é 6,56 vezes superior ao segmento L1.

Os volumes varridos são os indicados nas especificações dos compressores. Com os volumes varridos obtidos para L1 e L2, a velocidade do Amoníaco é calculada através da seguinte fórmula:

$$v_{v,x} = \frac{\dot{V}_{varrido}}{f_1 \times A_{separador}} = [\text{m/s}] \quad (3.05)$$

Por fim, a distância necessária para um tempo de residência da gota igual a 2 segundos é obtida através da seguinte fórmula:

$$l = t_R \times v_{v,x} [\text{m}], \text{ com } t_R = 2 \text{ s} \quad (3.06)$$

Obtiveram-se os seguintes resultados:

Tabela 491- Distâncias de separação necessárias no separador de -12°C

Segmento	L1	L2
Diâmetro Interno do Separador, [m]	0,7	0,7
Volume varrido, $\dot{V}_{varrido}$ [m ³ /h]	101	663
Velocidade no plano horizontal, $v_{v,x}$ [m/s]	0.146	0,957
Distância, l [m]	0,292	1,914

Tendo em conta os valores calculados é considerado um separador de líquido com:

- Comprimento: 2,3 m;
- Diâmetro: 0,7 m;

Os níveis mínimo, máximo e de trabalho são os seguintes:

Tabela 502 - Níveis Mínimo, Máximo e de Trabalho para o Separador de -12°C

Nível	Altura [mm]	Volume de Líquido [m ³]
Mínimo	100	0,18
Trabalho	231	0,34
Máximo	350	0,48

3.8.3 Separador de Líquido a -42°C

De acordo com o método indicado previamente, primeiro é necessário determinar o surge volume e o ballast volume.

Surge volume é volume disponível no separador de líquido para:

- Acomodar situações esporádicas de retorno de líquido, consequentes da variação de carga térmica com consequente flutuação de caudal de Amoníaco;
- Acomodar o líquido no interior dos evaporadores, aquando da descongelação por gás quente.

Para este caso é considerado o volume de 1 evaporador da câmara de congelados, 4 evaporadores do túnel de congelação e 30% do volume interno da tubagem de retorno ao separador de líquido [28]:

$$V_{surge} = V_{Evap\ C.Cong.} + 4 \times V_{Evap\ Túnel} + 0.3 \times V_{Tubagem\ de\ Retorno} \quad (3.07)$$
$$= 0,0715 + 4 \times 0,7 + 0,3 \times 1,54 = 3,333 \text{ [m}^3\text{]}$$

Ballast volume é volume disponível no separador de líquido para:

- Armazenar o Amoníaco a fornecer no início do funcionamento dos evaporadores, quando a carga térmica é mais elevada;
- Permitir que o sistema tenha inércia suficiente para acomodar oscilações de carga térmica;

Utilizando a metodologia mais comum, o ballast volume é determinado para acumular o equivalente a 5 minutos do caudal das bombas de Amoníaco, que garantem o volume de líquido necessário para as situações acima indicadas:

$$V_{ballast} = \frac{V_{bomba1}}{3600} + \frac{V_{bomba2}}{3600} \times 5 = \frac{(10,6 + 9,5)}{3600} \times 5 = 1,675 \text{ [m}^3\text{]} \quad (3.08)$$

Para proceder ao dimensionamento de acordo com a metodologia indicada, são utilizados os seguintes pressupostos:

- Altura do nível máximo de trabalho/diâmetro ($H/D=f_1$): 0,5;
- Relação Comprimento/Diâmetro (l/D) = 2,5;
- Diâmetro crítico máximo da gota <150 μm ;
- Tempo de residência da gota (t_R) \geq 2 segundos;
- Factor para geometria de separação horizontal (f_2/f_1): 0,78 (de acordo com $H/D=0,5$ e figura 11 da referência [28]);

O diâmetro do separador é calculado segundo o seguinte:

$$D_{Separador -42^{\circ}C} = \sqrt[3]{\frac{4(V_{surge} + V_{ballast})}{\pi \times f_1 \times (L/D)}} = \sqrt[3]{\frac{4(3,333 + 1,675)}{\pi \times 0,5 \times 2,5}} = 1,72 \quad (3.09)$$

$$\rightarrow 1,8 \text{ [m]}$$

Comprimento do separador:

$$l_{Separador -42^{\circ}C} = \frac{V_{surge} + V_{ballast}}{f_1 \times \pi \times \frac{D^2}{4}} = \frac{3,333 + 1,675}{0,5 \times \pi \times \frac{1,8^2}{4}} = 3,93 \rightarrow 5 \text{ [m]} \quad (3.10)$$

Após terminar o cálculo verificou-se que o comprimento calculado é demasiado pequeno, resultando num tempo de residência da gota inferior ao aceitável. O processo de cálculo foi repetido e optou-se por um comprimento interior igual a 5 metros.

A velocidade terminal da gota é a seguinte:

$$v_t = \frac{\dot{V}_{varrido}}{A_{separador} \times (L/D)} \times \frac{f_2}{f_1} = \frac{\left(\frac{3370 \times 3 + 319}{3600}\right)}{\pi \times \frac{1,8^2}{4} \times \frac{5}{1,8}} \times 0,78 \quad (3.11)$$

$$= 0,32 \text{ [m/s]}$$

À semelhança do separador de $-12^{\circ}C$, este separador terá duas tubagens de retorno, com respectivas distâncias $L1$ e $L2$. É utilizada a equação (3.05) para determinar a velocidade do gás aspirado pelos compressores, e a equação seguinte para determinar o tempo de residência da gota:

$$t_R = \frac{L}{v_{v,x}} \text{ [s]} \quad (3.12)$$

As duas tubagens de retorno separador de líquido foram projectadas para que a potência frigorífica total seja distribuída equitativamente entre elas, através da distribuição dos evaporadores do túnel de congelação. A única excepção é a câmara de congelados, cuja tubagem de retorno é interligada a uma das tubagens de retorno dos evaporadores do túnel de congelação.

Obtiveram-se os seguintes resultados:

Tabela 51 - Distâncias de separação necessárias no separador de -42°C

Segmento	L1	L2
Distância, L [m]	2,5	2,5
Diâmetro Interno do Separador (1,8), [m]	54,5	54,5
Volume varrido, $\dot{V}_{varrido}$ [m ³ /h]	5212	5054
Velocidade do gás no plano horizontal, $v_{v,x}$ [m/s]	1,104	1,138
Tempo de residência da gora, t_R [s]	2,27	2,20

Tendo em conta os valores calculados é considerado um separador de líquido com:

- Comprimento: 5 m;
- Diâmetro: 1,8 m;

Os níveis mínimo, máximo e de trabalho são os seguintes:

Tabela 524 - Níveis Mínimo, Máximo e de Trabalho para o Separador de -42°C

Nível	Altura [mm]	Volume de Líquido [m ³]
Mínimo	100	1,35
Trabalho	322	3,02
Máximo	900	7,13

3.8.4 Depósito Intermédio

O depósito intermédio tem como função a separação do Amoníaco líquido e gás, proveniente da expansão do separador de -12°C para -23,8°C. Em condições normais, quando a alimentação de Amoníaco ao separador de líquido de -42°C for interrompida a alimentação de Amoníaco ao depósito intermédio também tem de o ser, para evitar a acumulação de líquido. No entanto, durante o funcionamento da instalação é expectável que algum líquido acumule no depósito intermédio pelo que este deve ser dimensionado com alguma segurança.

De acordo com a referência [29], o diâmetro interno do depósito intermédio pode ser calculado através do volume varrido, velocidade máxima para separação e diâmetro da tubagem de aspiração. É escolhida uma velocidade máxima de 1,3 m/s, sendo o volume aspirado pela porta economizer o indicado na especificação dos compressores. O diâmetro da tubagem de aspiração foi calculado previamente.

Obtiveram-se os seguintes resultados:

$$D_i = \sqrt{\frac{1270 \times V_{\text{aspirado}}}{v_y} + D_{\text{aspiração}}^2} \quad (3.13)$$

$$= \sqrt{\frac{1270 \times \frac{255 \times 1000 \times 3}{3600}}{1,3} + 114,3^2} = 470[\text{mm}]$$

O comprimento necessário para a separação é o seguinte:

$$H = \sqrt{\frac{51 \times V_{\text{aspirado}}}{v_y} + D_i + 0,5 + 0,05} \quad (3.14)$$

$$= \sqrt{\frac{51 \times \frac{255 \times 1000 \times 3}{3600}}{1,3} + 470 + 50 + 5} = 616[\text{mm}]$$

O comprimento do depósito é aumentado para garantir alguma segurança na possível acumulação de líquido no interior, mas também para permitir uma relação diâmetro/comprimento económica. Optou-se por aumentar o comprimento do depósito e obtiveram-se as seguintes dimensões finais:

- Comprimento: 2 m;
- Diâmetro: 0,5 m;

3.8.5 Depósito de Líquido

Durante as operações de manutenção à instalação frigorífica existe a necessidade de transferir o Amoníaco no interior dos equipamentos e/ou depósitos, para evitar a total reposição do mesmo. Por forma a evitar a contratação de um camião cisterna, é colocado um depósito de líquido na instalação para esta função. Ao mesmo tempo, este depósito garante que a válvula de expansão é alimentada apenas com líquido, ao conter uma pequena reserva de líquido no seu interior.

Neste caso o depósito de líquido é dimensionado tendo em conta o equipamento com maior quantidade de líquido no seu interior, possível de ser intervencionado: o separador de líquido de -42°C . O depósito de líquido é dimensionado para que 80% do seu volume acomode o Amoníaco líquido proveniente do separador de líquido. Assim, as dimensões são:

- Comprimento: 5,5 m;
- Diâmetro: 1,2 m;

3.9 Isolamentos

Para o isolamento da tubagem são consideradas as espessuras indicadas na tabela 7-9 do livro Ammonia Piping Refrigeration Handbook do IIAR [21], com isolamento do tipo PIR revestido a chapa de alumínio. As espessuras são calculadas para limitar a transferência de calor a 25 W/m² e condensação no exterior, considerando as seguintes condições:

- Temperatura ambiente: 28°C
- Humidade Relativa: 90%
- Velocidade do vento: 3,4 m/s

Desde a válvula de expansão do separador de -12°C até à aspiração dos compressores, todas as tubagens e equipamentos são isolados com as seguintes espessuras mínimas:

Tabela 535 - Espessuras mínimas em mm para Revestimento de Tubagens e Equipamentos

DN	Temperatura [°C]		
	-12	-24	-42
15	38	51	51
20	51	51	64
25	51	51	64
32	51	51	64
40	51	51	76
50	51	51	76
65	51	51	76
80	64	76	76
100	64	76	89
125	64	76	89
150	76	76	89
200	76	89	102
250	76	89	102
Depósito Intermédio	-	102	-
Separador de Líquido	89	-	127

A tubagem de água glicolada do tipo *Georg Fischer* é pré-fabricada com isolamento, calculado pelo fornecedor para a aplicação em causa.

3.10 Válvulas e Controlos

Neste capítulo são indicadas as principais válvulas e instrumentação para controlo, necessários ao funcionamento da instalação frigorífica.

Para as válvulas e controlos dos circuitos a Amónia são considerados equipamentos da marca *Danfoss*. No Anexo 10 estão demonstrados os cálculos necessários à selecção das válvulas de expansão, válvulas servo-operadas e válvulas de retenção.

Para os circuitos de água glicolada são considerados equipamentos da marca *TA Hydronic*, indicados no Anexo 9, e da marca *Georg Fischer*.

3.10.1 Compressores

O fornecimento dos compressores inclui a instalação dos controlos necessários ao seu funcionamento e protecção, como sensores, pressostatos e termostatos, bem como os permutadores de calor para arrefecer o óleo com o seu respectivo circuito. Os modelos das válvulas e controlos a instalar são os seguintes:

- Compressores de Parafuso:

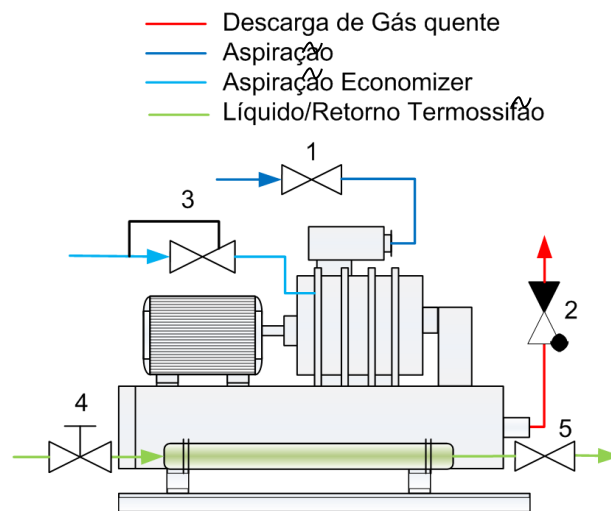


Figura 20 - Válvulas e Controlos dos Compressores de Parafuso

Legenda:

- 1- Válvula de corte;
- 2- Válvula de retenção/corte;
- 3- Válvula de regulação de pressão constante;
- 4- Válvula de regulação/corte;
- 5- Válvula de corte;

Os modelos das válvulas a instalar são os seguintes:

Tabela 546 - Válvulas e Controlos para os Compressores de Parafuso

Ref.	Legenda	N250VLLD-HE
1	Válvula de corte	SVA-ST 200
2	Válvula de retenção/corte	SCA-X 100
3	Válvula de Regulação de Pressão Constante	ICS65 + CVP (HP)
4	Válvula de retenção/corte	REG 25/5
5	Válvula de corte	SVA-ST 80

- Compressores Alternativos:

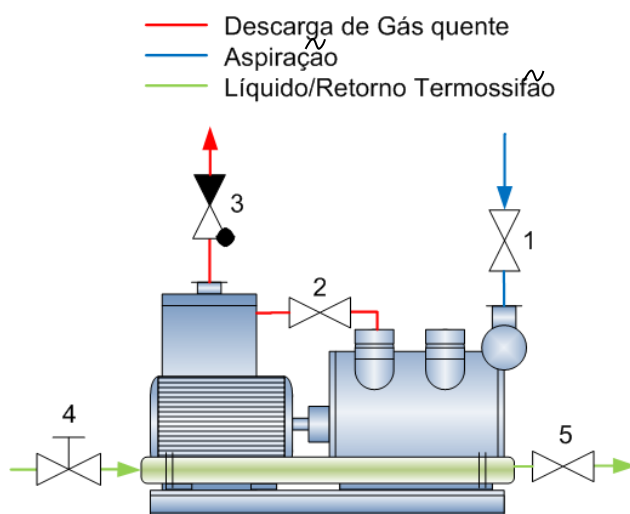


Figura 21 - Válvulas e Controlos dos Compressores Alternativos

Legenda:

- 1- Válvula de corte;
- 2- Válvula de corte;
- 3- Válvula de retenção/corte;
- 4- Válvula de regulação/corte;
- 5- Válvula de corte;

Os modelos das válvulas a instalar são os seguintes:

Tabela 557 - Válvulas e Controlos para os Compressores Alternativos

Ref.	Legenda	N42WB	N4WB
1	Válvula de corte	SVA-ST 65	SVA-ST 80
2	Válvula de corte	SVA-ST 40	SVA-ST 50
3	Válvula de retenção/corte	SCA-X 40	SCA-X 50
7	Válvula de retenção/corte	REG 15/1	REG 15/1
8	Válvula de corte	SVA-ST 15	SVA-ST 15

3.10.2 Condensadores

Para cada condensador é apenas necessário instalar válvulas de corte, duas na tubagem de entrada e duas na tubagem de saída, dado que os condensadores possuem uma bateria dupla:

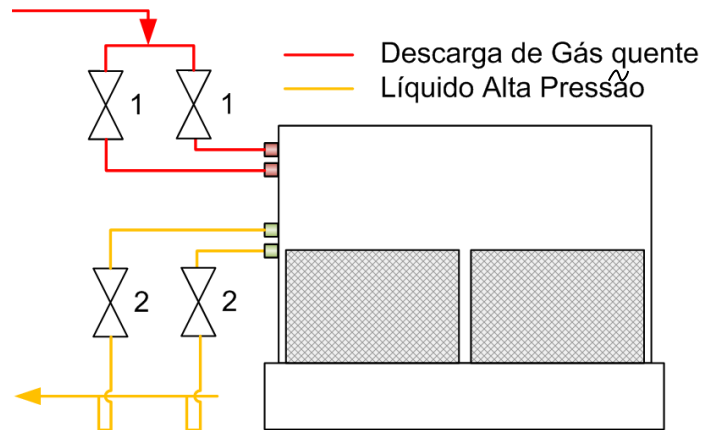


Figura 22 - Válvulas e Controlos dos Condensadores

Legenda:

- 1- Válvula de corte;
- 2- Válvula de corte;

Os modelos das válvulas a instalar são os seguintes:

Tabela 56 - Válvulas e Controlos para os Condensadores

Ref.	Legenda	Condensadores
1	Válvula de regulação/corte	SVA-ST 125
2	Válvula de corte	SVA-ST 65

3.10.3 Frigodifusores

O circuito de água glicolada é projectado para permitir caudal constante nas bombas (circuito primário) e caudal variável nos frigodifusores (circuito secundário). A panóplia de válvulas e controlos de cada frigodifusor terá a seguinte configuração:

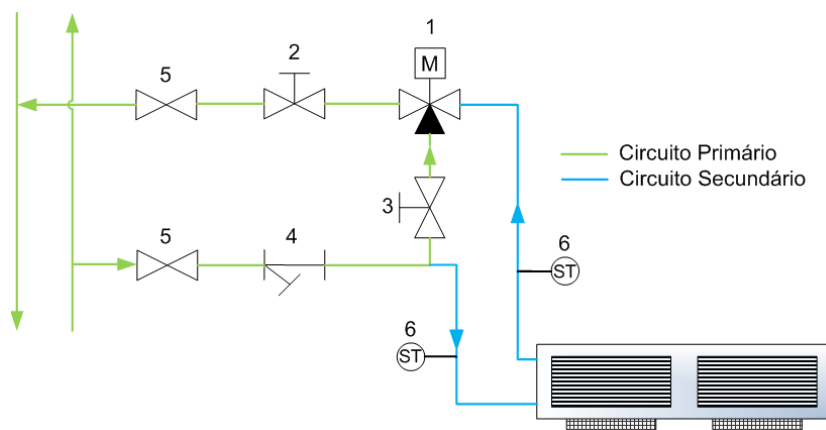


Figura 23 – Válvulas e Controlos dos Frigidifusores

Legenda:

- 1- Válvula de controlo de 3 vias com actuador;
- 2- Válvula de regulação estática
- 3- Válvula de regulação estática
- 4- Filtro
- 5- Válvula de corte
- 6- Sensor de temperatura

O controlo é realizado tendo em conta o seguinte: à medida que a diferença de temperatura entre a água glicolada à entrada e à saída do frigidifusor diminui, menor será a carga térmica presente no local e conseqüentemente menor o caudal necessário a fornecer. Nesta situação o caudal será recirculado para a linha de retorno do circuito primário através de um by-pass ao frigidifusor. Quando a diferença de temperatura atingir o valor zero, todo o caudal será recirculado para o circuito primário.

As principais válvulas terão a seguinte função:

- Válvula de 3 vias nº1: manter a temperatura constante no frigidifusor, regulando o caudal no circuito secundário e mantendo constante o caudal no circuito primário;
- Válvula de regulação estática nº2: regular a perda de carga no circuito secundário com a válvula de três vias aberta (zero recirculações), equilibrando este circuito com o circuito secundário com a pior perda de carga no circuito, introduzindo uma perda de carga equivalente;
- Válvula de regulação estática nº3: regular a perda de carga no circuito secundário com a válvula de três vias fechada (todo o caudal é recirculado), introduzindo uma perda de carga equivalente ao frigidifusor na tubagem de by-pass;

Sendo que a informação sobre a perda de carga nos frigidifusores não está disponível, as válvulas de 3 vias nº1, e de regulação estática nº3, são dimensionadas para igualarem uma perda de carga de 0.15 bar por defeito. Esta é a perda de carga

considerada para cada circuito secundário, ou seja, tubagem, curvas e frigidifusor. Para a válvula de regulação estática nº2 é escolhida a válvula do diâmetro da tubagem.

Foi utilizado o software da marca de válvulas *TA Hydronics* [30], para seleccionar as válvulas de 3 vias e de regulação estática, onde se obtiveram os resultados presentes no Anexo 9.

Obtiveram-se os seguintes equipamentos, por frigidifusor:

Tabela 57 - Válvulas e Controlos para os Frigidifusores

Ref.	Legenda	C1-C2	B1	D1-D9	E1-E6	F1-F2
1	Válvula de 3 vias	CV DN40	CV DN40	CV DN32	CV DN32	CV DN40
2	Válvula de regulação estática	STAD-50	STAD-50	STAD-40	STAD-50	STAD-50
3	Válvula de regulação estática	STAD-50	STAD-40	STAD-32	STAD-40	STAD-40
4	Filtro	Filtro ABS d50	Filtro ABS d50	Filtro ABS d40	Filtro ABS d50	Filtro ABS d50
5	Válvula de corte	Válvula de bola ABS d50	Válvula de bola ABS d50	Válvula de bola ABS d40	Válvula de bola ABS d50	Válvula de bola ABS d50
6	Sensor de temperatura	MBT 3252	MBT 3252	MBT 3252	MBT 3252	MBT 3252

3.10.4 Evaporadores

As panóplias de válvulas e controlos dos evaporadores da câmara de congelados e do túnel de congelação serão projectadas tendo em consideração sistema inundado com descongelação com gás quente. A configuração será a seguinte:

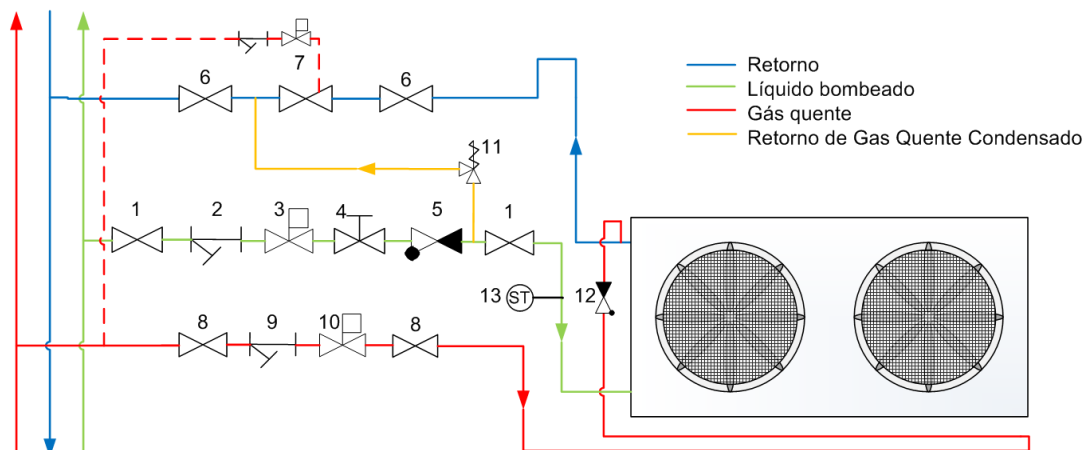


Figura 24 - Válvulas e Controlos dos Evaporadores

Legenda:

- 1- Válvula de corte;
- 2- Filtro;
- 3- Válvula solenóide;
- 4- Válvula de regulação manual;
- 5- Válvula de retenção;
- 6- Válvulas de corte;
- 7- Válvula servo-operada de dois tempos alimentada por gás quente, com válvula eléctrica e filtro;
- 8- Válvulas de corte;
- 9- Filtro;
- 10- Válvula solenóide;
- 11- Válvula de alívio de pressão;
- 12- Válvula de retenção;
- 13- Sensor de Temperatura.

O controlo será realizado do seguinte modo:

- Produção de Frio: A válvula solenóide nº3 irá estar aberta, e a expansão de líquido será realizada através da válvula de regulação manual nº4. Nesta situação, a válvula servo-operada de dois tempos nº7 irá estar aberta e a válvula solenóide nº10 irá estar fechada. A válvula de alívio de pressão nº11 não irá abrir, por não ser atingida a pressão necessária.
- Descongelação: No início, a válvula solenóide nº3 irá fechar, mas os ventiladores irão continuar a trabalhar cerca de 120 a 600 segundos, para evaporar o líquido no interior do evaporador. De seguida, os ventiladores irão ser desligados e a válvula servo-operada de dois tempos nº7 irá fechar através do accionamento da válvula eléctrica acoplada. Por fim a válvula solenóide nº10 irá abrir 10 a 20 segundos após o fecho da válvula servo-operada de dois tempos nº7, permitindo que o gás quente atravessasse o tabuleiro de esgoto e o interior do evaporador. Quando a pressão pré-definida na válvula de alívio de pressão nº11 for atingida, o gás quente agora condensado irá voltar ao separador através da tubagem de retorno.

Relativamente à válvula servo-operada nº7, para os evaporadores da câmara de congelados é utilizada uma válvula de 1 tempo com válvula eléctrica, e para os evaporadores do túnel de congelação é utilizada uma válvula de 2 tempos assistida por gás quente, com válvula eléctrica. A válvula de alívio de pressão é regulada para 5,5 bar por defeito.

São utilizados os seguintes equipamentos, por evaporador:

Tabela 58 - Válvulas e Controlos para os Evaporadores

Ref.	Legenda	A1-A4	G1-G12
1	Válvulas de corte	SVA-ST 15	SVA-ST 32
2	Filtro	FIA 15	FIA 32
3	Válvula solenóide	EVRA 15	EVRA 32
4	Válvula de regulação manual	REG15/1	REG25/4
5	Válvula de retenção	NRVA 15	NRVA 15
6	Válvulas de corte	SVA-ST 40	SVA-ST 100
7	Válvula solenóide de dois tempos alimentada por gás quente, com válvula eléctrica e filtro	ICS25-20 + CVP (LP) + EVM15 + FIA 15	GPLX 80 +EVRB +FIA 15
8	Válvulas de corte	SVA-ST 32	SVA-ST 50
9	Filtro	FIA 32	FIA 50
10	Válvula solenóide	EVRA 32	EVRA 40
11	Válvula de alívio de pressão	OFV 15	OFV 20
12	Válvula de retenção	NRVA 32	NRVA 25
13	Sensor de Temperatura	AKS 21	AKS21

3.10.5 Permutadores de Placas

Os permutadores de placas são equipados com as seguintes válvulas e controlos:

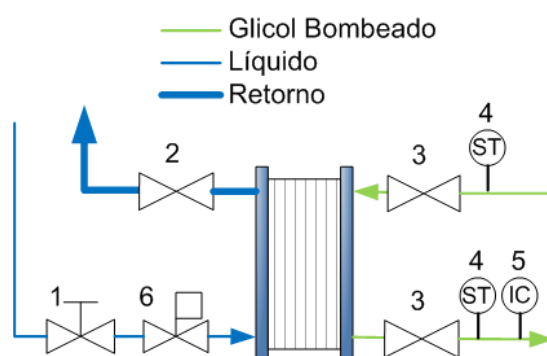


Figura 25 - Válvulas e Controlos dos Permutadores de Placas

Legenda:

- 1- Válvula de regulação/corte;
- 2- Válvula de corte;
- 3- Válvula de corte;
- 4- Sensor de Temperatura;
- 5- Interruptor de Caudal;
- 6- Válvula solenóide (apenas no permutador de climatizados).

São instalados interruptores de caudal e sensores de temperatura na tubagem de água glicolada, para permitir a regulação e monitorização da instalação de acordo com a necessidade de frio.

A válvula de regulação/corte é utilizada para regular o caudal de Amoníaco necessário na entrada dos permutadores de placas, por forma a obter-se a correcta temperatura da água glicolada à saída dos permutadores de placas.

Devido ao elevado diferencial térmico entre a água glicolada e o Amoníaco líquido, no permutador de placas do circuito dos climatizados, é instalada uma válvula solenóide. Esta válvula irá fechar assim que a temperatura da água glicolada à saída dos permutadores de placas for atingida, considerando alguma margem para evitar uma operação instável, prevenindo uma temperatura demasiado baixa no circuito.

Tabela 59 - Válvulas e Controlos dos Permutadores de Placas

Ref.	Legenda	Câmara de Recepção de Produto	Climatizados
1	Válvula de regulação/corte	REG 15/2	REG 25/5
2	Válvula de corte	SVA-ST 50	SVA-ST 100
3	Válvula de corte	Butterfly valve type 567 ABS d 65	Butterfly valve type 567 ABS d 160
4	Sensor de Temperatura	MBT 3252	MBT 3252
5	Interruptor de Caudal	FQS	FQS
6	Válvula solenóide	-	EVRA 32

3.10.6 Bombas de Distribuição de Água Glicolada

As bombas são equipadas com as seguintes válvulas e controlos:

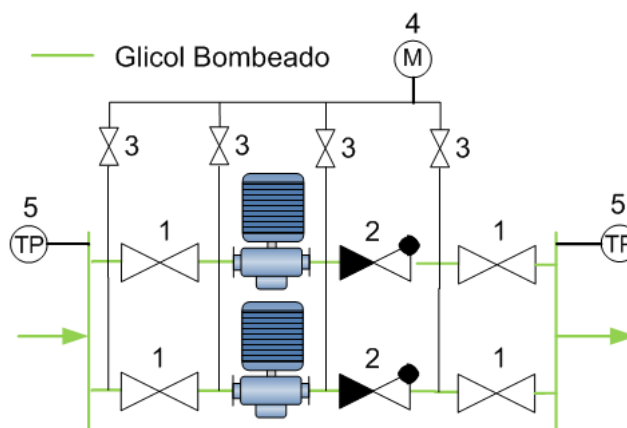


Figura 26 - Válvulas e Controlos das Bombas de Água Glicolada

Legenda:

- 1- Válvula de corte;
- 2- Válvula de retenção;
- 3- Válvula de corte;
- 4- Manómetro;

5- Transdutor de pressão;

As bombas funcionam com caudal constante, pelo que não é necessário nenhum tipo de controlo de velocidade. É instalado um transdutor de pressão na descarga para monitorizar a pressão do circuito e para regular a bomba para o seu ponto de funcionamento através do fecho parcial da válvula de corte na descarga. Não são considerados filtros devido ao elevado custo, conseqüente do diâmetro da tubagem e da utilização de filtros em todas as panóplias dos frigodifusores. As válvulas e controlos a instalar nas bombas são os seguintes:

Tabela 60 - Válvulas e Controlos para as bombas de Água Glicolada

Ref.	Legenda	Câmara de Recepção de Produto	Climatizados
1	Válvula de corte	Butterfly valve type 567 ABS d 160	Butterfly valve type 567 ABS d 63
2	Válvula de retenção	Check valve type 562 ABS d160	Check valve type 562 ABS d63
3	Válvula de corte	Butterfly valve type 567 ABS d 160	Butterfly valve type 567 ABS d 63
4	Válvula de corte	Válvula de bola ABS d15	Válvula de bola ABS d15
5	Manómetro	Gama [0-6] bar	Gama [0-6] bar
6	Transdutor de pressão	MBS 1900	MBS 1900

3.10.7 Bombas de Distribuição de Amoníaco

Cada bomba de Amoníaco tem o seu próprio circuito, onde são equipadas as seguintes válvulas e controlos:

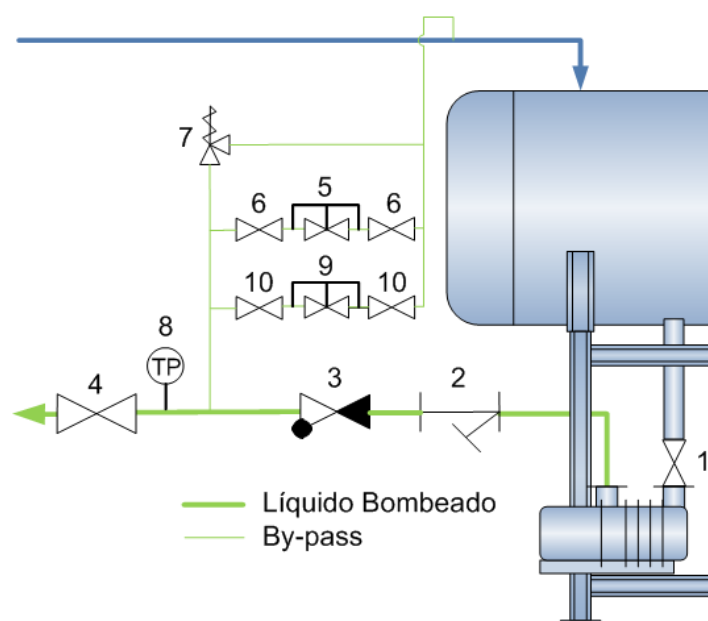


Figura 27 - Válvulas e Controlos das Bombas de Amoníaco

Legenda:

- 1- Válvula de corte;
- 2- Filtro;
- 3- Válvula de retenção;
- 4- Válvula de corte;
- 5- Válvula servo-operada, com piloto de pressão diferencial;
- 6- Válvula de corte;
- 7- Válvula de alívio de pressão;
- 8- Transdutor de pressão;
- 9- Válvula servo-operada, com piloto de pressão diferencial (apenas na Bomba nº3);
- 10- Válvula de corte (apenas na Bomba nº3);

O filtro é instalado após a bomba, para evitar o aumento da perda de carga na aspiração da mesma.

A válvula servo-operada nº5 é instalada para garantir que as válvulas de regulação dos evaporadores são alimentadas sempre à mesma pressão. Esta regulação é obtida através do piloto do tipo CVPP, que identifica a pressão a jusante e a montante da válvula, possibilitando assim definir uma pressão diferencial mínima para a válvula servo-operada abrir. Quando a pressão da bomba aumenta, devido à flutuação do pedido de caudal, a pressão diferencial irá exceder o valor definido na válvula servo-operada e esta irá abrir, criando um by-pass para o separador de líquido até ser atingida a pressão definida. Na bomba nº3 será instalada uma segunda válvula servo-operada em paralelo, com a pressão diferencial regulada para quando o separador de -42°C trabalha a uma temperatura interior de -28°C. Esta situação só ocorrerá quando o túnel de congelação estiver inactivo, e para isso deverão ser fechadas as válvulas de corte nº6 e abertas as válvulas de corte nº10.

A válvula de alívio de pressão é instalada como segurança à válvula servo-operada, para garantir que a pressão nas bombas não excede a pressão correspondente ao caudal mínimo, no caso da válvula servo-operada não abrir.

São instaladas as seguintes válvulas e controlos:

Tabela 61a - Válvulas e Controlos para as bombas de Amónio

Ref.	Legenda	Bomba 1 – Ref. 7	Bomba 2 – Ref. 12	Bomba 3 – Ref. 3
1	Válvula de corte	SVA-ST 65	SVA-ST 65	SVA-ST 25
2	Filtro	FIA 50	FIA 50	FIA 20
3	Válvula de retenção	NRVA 25	NRVA 25	NRVA 15
4	Válvula de corte	SVA-ST 50	SVA-ST 50	SVA-ST 20

Tabela 62b - Válvulas e Controlos para as bombas de Amoníaco

Ref.	Legenda	Bomba 1 – Ref. 7	Bomba 2 – Ref. 12	Bomba 3 – Ref. 3
5	Válvula servo-operada, com piloto de pressão diferencial	ICS25-15 + CVPP (LP)	ICS25-15 + CVPP (LP)	ICS25-5 + CVPP (LP)
6	Válvula de corte	SVA-ST 32	SVA-ST 32	SVA-ST 15
7	Válvula de alívio de pressão	OFV 32	OFV 32	OFV 15
8	Válvula de corte e transdutor de pressão	AKS 33	AKS 33	AKS 33
9	Válvula servo-operada, com piloto de pressão diferencial	-	-	ICS25-5 + CVPP (LP)
10	Válvula de corte	-	-	SVA-ST 15

3.10.8 Depósito Termossifão e Depósito de Líquido

O depósito termossifão e o depósito de líquido são equipados com as seguintes válvulas e controlos:

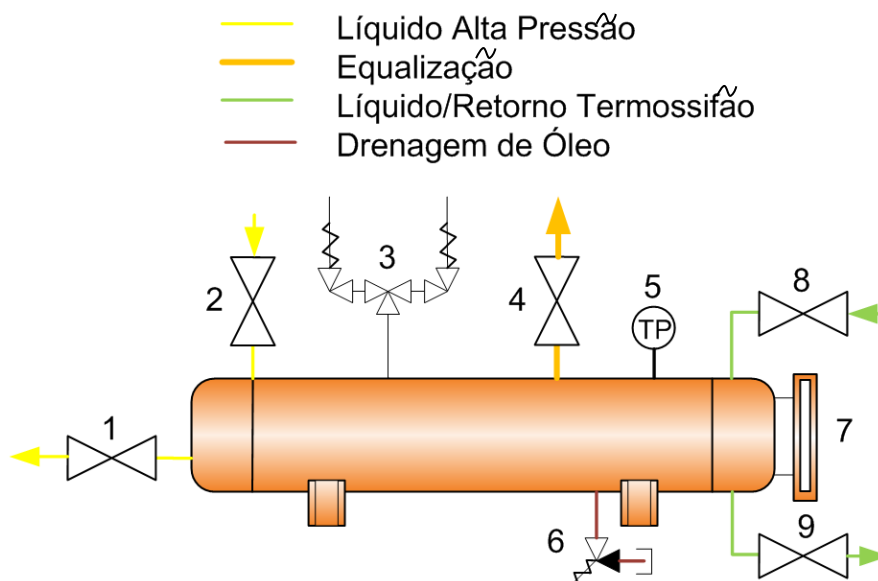


Figura 28 - Válvulas e Controlos do Depósito Termossifão e do Depósito Líquido

Legenda:

- 1- Válvula de corte;
- 2- Válvula de corte;
- 3- Válvula de segurança dupla com válvula de 3 vias;
- 4- Válvula de corte;
- 5- Transdutor de pressão (apenas no depósito termossifão);
- 6- Válvula de corte e válvula para drenagem de óleo;
- 7- Visor de nível de líquido;
- 8- Válvula de corte (apenas no depósito termossifão);

9- Válvula de corte (apenas no depósito termossifão).

As válvulas de corte nº8 e nº9 são apenas instaladas no depósito termossifão, para o circuito de arrefecimento de óleo. O transdutor de pressão nº5 é apenas instalado no depósito termossifão, sendo que a pressão no depósito de líquido deve ser a mesma. Os modelos das válvulas e controlos a instalar são os seguintes:

Tabela 63 - Válvulas e Controlos do Depósito Termossifão e Depósito de Líquido

Ref.	Legenda	Depósito Termossifão	Depósito de Líquido
1	Válvula de corte	SVA-ST 80	SVA-ST 65
2	Válvula de corte	SVA-ST 100	SVA-ST 80
3	Válvula de 3 vias com válvula de segurança dupla	DSV1 + 2 x SV15	DSV1 + 2 x SV15
4	Válvula de corte	SVA-ST 125	SVA-ST 25
5	Transdutor de pressão	AKS 33	-
6	Válvula para drenagem de óleo	SVA-ST 15 + QDV 15	SVA-ST 15 + QDV 15
7	Visor de nível de líquido	LLG 995	LLG 1145
8	Válvula de corte	SVA-ST 125	-
9	Válvula de corte	SVA-ST 80	-

3.10.9 Separadores de Líquido e Depósito Intermédio

- Separador de Líquido de -12°C:

O separador de líquido de -12°C é equipado com as seguintes válvulas e controlos:

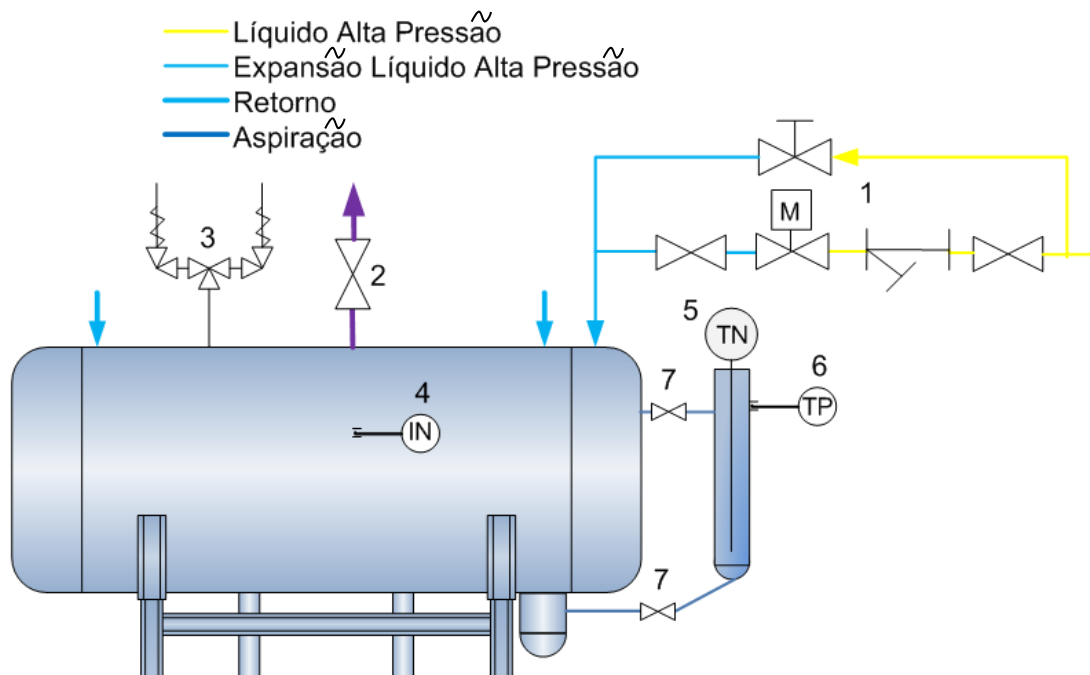


Figura 29 - Válvulas e Controlos do Depósito Líquido de -12°C

Legenda:

- 1- Conjunto de expansão: válvulas de corte, filtro, válvula motorizada, válvula de regulação manual em by-pass;
- 2- Válvula de corte;
- 3- Válvula de segurança dupla com válvula de 3 vias;
- 4- Interruptor de nível;
- 5- Transmissor de nível electrónico;
- 6- Transdutor de pressão;
- 7- Válvula de corte;

O controlo da alimentação de líquido ao separador de -12°C é mediante o nível de líquido no interior do mesmo, monitorizado pelo transmissor de nível electrónico nº5 por forma a proteger os compressores da aspiração de gotas de líquido. É instalado ainda um transdutor de pressão para monitorização da pressão no interior, e um interruptor de nível como redundância ao transmissor de nível electrónico, para segurança adicional aos compressores. Os modelos das válvulas e controlos a instalar são os seguintes:

Tabela 64a - Válvulas e Controlos do Separador de Líquido de -12°C

Ref.	Legenda	Separador de Líquido de -12°C
1	Conjunto de expansão: válvulas de corte + filtro + válvula motorizada + válvula de regulação manual em by-pass	2 x SVA-ST 65 + FIA 65 + ICM40B/ICAD900 + REG 25/6
2	Válvula de corte nº2	SVA-ST 100
3	Válvula de 3 vias com válvula de segurança dupla	DSV1 + 2 x SV-ST 15

Tabela 65b - Válvulas e Controlos do Separador de Líquido de -12°C

Ref.	Legenda	Separador de Líquido de -12°C
4	Interruptor de nível	AKS 38
5	Transmissor de nível electrónico	AKS 4100
6	Transdutor de pressão	AKS 33
7	Válvula de corte nº7	SVA-ST 40

- Depósito Intermédio:

O depósito intermédio é equipado com as seguintes válvulas e controlos:

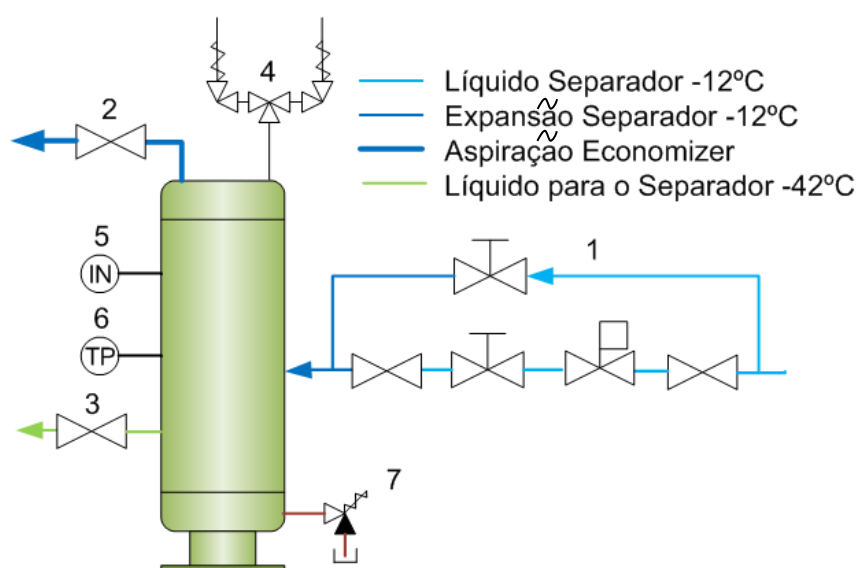


Figura 30 - Válvulas e Controlos do Depósito Intermédio

Legenda:

- 1- Conjunto de expansão: válvulas de corte, filtro, válvula solenóide, válvula de regulação manual, válvula de regulação manual em by-pass;
- 2- Válvula de corte;
- 3- Válvula de corte;
- 4- Válvula de segurança dupla com válvula de 3 vias;
- 5- Interruptor de nível;
- 6- Transdutor de pressão;
- 7- Válvula de corte e válvula para drenagem de óleo;

Apesar de o depósito intermédio não ter como função a acumulação de líquido, alterações no funcionamento da instalação podem originar o aumento do nível de líquido no seu interior. Assim, é instalado um interruptor de nível que irá estar encravado com a válvula solenóide, para segurança aos compressores aquando o nível

de líquido no interior exceder a altura máxima no depósito. Os modelos das válvulas e controlos a instalar são os seguintes:

Tabela 66 - Válvulas e Controlos do Depósito Intermédio

Ref.	Legenda	Depósito Intermédio
1	Conjunto de expansão: válvulas de corte + filtro + válvula solenóide + válvula de regulação manual + válvula de regulação manual em by-pass	2 x SVA-ST 50 + FIA 50 + EVRA50 + REG40/8 + REG40/8
2	Válvula de corte	SVA-ST 100
3	Válvula de corte	SVA-ST 40
4	Válvula de 3 vias com válvula de segurança dupla	DSV1 + 2 x SV15
5	Interruptor de nível	AKS 38
6	Transdutor de pressão	AKS 33
7	Válvula de corte e válvula para drenagem de óleo	SVA-ST 15 + QDV 15

- Separador de Líquido de -42°C:

O separador de líquido de -42°C é equipado com as seguintes válvulas e controlos:

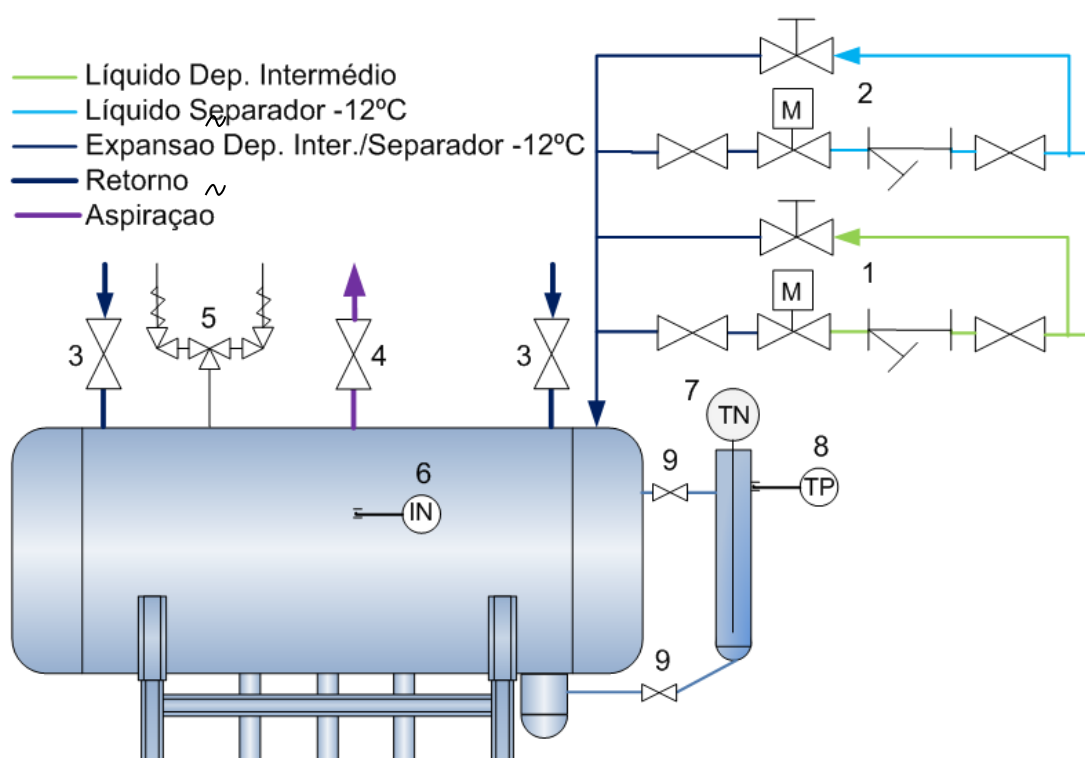


Figura 31 - Válvulas e Controlos do Depósito Líquido de -42°C

Legenda:

- 1- Conjunto de expansão: válvulas de corte, filtro, válvula motorizada, válvula de regulação manual em by-pass;
- 2- Conjunto de expansão: válvulas de corte, filtro, válvula motorizada, válvula de regulação manual em by-pass;
- 3- Válvula de corte;
- 4- Válvula de corte;
- 5- Válvula de segurança dupla com válvula de 3 vias;
- 6- Interruptor de nível;
- 7- Transmissor de nível electrónico;
- 8- Transdutor de pressão;
- 9- Válvula de corte;

O controlo da alimentação de líquido ao separador de -42°C é semelhante ao separador de líquido de -12°C , com a utilização do transmissor de nível electrónico nº5. No entanto, são instalados dois conjuntos de válvulas para expansão de Amónia, um para expandir líquido a -42°C aquando do túnel de congelação em operação, e o outro para expandir líquido a -28°C aquando do funcionamento apenas da câmara de congelados. Os modelos das válvulas e controlos a instalar são os seguintes:

Tabela 67 - Válvulas e Controlos do Separador de Líquido de -42°C

Ref.	Legenda	Separador de Líquido de -42°C
1	Conjunto de expansão: válvulas de corte + filtro + válvula motorizada + válvula de regulação manual em by-pass	2 x SVA-ST 50 + FIA 50 + ICM25B/ICAD600 + REG40/8
2	Conjunto de expansão: válvulas de corte + filtro + válvula motorizada + válvula de regulação manual em by-pass	2 x SVA-ST 20 + FIA 20 + ICM20A/ICAD600 + REG20/4
3	Válvula de corte	SVA-DH 250
4	Válvula de corte	SVA-DH 300
5	Válvula de 3 vias com válvula de segurança dupla	DSV1 + 2 x SV15
6	Interruptor de nível	AKS 38
7	Transmissor de nível electrónico	AKS 4100
8	Transdutor de pressão	AKS 33
9	Válvula de corte	SVA-ST 40

3.10.10 Acumulação e Drenagem de Óleo

Para acumulação e drenagem de óleo é instalado um depósito de acumulação da marca *Witt* e modelo HDB [31], em cada separador de líquido. As dimensões das tubagens são indicadas pelo fabricante. O sistema é composto pelas seguintes válvulas e controlos:

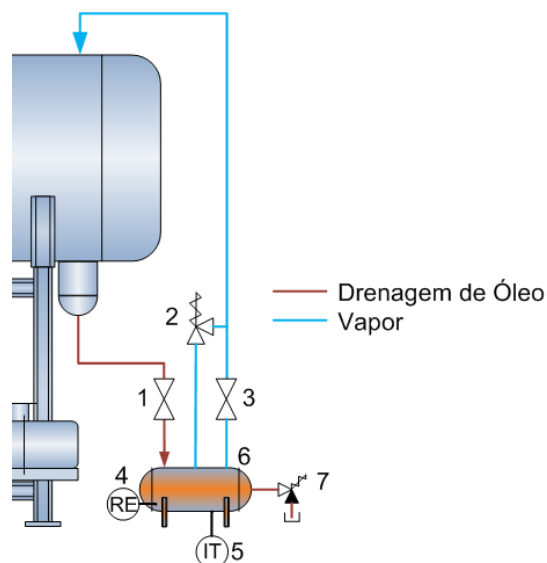


Figura 32 - Válvulas e Controlos do Sistema de Acumulação e Drenagem de Óleo

Legenda:

- 1- Válvula de corte;
- 2- Válvula de alívio de pressão;
- 3- Válvula de corte;
- 4- Resistência eléctrica para aquecimento;
- 5- Indicador de Temperatura;
- 6- Depósito Witt HDB;
- 7- Válvula de corte e válvula para drenagem de óleo.

Durante o funcionamento da instalação as válvulas de corte nº1 e nº3 estão abertas para permitir a drenagem de óleo ao depósito. Para retirar o óleo a válvula de corte nº1 será fechada e a resistência eléctrica ligada, para evaporar o Amónio existente. Quando a temperatura indicada no termómetro for superior à temperatura do separador, cerca de 5°C, deverá ser retirado óleo através da válvula de purga. Quando a temperatura baixar, o operador deverá parar a drenagem e abrir de novo a válvula de corte nº1 para permitir a continuação de acumulação de óleo. Este deve ser um processo periódico, sendo que a sua periodicidade deve ser mediante o funcionamento da instalação frigorífica. Os modelos das válvulas e controlos a instalar são os seguintes:

Tabela 68 - Válvulas e Controlos para o Sistema de Acumulação de Óleo

Ref.	Legenda	Acumulação de Óleo
1	Válvula de corte	SVA-ST 40
2	Válvula de alívio de pressão	OFV 32
3	Válvula de corte	SVA-ST 32
4	Resistência para aquecimento	200W
5	Indicador de Temperatura	Gama [-50;-20°C]
6	Depósito Witt HDB	HDB2
7	Válvula de corte e válvula para drenagem de óleo	SVA-ST 15 + QDV 15

3.10.11 Válvula Servo-Operada na Tubagem de Gás Quente para Descongelamento dos Evaporadores

Além da panóplia de válvulas para cada evaporador é ainda necessário instalar uma válvula servo-operada na tubagem de gás quente para descongelamento. Esta válvula servo-operada irá criar um diferencial de pressão entre a tubagem de descarga dos compressores e a tubagem de gás quente para descongelamento, que é superior ao diferencial de pressão existente entre a tubagem de descarga dos compressores e os condensadores. Deste modo, aquando da necessidade de descongelar evaporadores, garante-se o fornecimento de gás quente, através do diferencial de pressão criado. A válvula servo-operada é instalada segundo a seguinte configuração:

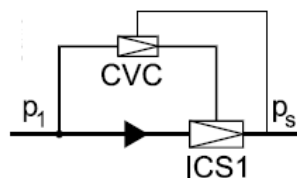


Figura 33 - Válvula Servo-Operada na Tubagem de Gás Quente [32] Imagem

A válvula servo-operada ICS1 é instalada juntamente com piloto de pressão constante CVC (HP), regulado para uma pressão de 9 bar a jusante. De acordo com a capacidade dos evaporadores que descongelam ao mesmo tempo é instalada a válvula servo operada ICS1-25-20.

3.10.12 Válvula Servo-Operada na Tubagem de Retorno da Câmara de Congelados

Sendo que os evaporadores da câmara de congelados trabalham a uma temperatura e pressão superior aos evaporadores do túnel de congelação, é necessário instalar uma válvula servo-operada para reduzir a pressão da tubagem de retorno da câmara de congelados, antes da ligação à tubagem de retorno do túnel de congelação. A válvula servo-operada é instalada segundo a seguinte configuração:

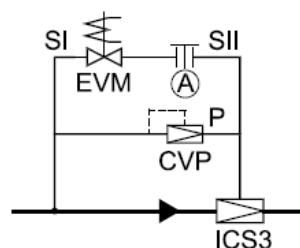


Figura 34 - Válvula Servo-Operada na Tubagem de Retorno [32] Imagem

A válvula servo-operada ICS3 é instalada juntamente com uma válvula solenóide EVM (NF) e um piloto de pressão constante CVP (LP), regulado para a válvula servo-operada abrir com o diferencial de pressão de 0,67 bar (diferença entre a pressão a -

28°C e a -42°C). A válvula solenóide é atuada quando o túnel de congelação não estiver em funcionamento e o separador de líquido de -42°C passar a trabalhar à temperatura de -28°C, deixando assim de reduzir a pressão na tubagem de retorno. De acordo com a capacidade, número de recirculações e temperatura de evaporação, é instalada a válvula servo operada ICS3-40.

3.11 Dispositivos de Segurança

3.11.1 Segurança contra Sub/Sobre Pressões e Temperatura Elevada na Descarga

A pressão máxima admissível considerada para esta instalação não deve ser excedida em nenhuma circunstância, para garantir a integridade dos equipamentos utilizados na instalação frigorífica.

Juntamente com os compressores, o fornecedor é responsável pelo fornecimento e montagem de pressostatos de baixa e de alta pressão, na tubagem de aspiração e de descarga, para proteger os mesmos de pressões demasiado altas e/ou baixas. No caso dos compressores alternativos é ainda instalado um pressostato diferencial, interligado ao carter e à tubagem de descarga, para garantir o funcionamento do compressor com o diferencial mínimo recomendado para a boa circulação do óleo. Por fim, todos os compressores devem ser instalados com um termostato na descarga, para proteger os componentes a jusante de temperaturas demasiado elevadas.



Figura 35 – Pressostato do tipo RT, marca Danfoss [33] Imagem

Relativamente à instalação frigorífica, os depósitos instalados são considerados equipamentos sobre pressão, pelo que a sua integridade deverá estar assegurada através da instalação de válvulas de segurança duplas, que irão actuar quando a pressão no interior for igual à pressão máxima admissível.

3.11.2 Detecção de Amoníaco e Ventilação na Casa de Máquinas

Tal como indicado anteriormente, a detecção de Amoníaco e a ventilação na casa de máquinas é dimensionada de acordo com a norma EN 378-3:2008 [18].

- Ventilação

O caudal de ventilação natural e de ventilação mecânica na casa de máquinas é dependente da quantidade de amoníaco presente na instalação frigorífica, que só pode ser determinada com exactidão durante o arranque da instalação. No entanto, como o sistema de ventilação tem de ser instalado previamente, é necessário realizar uma estimativa do conteúdo de Amoníaco. Para esta instalação frigorífica, a carga de Amoníaco estimada é a seguinte:

Tabela 69 - Carga de Amoníaco na Instalação Frigorífica

Referência	Carga de Amoníaco [kg]
Compressores e Separadores de Óleo	300
Condensadores	984
Depósito Termossifão	760
Depósito de Líquido	147
Separador de -12°C	222
Permutadores de Placas	17
Depósito Intermédio	10
Separador de -42°C	2.250
Evaporadores	4.805
Tubagem	650
Total	10.145

A área total de abertura livre, para a ventilação natural através de janelas, grelhas e orifícios de ventilação ou condutas, na casa de máquinas, é a seguinte:

$$A = 0,14 \times m_{R717}^{\frac{1}{2}} = 0,14 \times 10145^{\frac{1}{2}} = 14,1 \text{ [m}^2\text{]} \quad (3.15)$$

A ventilação mecânica é a seguinte:

$$V = 14 \times m_{R717}^{\frac{2}{3}} = 14 \times 10145^{\frac{2}{3}} = 6.560 \text{ [l/s]} \quad (3.16)$$

- Detecção de Amoníaco

O detector de Amoníaco instalado na casa de máquinas terá dois níveis de alarme, cujas concentrações são as seguintes:

- Alarme de nível inferior: 380 mg/m³ (500 ppm (V/V));
- Alarme de nível superior: 22.800 mg/m³ (30.000 ppm (V/V));

- Actuação da Ventilação em Situação de Alarme

De acordo com [18], dois níveis de alarme devem existir na instalação frigorífica. Aquando da existência de um alarme de nível inferior, deve ser accionado um alarme luminoso e sonoro, bem como deve ser accionada a ventilação mecânica para diminuir a concentração de Amoníaco no ar. No alarme de nível superior a instalação frigorífica deve ser automaticamente desligada, bem como a ventilação mecânica.

Para garantir o funcionamento do sistema de alarme, tanto a ventilação como a detecção devem ter uma alimentação eléctrica independente da instalação frigorífica.

3.11.3 Purgador de Gases Incondensáveis

A infiltração de gases no interior da instalação frigorífica é provável de ocorrer durante a montagem, operações de manutenção e devido à degradação do óleo dos compressores. A acumulação destes gases incondensáveis na instalação frigorífica tem como consequência a redução da eficiência da mesma, ao interferir com a transferência de calor nos equipamentos reduzindo a superfície disponível para troca de calor. Como consequência os condensadores e evaporadores apresentam menor capacidade e requerem assim um maior diferencial térmico para garantirem os mesmos requisitos, que por sua vez irá exigir dos compressores condições de funcionamento mais desfavoráveis com maior consumo energético.

É considerado um purgador de incondensáveis da marca *Grasso* [34], interligado a diferentes pontos da instalação recomendados pelo fabricante, de acordo com a seguinte figura:



Figura 36 – Purgador de Incondensáveis Grasso [34]

4. CONSUMO ELÉCTRICO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Neste capítulo é realizada uma análise do consumo eléctrico e da eficiência da instalação frigorífica, de acordo com o tipo de instalação e os equipamentos seleccionados.

4.1 Coeficiente de Performance

O COP (coeficient of performance) é o meio utilizado para determinar a eficiência da instalação frigorífica, e comparar a mesma com outra instalação nas mesmas condições de projecto, através da divisão da potência frigorífica disponível pelo consumo eléctrico total. Um COP mais elevado significa que o utilizador final terá uma relação entre a potência frigorífica disponível e o consumo energético mais rentável, logo mais eficiente.

São vários os elementos que possibilitam obter um maior ou menor COP, entre eles a escolha do tipo de instalação frigorífica: expansão directa, alimentação de líquido por gravidade, alimentação de líquido bombeado, um estágio, dois estágios, cascata, com ou sem sistema economizer, etc. No entanto, não basta seleccionar o tipo de instalação frigorífica que se considera mais eficiente, mas também seleccionar equipamentos eficientes e ter em consideração que a instalação terá um funcionamento dinâmico ao longo do ano e portanto um COP variável. Na prática é sempre possível realizar uma instalação frigorífica com melhor COP, no entanto a solução mais razoável e com melhor retorno de investimento deve ser a utilizada.

O COP pode ainda ser calculado para diversas condições de funcionamento. Neste caso, já estando os equipamentos seleccionados para as condições de projecto, e sabendo os consumos dos mesmos, obtém-se o seguinte:

$$\begin{aligned} \text{COP}_1 &= \frac{W_{frig}}{W_{absComp} + W_{absCond} + W_{absEvap} + W_{absBombas}} & (4.01) \\ &= \frac{2200,4}{1364,6 + 136 + 215,81 + 30,3} = 1,26 \end{aligned}$$

No caso do túnel de congelação inoperacional, considerando apenas um ventilador e uma bomba de um condensador em funcionamento, o COP será o seguinte:

$$\begin{aligned} \text{COP}_2 &= \frac{W_{frig}}{W_{absComp} + W_{absCond} + W_{absEvap} + W_{absBombas}} & (4.02) \\ &= \frac{495,8}{158 + 34 + 23,81 + 22,3} = 2,08 \end{aligned}$$

Através dos valores calculados verifica-se que a utilização do túnel de congelação prejudica bastante a eficiência da instalação, reduzindo o COP em cerca de 60%. Tal já era expectável tendo em conta a reduzida temperatura de evaporação no túnel de congelação, que conseqüentemente aumenta o volume específico do Amoníaco no estado de vapor obrigando à utilização de compressores com maior volume varrido disponível.

Com os resultados obtidos, é expectável admitir que por cada quilowatt de potência absorvida é obtido 1,26 quilowatt de potência frigorífica quando o túnel estiver operacional e 2,08 quilowatt quando desactivado. Estes são valores aproximados sendo que não estão consideradas algumas perdas como a eficiência dos motores eléctricos.

4.2 Regulação da Pressão de Condensação

A pressão de condensação da instalação frigorífica é definida pelas condições de projecto utilizadas durante a selecção dos equipamentos, sendo elas neste caso a temperatura de bolbo húmido e a temperatura de condensação. Por sua vez, quanto maior a pressão de condensação menor o COP dos compressores, diminuindo o COP global da instalação.

Sendo que a temperatura de bolbo húmido varia ao longo do ano, de acordo com as condições atmosféricas no local, a instalação frigorífica pode ser projectada para adaptar a pressão de condensação melhorando o COP, através da melhor eficiência obtida nos compressores que são o maior consumidor eléctrico na instalação frigorífica.

Neste capítulo é realizada uma análise dos consumos eléctricos e da eficiência da instalação, com a variação da pressão de condensação. A pressão de condensação é regulada no sistema de controlo para três valores diferentes ao longo do ano, mantendo sensivelmente a mesma capacidade frigorífica disponível nos compressores.

Ao variar a pressão de condensação, com o túnel operacional, são feitos os seguintes ajustes nas condições de funcionamento:

- Compressores de parafuso: a regulação da capacidade é feita através da válvula de regulação de capacidade;
- Compressores alternativos: a regulação da capacidade é feita desactivando cilindros.

- Condensadores: considera-se que todos os ventiladores estão em funcionamento, apesar da variação da pressão de condensação.

Ao variar a pressão de condensação, com o túnel desactivado, são feitos os seguintes ajustes nas condições de funcionamento:

- Compressores de parafuso: desligados;
- Compressores alternativos: a regulação da capacidade é feita desactivando cilindros. O compressor N42WB trabalha com uma pressão de aspiração equivalente a -28°C .
- Condensadores: considera-se apenas um ventilador em funcionamento de um condensador

Com a variação das condições de funcionamento acima indicadas, obtiveram-se os seguintes resultados:

- Túnel de Congelação Operacional

Tabela 70 - Variação da Potência Frigorífica e Potência Absorvida dos Compressores, com Variação da Temperatura de Condensação e o Túnel de Congelação em Funcionamento

Meses	Junho, Julho, Agosto, Setembro	Março, Abril, Maio, Outubro	Novembro, Dezembro, Janeiro, Fevereiro
Temperatura de Condensação [$^{\circ}\text{C}$]	35	30	25
Compressores:	Potência Frigorífica / Potência Absorvida [kW]		
N250VLLD-HE	3 x 586, 2/ 406,1 (100%)	3 x 573,6 / 355,2 (96%)	3 x 565,5 / 316,6 (93%)
N42WB	48,6 / 34,1	49,6 / 32,5	50,6 / 31
N4WB	2 x 196,6 / 56,1	2 x 209,9 / 52,6	1 x 223,1 / 48,8
TOTAL	2200,5 / 1364,6	2190,2 / 1203,3	2193,3 / 1078,4
COP compressores	1,61	1,82	2,03
Potência Absorvida da Instalação [kW]	1746,71	1585,41	1460,51
COP instalação	1,26	1,38	1,50

- Túnel de Congelação Desactivado

Tabela 71 - Variação da Potência Frigorífica e Potência Absorvida dos Compressores, com Variação da Temperatura de Condensação e o Túnel de Congelação Desactivado

Meses	Junho, Julho, Agosto, Setembro	Março, Abril, Maio, Outubro	Novembro, Dezembro, Janeiro, Fevereiro
Temperatura de Condensação [°C]	35	30	25
Compressores:	Potência Frigorífica / Potência Absorvida [kW]		
N250VLLD-HE	-	-	-
N42WB	102,6 / 45,8	104,3 / 43,2	106,0 / 40,5
N4WB	2 x 196,6 / 56,1	2 x 209,9 / 52,6	1 x 223,1 / 48,8 1 x 109,3 / 27,8
TOTAL	495,8 / 158	524,1 / 148,4	438,4 / 117,1
COP compressores	3,14	3,53	3,74
Potência Absorvida da Instalação [kW]	238,11	228,51	197,21
COP instalação	2,08	2,29	2,22

Com os novos valores obtidos para a potência absorvida da instalação, procedeu-se a uma comparação do consumo energético, com e sem variação da temperatura de condensação, para verificar o ganho obtido. Considerando que o túnel de congelação está desactivado no fim-de-semana, e que a instalação frigorífica trabalha em média 18 horas por dia, obtém-se a seguinte poupança no consumo energético para o ano 2014, derivada da melhoria do COP:

Tabela 72 - Poupança Energética Anual com variação da Pressão de Condensação

	Temperatura de Condensação Constante	Temperatura de Condensação Variável	Poupança Anual [kWh]
Consumo Eléctrico Anual [kWh]	8.651.786	7.922.170	729.616

Como seria expectável, é possível observar que o COP dos compressores aumenta à medida que a temperatura de condensação é reduzida, o que significa na prática uma redução no custo eléctrico por kW de potência frigorífica. No caso do túnel desactivado verifica-se que o COP da instalação chega a diminuir para a temperatura de condensação de +25°C, mas isto deve-se à opção de ter utilizado um compressor permanentemente a 50% da sua carga, visto não ser necessária toda a potência frigorífica disponível.

Além do COP variar com a temperatura de condensação, como as cargas térmicas variam ao longo do dia também o funcionamento da instalação frigorífica varia com a consequência da variação do COP. Para verificar a influência desta dinâmica no COP dos compressores, são utilizadas as cargas térmicas horárias apresentadas no Anexo 1,

para ajustar as condições da instalação frigorífica para cada hora do dia demonstradas no Anexo 11. Ao variar a temperatura de condensação, bem como as condições de funcionamento dos compressores, obteve-se a seguinte variação do COP ao longo do dia:

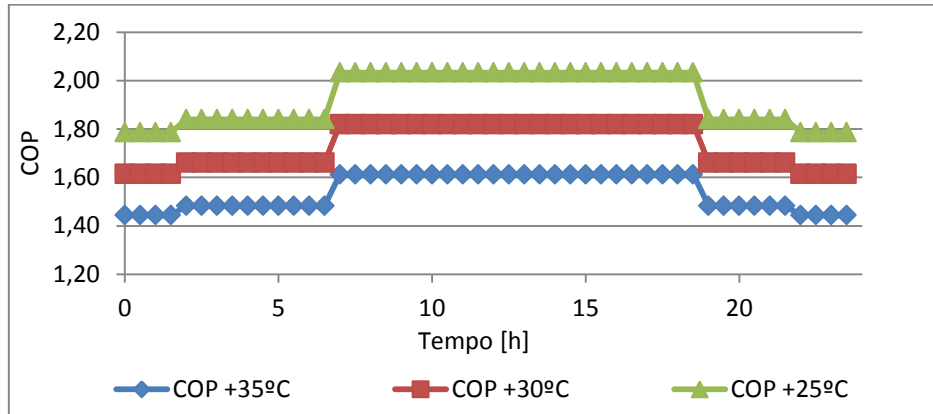


Figura 37 - Variação do COP dos Compressores com Variação da Temperatura de Condensação e o Túnel de Congelamento em funcionamento

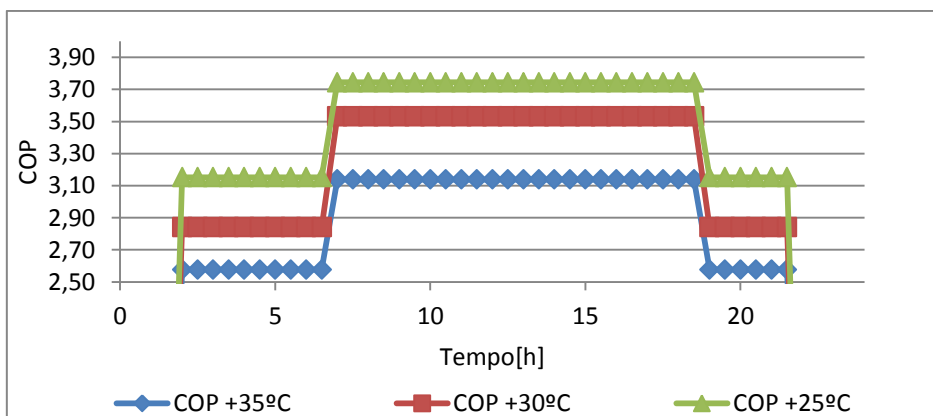


Figura 38 - Variação do COP dos Compressores com Variação da Temperatura de Condensação e o Túnel de Congelamento desativado

É possível verificar pelos gráficos acima que o COP dos compressores aumenta para cada temperatura de condensação, sempre que os compressores alternativos do circuito de -12°C entram em funcionamento, por apresentarem uma eficiência superior à dos compressores de parafuso.

4.3 Instalação de Variadores de Velocidade nos Compressores e Condensadores

A utilização de variadores de velocidade em instalações frigoríficas tem sido uma prática cada vez mais comum para tornar uma instalação frigorífica mais eficiente, e por este motivo os utilizadores finais cada vez mais exigem a sua aplicação. No entanto, a sua utilização nem sempre é justificada dado que a aplicação de variadores de

velocidade reduz a eficiência global dos compressores em cerca de 3,5% a 3%, dependendo da velocidade de rotação [35], devido ao seu próprio rendimento.

Para analisar a possibilidade de instalar variadores de velocidade é necessário perceber o comportamento dos compressores de parafuso e alternativos, a carga parcial. A seguinte figura exemplifica a diferença entre a utilização da válvula de regulação de capacidade ou um variador de velocidade, nos compressores de parafuso:

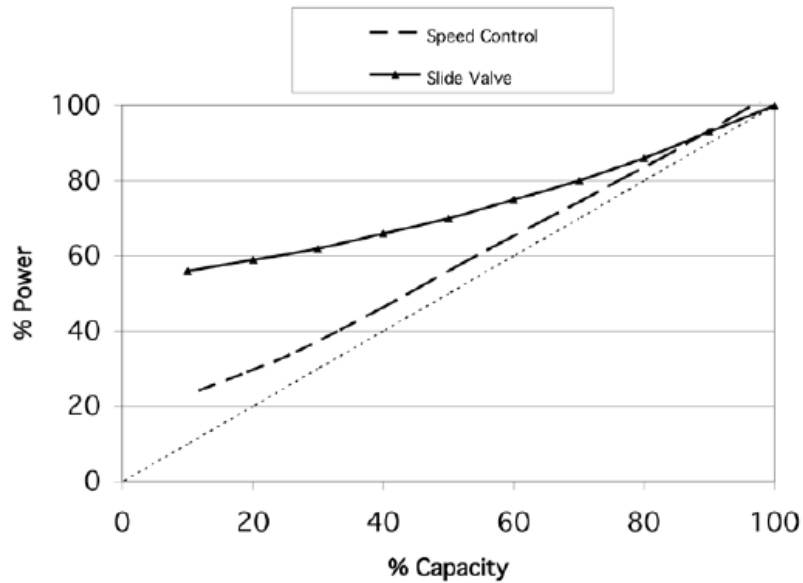


Figura 39 – Eficiência de Compressores de Parafuso a Carga Parcial [35] Imagem

Analisando a figura acima verifica-se que a utilização da válvula de regulação, para regular a capacidade do compressor de parafuso, prejudica bastante o COP e que a perda de eficiência ao colocar um variador de velocidade é compensada apenas quando utilizado o compressor trabalha entre 83% a 89% da sua velocidade de rotação [35].

Para os compressores alternativos a seguinte figura exemplifica a diferença entre a função de desactivar cilindros, para regular a capacidade, e a utilização de variador de velocidade:

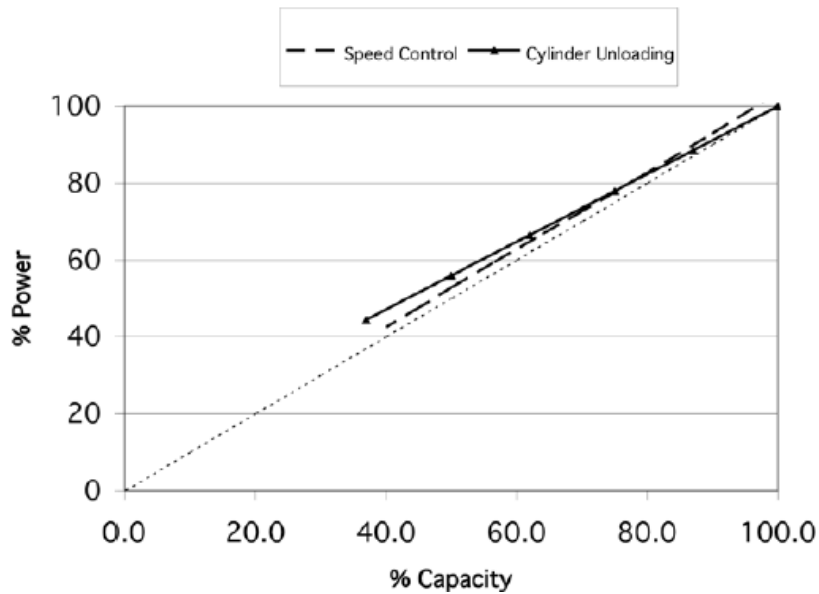


Figura 40 - Eficiência de Compressores Alternativos a Carga Parcial [35] Imagem

Para os compressores alternativos, sendo que estes mantêm um COP quase linear ao longo de todo o seu funcionamento, a utilização de um variador de velocidade não parece à partida tão atractiva. No entanto, dado que a regulação de capacidade só é conseguida com o desactivar de cilindros, só é possível obter certos estágios de capacidade. Com a utilização e variadores de velocidade qualquer estágio de capacidade é possível de ser atingido ao regular para a velocidade pretendida.

Nesta instalação frigorífica os compressores de parafuso têm que trabalhar à velocidade de rotação máxima, quando o túnel estiver em funcionamento. Uma vez que o túnel tem 3 tapetes, e estão instalados 3 compressores de parafuso, caso o túnel esteja a utilizar apenas 1 ou 2 túneis, são colocados em funcionamento apenas 1 ou 2 compressores à velocidade de rotação máxima. Assim, não existe benefício no COP dos compressores de parafuso, sendo que o seu funcionamento não requer a utilização de carga parcial.

Nos compressores alternativos, dado que a utilização de variadores de velocidade apenas melhora o COP a uma baixa velocidade de rotação, a principal vantagem é a de poder regular a capacidade para qualquer valor, respeitando a velocidade mínima, ao invés de regular alguns estágios com o desactivar de cilindros.

Com a análise realizada conclui-se que para este caso a utilização de variadores de velocidade não é justificada por ganhos energéticos, mas sim pela possibilidade de adaptar a potência frigorífica da instalação à carga térmica presente. Com esta adaptação é possível reduzir o número de arranques dos compressores na instalação e melhorar o seu tempo de vida útil através do menor número de arranques mas também da menor velocidade de rotação.

No Anexo 12 encontram-se as condições de funcionamento dos compressores com variadores de velocidade, para cada hora do dia, adaptadas às cargas térmicas. Neste caso optou-se por não fornecer variadores de velocidade, sendo que ao não melhorar o COP da instalação frigorífica necessitam de demasiado tempo para recuperar o investimento, não tornando a proposta tão competitiva.

A instalação de variadores de velocidade nos ventiladores dos condensadores evaporativos também não é adoptada para esta instalação frigorífica, porque sendo que a instalação possui quatro ventiladores nos dois condensadores evaporativos, e cada ventilador tem uma opção de fábrica de duas velocidades, considera-se que existem estágios suficientes para regulação da temperatura de condensação, prescindindo assim a utilização e conseqüentemente investimento adicional em variadores de velocidade.

4.4 Recuperação de Calor

A recuperação de calor na instalação frigorífica apresenta algumas limitações, tais como:

- Temperatura máxima que se quer obter no fluido que troca calor;
- Potência disponível para troca de calor;
- Possibilidade de fuga de Amoníaco para o fluido que troca calor.

Para esta instalação é considerado aquecimento de água de 20°C a 40°C, no máximo caudal possível de se obter, para utilização em águas quentes sanitárias. Para isso é considerado um by-pass na descarga dos compressores, que aproveita os gases da descarga e desobreaquece o Amoníaco desde a temperatura de descarga até à temperatura de 63°C. Obtém-se a seguinte potência disponível para troca de calor no permutador:

- Túnel de Congelação operacional:

$$Q_{recup.calor} = \dot{m}_{compressores} \times \Delta h_{@120^{\circ}C-63^{\circ}C} = 1,93 \times (1680 - 1580) \quad (4.03)$$

$$= 193[\text{kW}] \rightarrow 8,22/h$$

- Túnel de Congelação desactivado:

$$Q_{recup.calor} = \dot{m}_{compressores} \times \Delta h_{@120^{\circ}C-63^{\circ}C} = 0,40 \times (1720 - 1580) \quad (4.04)$$

$$= 56[\text{kW}] \rightarrow 2,4m^3/h$$

O sistema de arrefecimento de óleo desta instalação é através de sistema termossifão, pelo que não é possível recuperar o calor permutado com os arrefecedores de óleo para aquecimento de águas quentes sanitárias. Deste modo também se elimina a possibilidade da falta de caudal de água aos permutadores dos compressores de parafuso, que podem por em risco o seu funcionamento se a temperatura do óleo for

demasiado elevada. A recuperação de calor nos permutadores do arrefecimento do óleo, que neste caso possibilitam a troca de 820,5 kW, o que equivale a um caudal de água de 35 m³/h. Neste caso optou-se por não recuperar o calor no arrefecimento do óleo, por não haver consumo suficiente de água quente.

5. CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusão

Para a realização deste trabalho foi proposto que o autor integrasse os conhecimentos adquiridos, aquando do estágio curricular em empresa do sector, no dimensionamento de uma instalação frigorífica industrial na especialidade de Engenharia Mecânica e em perspectiva de departamento comercial.

Com este trabalho exemplificaram-se os métodos utilizados para cálculo de balanços térmicos frigoríficos, decisões na tipificação da instalação frigorífica e selecção e dimensionamento dos componentes, para um projecto localizado na Venezuela.

Foi verificado pelo autor que a utilização de métodos considerados como boas práticas, validados pela experiência, é ainda considerado algo comum no dimensionamento deste tipo de instalações. No entanto, face a iniciativas como o IRC e o IAR que permitem a partilha de informação técnica, bem como ao crescente custo da energia eléctrica, a necessidade de dimensionar instalações mais eficientes e competitivas tem vindo a alterar gradualmente a abordagem utilizada. Este trabalho representa uma mais-valia no dimensionamento de instalações frigoríficas a Amónio ao utilizar uma abordagem que combina as “boas práticas” com as mais recentes fontes técnicas, sintetizando os principais componentes existentes na instalação frigorífica.

Ao efectuar uma análise comparativa no balanço térmico frigorífico entre a análise de 24 horas e hora-hora, é possível verificar a importância entre o planeamento prévio das descongelações a realizar nos evaporadores e frigodifusores, bem como a adequação necessária do funcionamento da instalação às diferentes cargas térmicas presentes ao longo do dia. Esta abordagem permite dimensionar uma instalação que apresenta um bom coeficiente de performance, independentemente da carga térmica presente no local, ao adaptar as condições de funcionamento dos compressores.

Relativamente à utilização de variadores de velocidade, foi possível observar que a escolha recai no tipo de compressor a aplicar e no seu regime de funcionamento ao longo do ano, não sendo necessariamente uma mais-valia em qualquer situação.

5.2 Principais Dificuldades

As principais dificuldades sentidas ao longo do percurso derivaram da falta de informação disponível, relativamente à utilização da instalação por parte do utilizador final e às condições atmosféricas locais, que obrigam à atribuição de valores com base

no bom senso e experiência para prosseguir com o trabalho. Naturalmente, dada a pouca experiência do autor, não é possível fazer este tipo de trabalho sem recorrer a terceiros para validarem ou sugerirem métodos alternativos para contornar eventuais problemas. A consequência final é que o trabalho desenvolvido tem tanto valor quanto a veracidade das suposições consideradas ao longo do mesmo.

Relativamente ao cálculo dos balanços térmicos frigoríficos e dimensionamento da instalação frigorífica, o autor procurou evitar a utilização das boas práticas correntes mas sim a utilização de fontes técnicas que possibilitassem suportar um cálculo adequado, comprovado teoricamente e experimentalmente. No entanto, foi verificado que a informação disponível está de tal forma dispersa entre várias fontes, e ao mesmo tempo concentrada num determinado tópico, que torna bastante difícil uma abordagem global de toda a instalação frigorífica. Caso o autor optasse por levar ao detalhe a explicação de todas as decisões tomadas seria necessário aprofundar demasiado os mais variados temas, fugindo ao objectivo geral do dimensionamento da instalação frigorífica.

Por fim, o facto de o autor não ter permanecido na empresa durante o desenvolvimento completo do trabalho, não permitiu aceder a toda a informação necessária nem ter conhecimento de eventuais alterações ao projecto. No entanto, dado que o autor passou a ocupar um posto em outra empresa do mesmo sector, permitiu adoptar os seus novos conhecimentos a este trabalho.

5.3 Perspectivas de Trabalho Futuro

Ao realizar esse trabalho o autor verificou que três aspectos devem ser realçados, e sugeridos como estudos futuros para instalações frigoríficas industriais:

- Utilização de bombas de calor em instalações frigoríficas existentes:

A quantidade de energia desperdiçada sob a forma de calor para a atmosfera, na condensação de instalações frigoríficas industriais, apresenta uma oportunidade no mercado da refrigeração industrial. Na Alemanha, estima-se que 90% da energia utilizada nas instalações frigoríficas é desperdiçada e que 25% dessa energia possa ser reutilizada [36].

O método mais comum para a recuperação de calor nas instalações frigoríficas tem sido a utilização de permutadores de calor na descarga dos condensadores, o que limita a quantidade de energia possível de retirar sendo que normalmente a temperatura que se quer obter é superior à temperatura de condensação, limitando a transferência de calor ao desobreaquecimento do fluido refrigerante. Um método alternativo é a aplicação de bombas de calor, dimensionadas para suportar pressões equivalentes a

temperaturas de condensação de aproximadamente 80°C, para Amoníaco. Aquando da utilização de compressores alternativos, a temperatura de descarga pode ainda atingir cerca de 140°C, o que permite obter uma temperatura no fluido secundário superior a 80°C, ampliando o mercado das bombas de calor. A seguinte figura representa o princípio de funcionamento da bomba de calor em sistema de cascata, em instalação frigoríficas existentes:

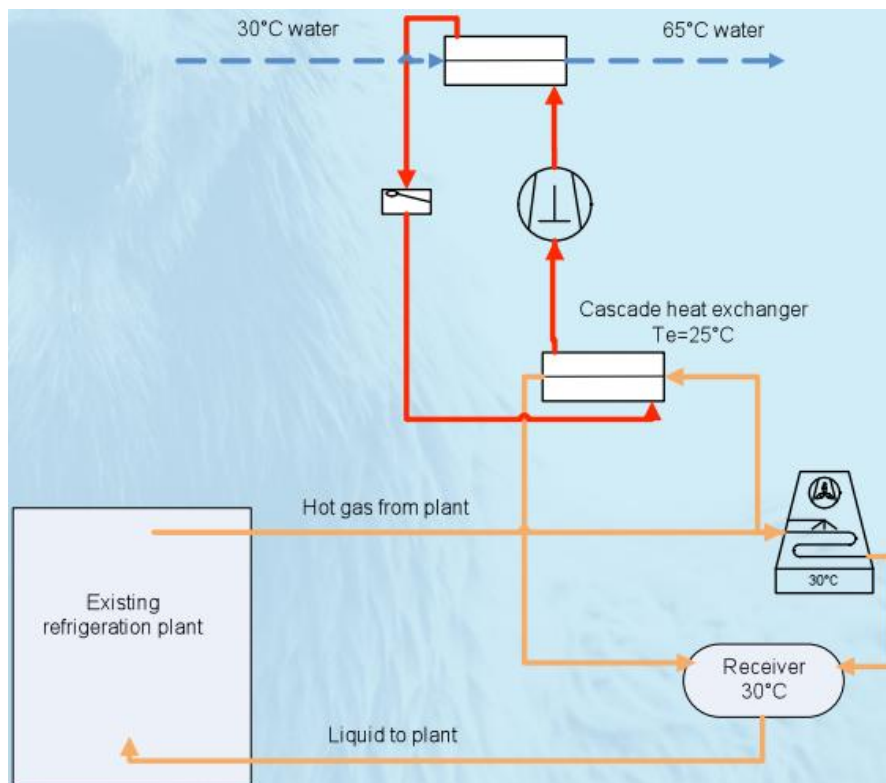


Figura 41 – Princípio de Funcionamento da Bomba de Calor em Sistema de Cascata [37] Imagem

Outra vantagem na utilização de bombas de calor é a oportunidade para baixar a pressão de condensação da instalação principal, desde que a bomba de calor tenha a capacidade frigorífica igual à capacidade de condensação necessária na instalação frigorífica principal, melhorando o COP da instalação existente. A análise do novo COP da instalação frigorífica existente e do COP da bomba de calor devem ser analisados em conjunto, e comparados com a solução tradicional para verificar se a solução é economicamente viável.

- Utilização de Compressores de Parafuso VS Alternativos:

Face à comparação entre o COP dos compressores de parafuso e compressores alternativos a carga parcial, a necessidade de arrefecimento do óleo dos compressores de parafuso e ainda devido ao custo entre um tipo de compressor e o outro, a utilização de compressores alternativos tem vindo a ocupar mais espaço no mercado. Um dos principais argumentos na utilização de compressores de parafuso é o reduzido custo de manutenção quando comparado com compressores alternativos. No entanto, o

desenvolvimento de novas gamas por parte dos fabricantes tem vindo a reduzir o custo de manutenção de ambos os compressores, melhorando a posição dos compressores alternativos quando feita a comparação entre o custo total de posse. A utilização de variadores de velocidade, que apresentam cada vez mais um valor competitivo, permite ainda que os compressores alternativos trabalhem a qualquer carga parcial, até à velocidade mínima de rotação.

Uma análise comparada entre os compressores de parafuso e alternativos disponíveis no mercado, desde as gamas anteriores até às atuais, permitirá obter uma noção da posição dos compressores no mercado e as tendências futuras na utilização de um ou outro tipo, consoante a eficiência energética obtida e o custo total de posse dos mesmos.

- Utilização de Compressores Alternativos sem Separador de Óleo:

Uma inovação bastante interessante é a utilização de compressores alternativos sem necessidade de aplicar separador de óleo, conforme o fabricante *Grasso*. Na gama de compressores *Grasso V*, a necessidade de utilizar separador de óleo é excluída pelo fabricante, suportada por análises em laboratório que verificaram um arrasto bastante reduzido devido ao novo design e a novas técnicas utilizadas na construção do mesmo. Esta inovação, embora ainda não totalmente aceite ainda pelo mercado, representa um marco importante na refrigeração sendo que torna os compressores alternativos bastante mais competitivos face aos compressores de parafuso, suportando de novo a cada vez maior utilização destes. A análise de instalações frigoríficas com este tipo de compressor, a funcionar a diferentes regimes, seria bastante interessante para analisar o impacto da não utilização de separadores de óleo em instalações frigoríficas.

Referências Bibliográficas

- [1] AVÍCOLA, EL SITIO. (2014) *El Sitio Avícola*. [Online] [Citação: 20 de 08 de 2014.] <http://www.elsitioavicola.com/poultrynews/28360/produccion-de-pollo-contras-escasez-de-alimentos>.
- [2] SALMERÓN, V. (2014) *EL UNIVERSAL*. [Online] [Citação: 20 de 08 de 2014.] <http://www.eluniversal.com/economia/140213/escasez-de-alimentos-en-enero-es-la-mas-alta-en-cinco-anos>.
- [3] CENGEL, Y, TURNER, R e CIMBALA, J. (2012) The thermal resistance network for heat transfer through a plane wall subjected to convection on both sides, and the electrical analogy. 4ª Edição *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*. s.l. : McGraw-Hill, 2012.
- [4] — (2012). Heat conduction through a large plane. 4ª Edição *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*. s.l. : McGraw-Hill, 2012.
- [5] KRARTI, M, CHUANGCHILD, P e IHM, P. (2003) Analysis of Heat and Moisture Transfer Beneatj Freezer Foundations-Part II. s.l. : ASME, Janeiro de 2003.
- [6] FRIO INDUSTRIAL, H.SEABRA. (2013) Pormenor para Isolamento e Acabamento sobre o Vazio Sanitário.
- [7] ANDERSON, B. (1990) The U-value of ground floors: application to building regulations. s.l. : Building Research Establishment, Abril de 1990.
- [8] ASHRAE. (2010) *Handbook - Refrigeration (SI Edition)*. 2010.
- [9] — (2010). Propriedades Termodinâmicas dos Alimentos. *Handbook - Refrigeration (SI Edition)*. s.l. : ASHRAE, 2010.
- [10] IRC. (2013) Doorway Infiltration Estimator. <http://www.irc.wisc.edu/>. [Online] [Consultado em: 01 de Julho de 2013.]
- [11] INDUSTRIAL, H.SEABRA FRIO. (2013) Equipamento da Desumidificação do ar "ICESTOP".
- [12] STOECKER, W. (1988) Air and refrigerant temperature distributions in a coil. *Industrial Refrigeration*. s.l. : Business News Publishing company, 1988.
- [13] CENTAURO. (2011) *Catálogo Técnico Resumido*. 2011.
- [14] —. *Trocadores de Calor*. 2007.
- [15] SERRANO, M. (2013) *Eficiência dos Evaporadores da Centauro com Utilização de Água glicolada*. Fevereiro de 2013.
- [16] NELSON, B. (2012) Eficiência da descongelação a gás quente. <http://www.colmaccoil.com/Literature/TechnicalBulletins/OptimizingHotGas%20Defrost.pdf>. [Online] Colmac Coil Manufacturing, Inc. [Consultado em: 23 de Dezembro de 2012.]

- [17] CEN Standards. (2008) *Refrigeration Systems and Heat Pumps. Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation*. 2008.
- [18] CEN Standards. (2008) *Refrigeration Systems and Heat Pumps. Part 3: Installation site and personal protection*. 2008.
- [19] MAYEKAWA. (2014) Screw Compressor Units. [Online] [Consultado em: 20 de 01 de 2014.] <http://www.mayekawa.eu/en/products/standard-units/screw-compressor-units>.
- [20] COIL, BALTIMORE AIR. (2014) Condensadores VXC. [Online] [Consultado em: 10 de 01 de 2014.] <http://www.baltimoreaircoil.eu/products/VXC>.
- [21] IAR. (2012) *Ammonia Refrigeration Piping Handbook*. 2012.
- [22] DANFOSS. (2014) Dircalc 1.26. Software de Cálculo.
- [23] GRUNDFOS. (2014) Webcaps - Sizing. Software de cálculo.
- [24] —. Bomba Modelo NB. Grundfos.
- [25] STOECKER, W. (1998) *Industrial Refrigeration Handbook*. s.l. : McGraw-Hill Professional Publishing, 1998.
- [26] REINDL, D, DENKMANN, J e JEKEL, T. (2013) *Design of Ammonia Refrigeration Systems for Peak Performance and Efficiency*. s.l. : University of Winsconsin-Madison, 2013.
- [27] STEGMANN, (1985) R. Thermosyphon Oil Cooling for Ammonia Screw Compressor Units. s.l. : IAR, 1985.
- [28] JEKEL, T, REINDL, D e MICHAEL FISHER, J. (2001) GRAVITY SEPARATOR FUNDAMENTALS AND DESIGN. s.l. : IAR 2001 Ammonia Refrigeration Convention & Exhibition, 2001.
- [29] ASHRAE. (2010) *Handbook - Refrigeration (SI Edition)*. 2010, pp. 4.8 - Figura 9.
- [30] HYDRONICS, TA. (2014) TA Select 4 - International. Software de cálculo.
- [31] WITT. (2014) Depósito de Acumulação de Óleo. [Online] [Consultado em: 10 de 03 de 2014.] <http://www.th-witt.de/witt/index.php?id=669&sprache=uk>.
- [32] DANFOSS. (2014) Brochura Técnica Válvulas ICS.
- [33] — (2014). Brochura Técnica RT.
- [34] GRASSO. (2014) Purgador de incondensáveis Grasso. [Online] [Consultado em: 10 de 05 de 2014.] <http://www.grasso.nl/en-us/Components/purgers/Pages/default.aspx>.
- [35] SCHRIFT, G e KLIDONAS, G. (2008) 30.4-Saving Energy Using Variable Frequency Drives Applied to Screw Compressors and Reciprocating Compressors. s.l. : IAR. , 2008.
- [36] WOLFGANG, D e Fredrich, (2012) O. GEA Grasso heat pumps using ammonia – the megawatt range. s.l. : Achema 2012 // heat pumps using ammonia, 2012.

- [37]. SABROE. (2014) High-temperature Sabroe HeatPAC.
- [38]. Fischer, G. (2014) Cooling Calculation Tool. [Online] [Consultado em: 10 de 03 de 2014.] http://www.gfps.com/content/gfps/country_IN/en/support_and_services/online_tools/cooling.html.
- [39] DANFOSS. (2014) Brochura Técnica Válvulas ICM.
- [40] — (2014). Brochura Técnica Válvulas REG.
- [41] — (2014). Brochura Técnica Válvulas GPLX.
- [42] — (2014). Brochura Técnica Válvulas NRVA.

**ANEXO 1 – Resultados Balanço Térmico
Horário VS Balanço Térmico 24h**

Tabela 73 - Dados do Funcionamento dos Evaporadores

	Nº de Evaporadores	Tempo de operação por dia [h]	Nº de Descongelações por Evaporador	Duração de cada Descongelção [min]
Câmara de Congelados	4	20 (2-22h)	4	30
Cais de Receção	1	12 (7-19h)		
Câmara de Receção de Produto	2	20 (2-22h)		
Sala de Corte e Preparo	9	12 (7-19h)		
Sala de Embalamento	6	12 (7-19h)		
Cais de Expedição	2	12 (7-19h)		

Câmara de Congelados:

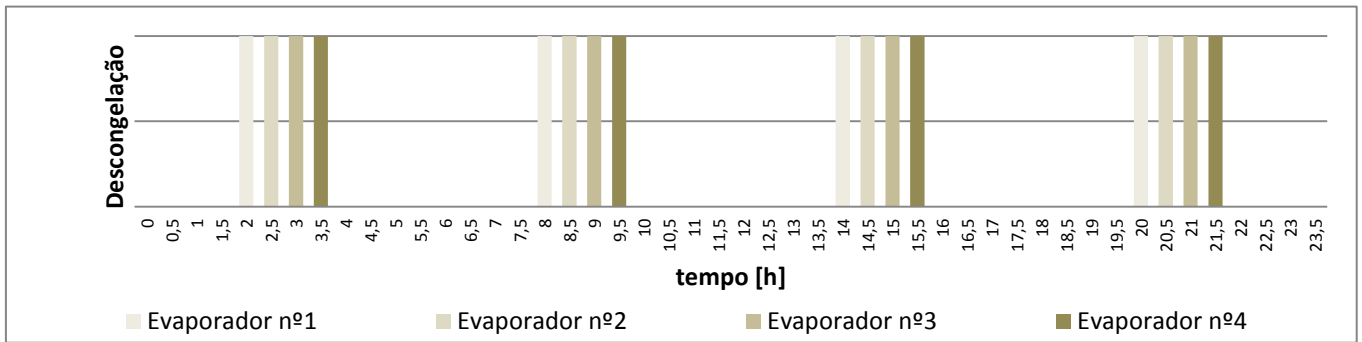


Figura 42 - Plano de Descongelações para a Câmara de Congelados

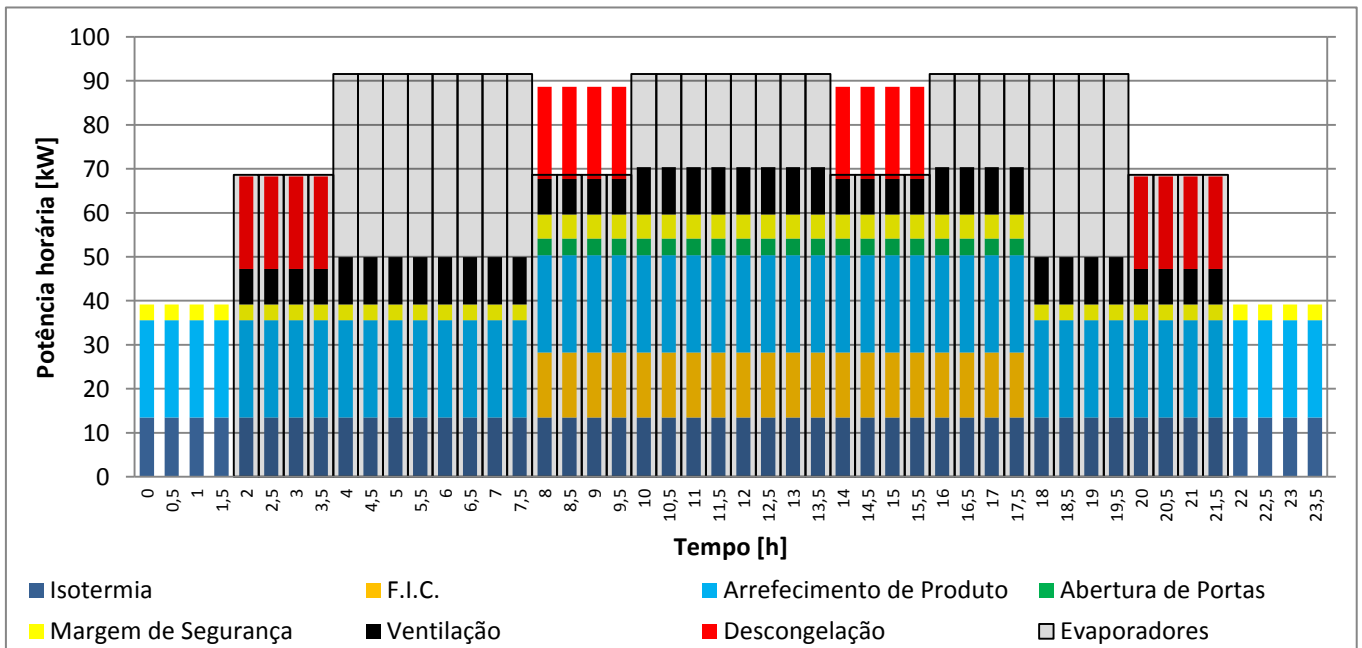


Figura 43 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para a Câmara de Congelados

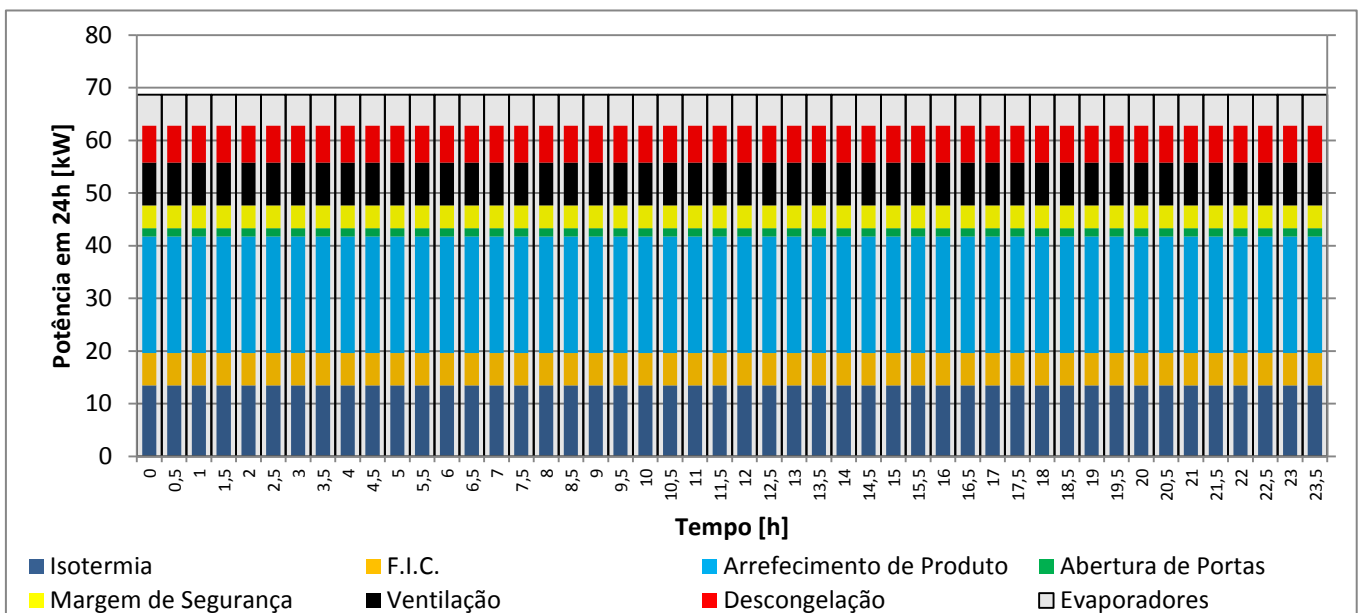


Figura 44 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para a Câmara de Congelados

Câmara de Recepção de Produto

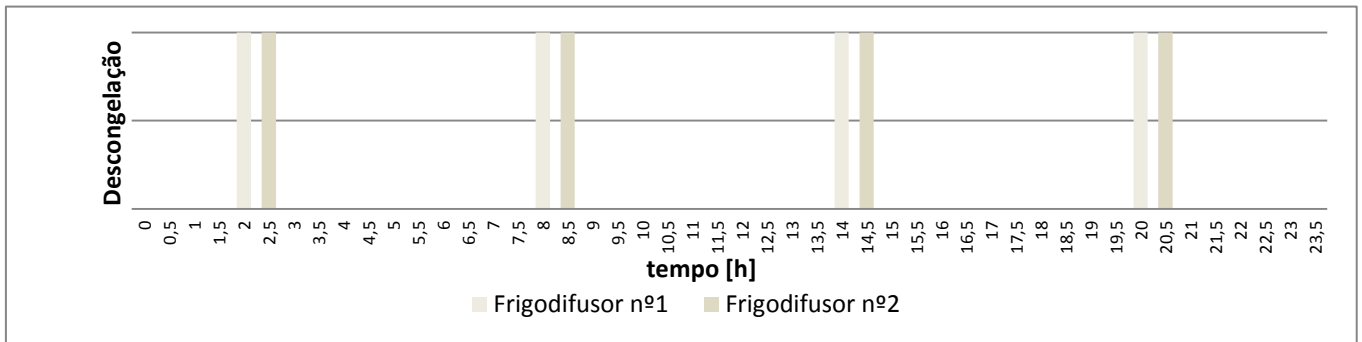


Figura 45 - Plano de Descongelações para a Câmara de Recepção de Produto

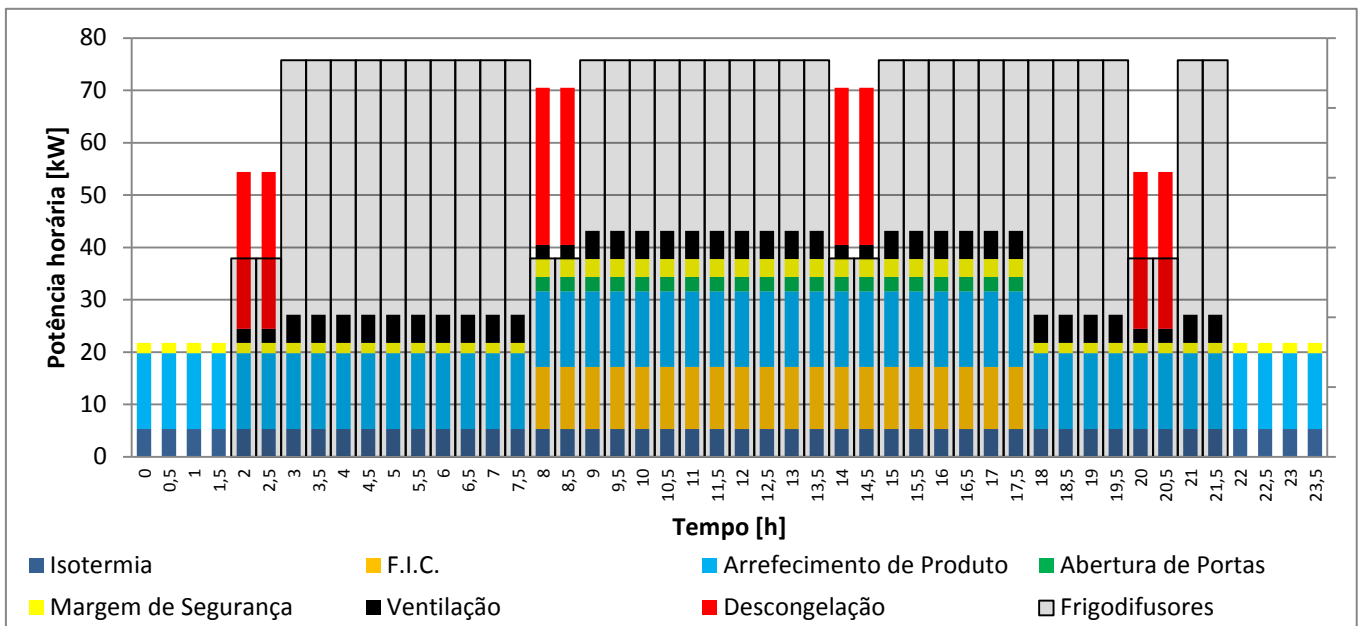


Figura 46 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para a Câmara de Recepção de Produto

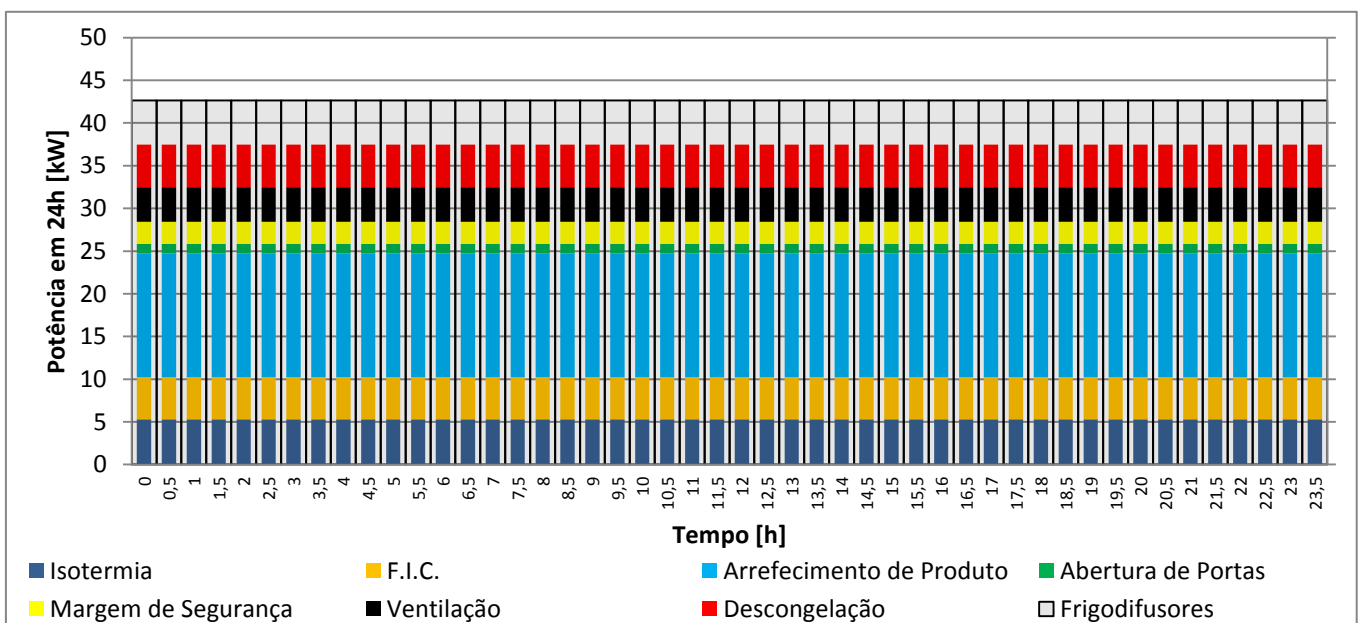


Figura 47 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para a Câmara de Recepção de Produto

Cais de Recepção

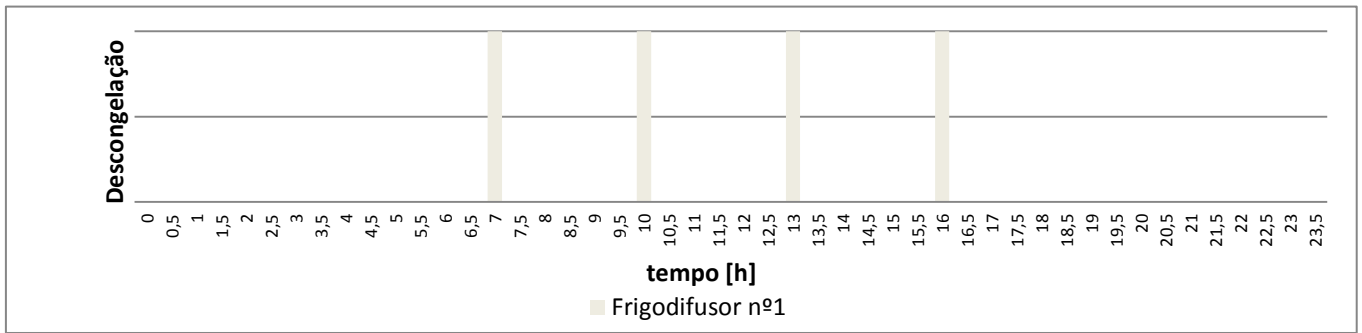


Figura 48 - Plano de Descongelações para o Cais de Recepção

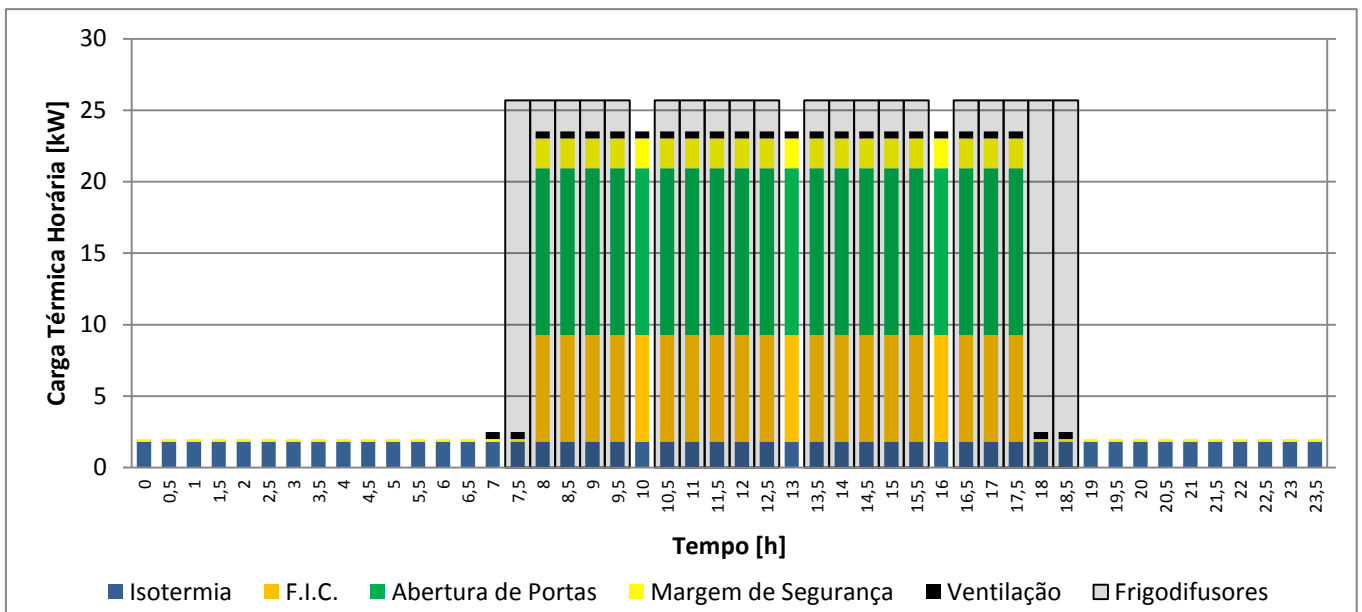


Figura 49 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para o Cais de Recepção

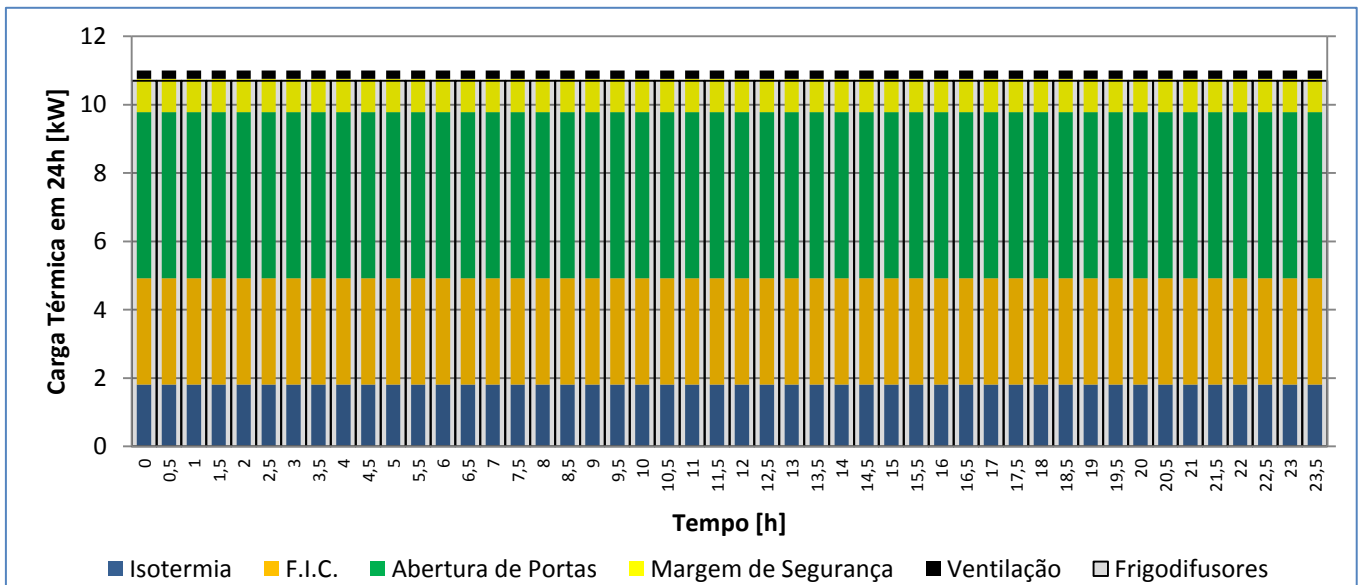


Figura 50 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para o Cais de Recepção

Sala de Corte e Preparo

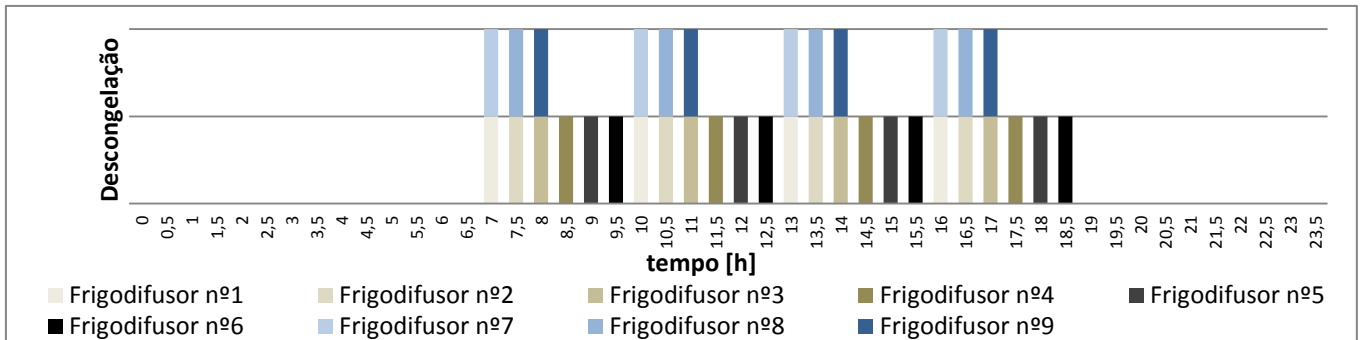


Figura 51 - Plano de Descongelações para a Sala de Corte e Preparo

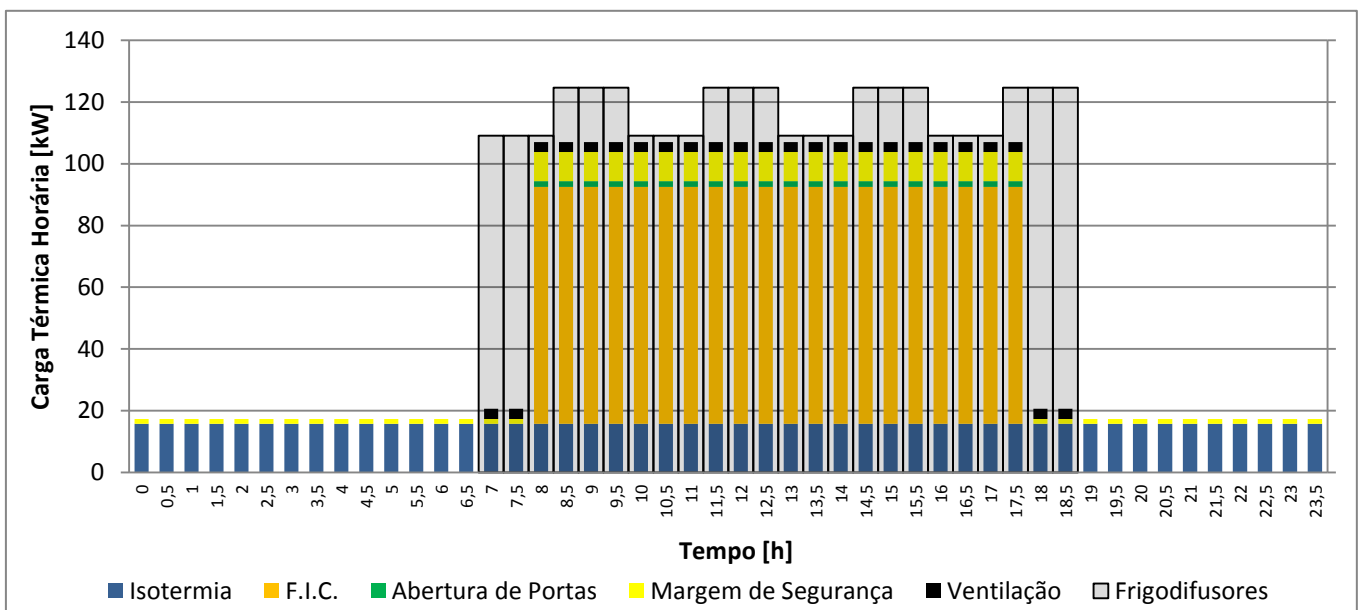


Figura 52 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para a Sala de Corte e Preparo

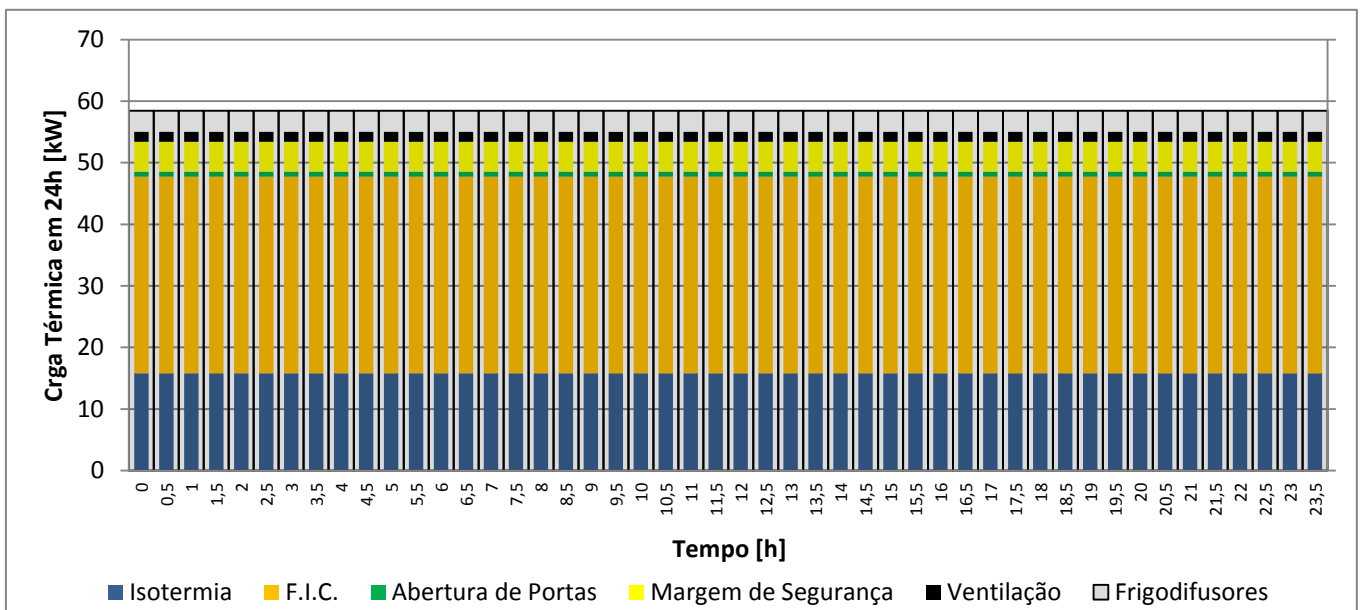


Figura 53 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para a Sala de Corte e Preparo

Sala de Embalamento

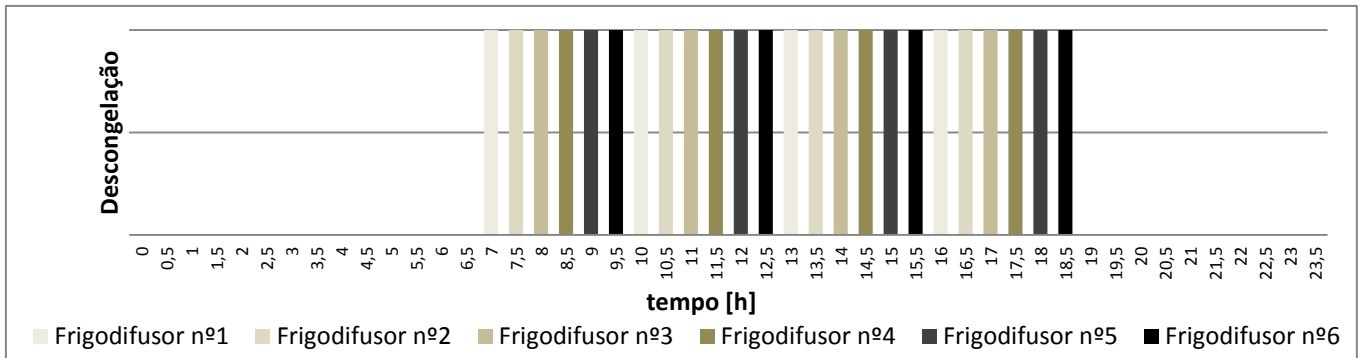


Figura 54 - Plano de Descongelações para a Sala de Embalamento

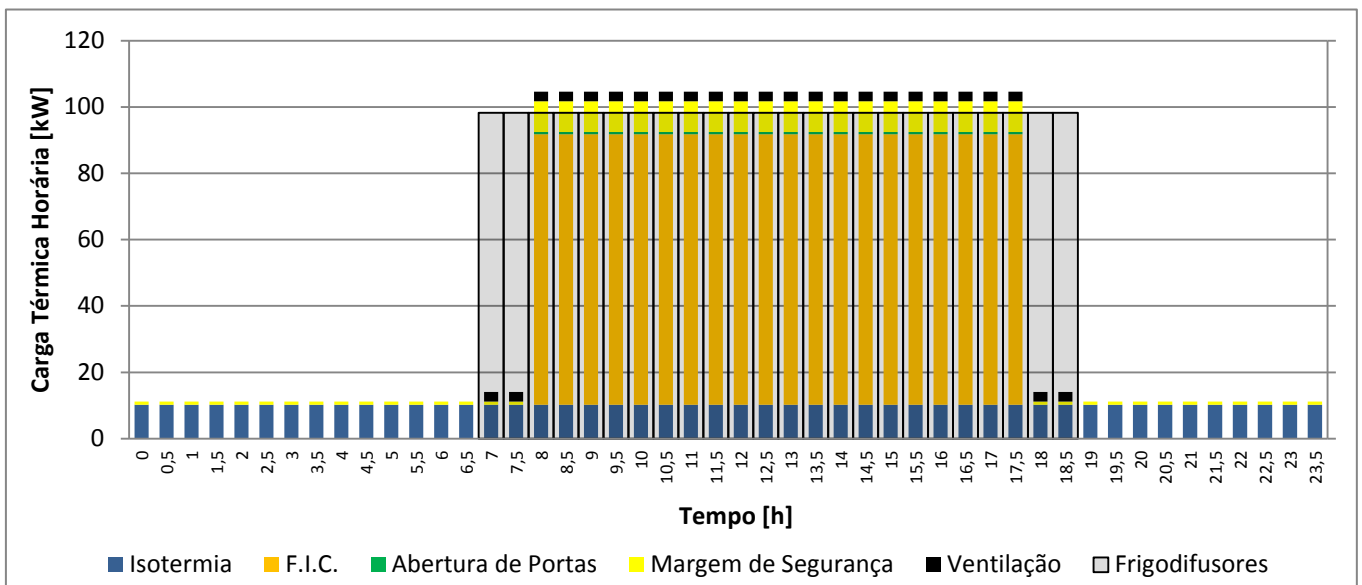


Figura 55 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para a Sala de Embalamento

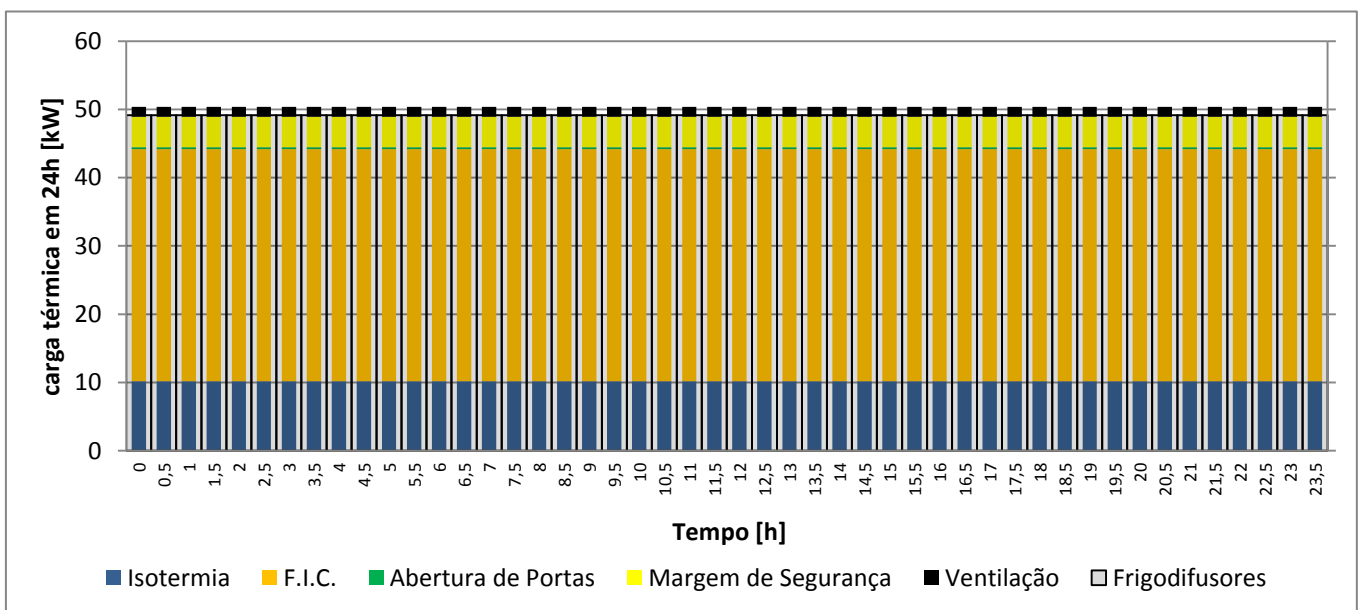


Figura 56 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para a Sala de Embalamento

Cais de Expedição

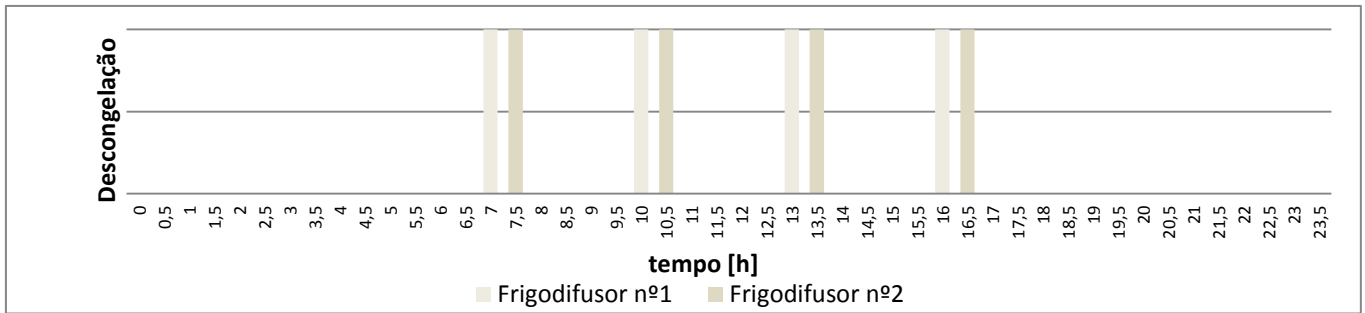


Figura 57 - Plano de Descongelações para o Cais de Receção

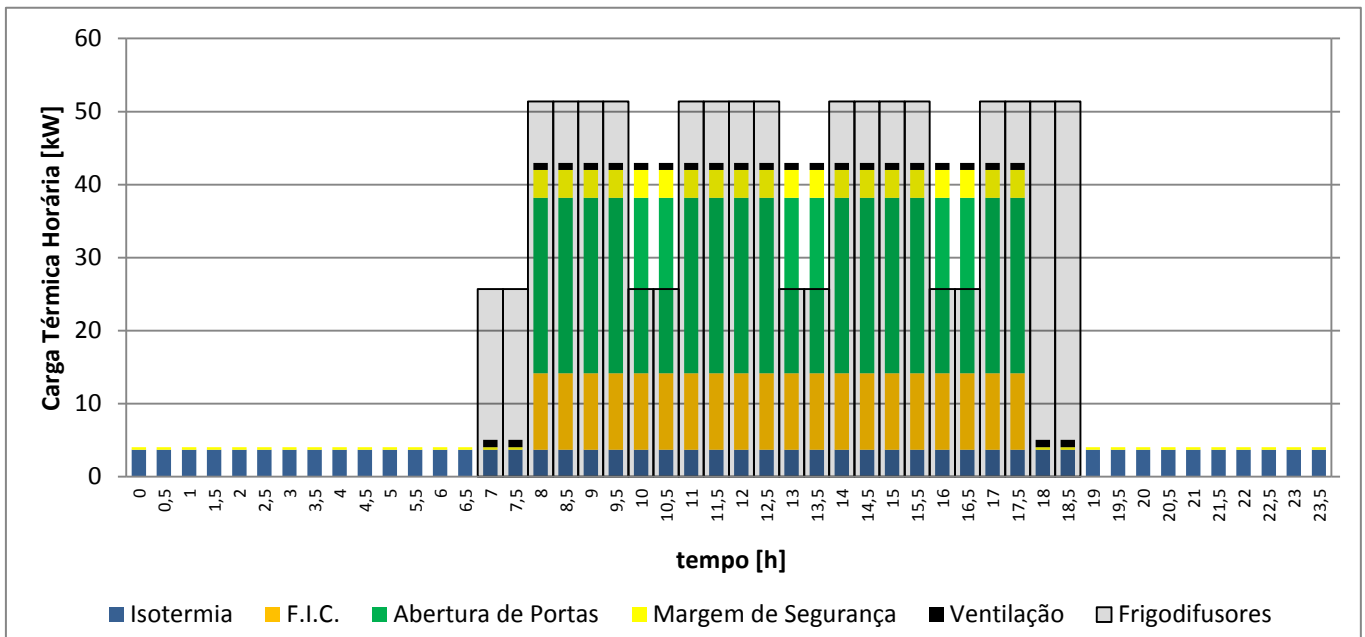


Figura 58 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para o Cais de Receção

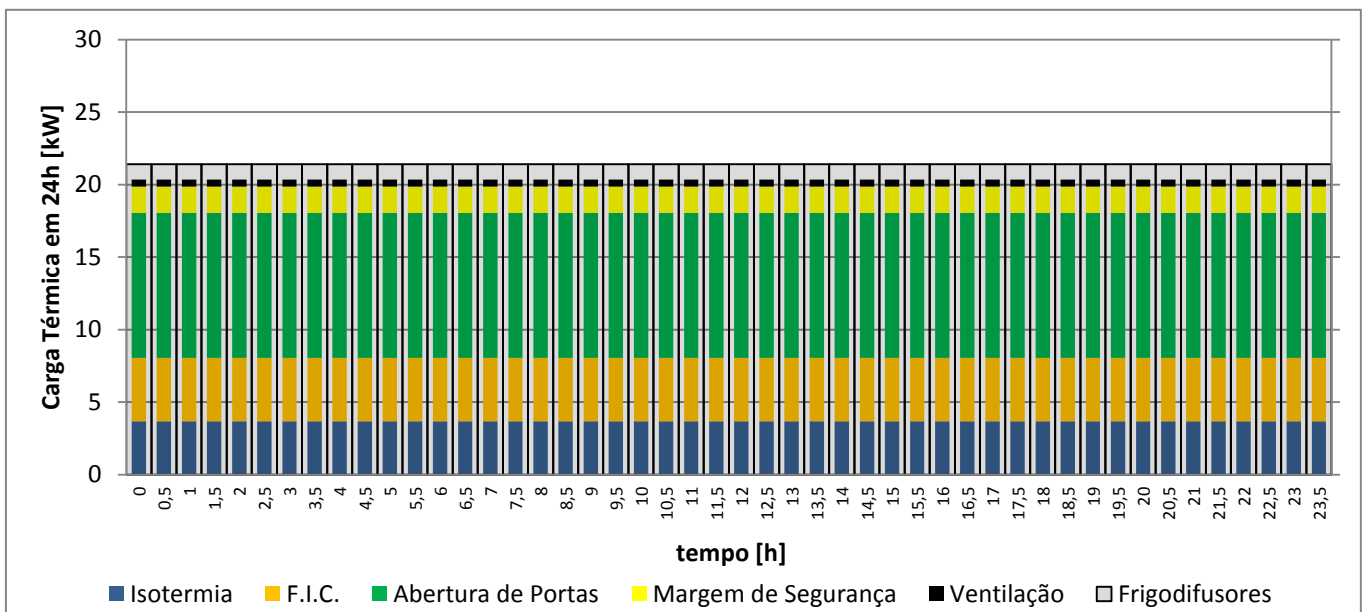


Figura 59 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para o Cais de Receção

Câmara de Refrigerados e Espaços Climatizados

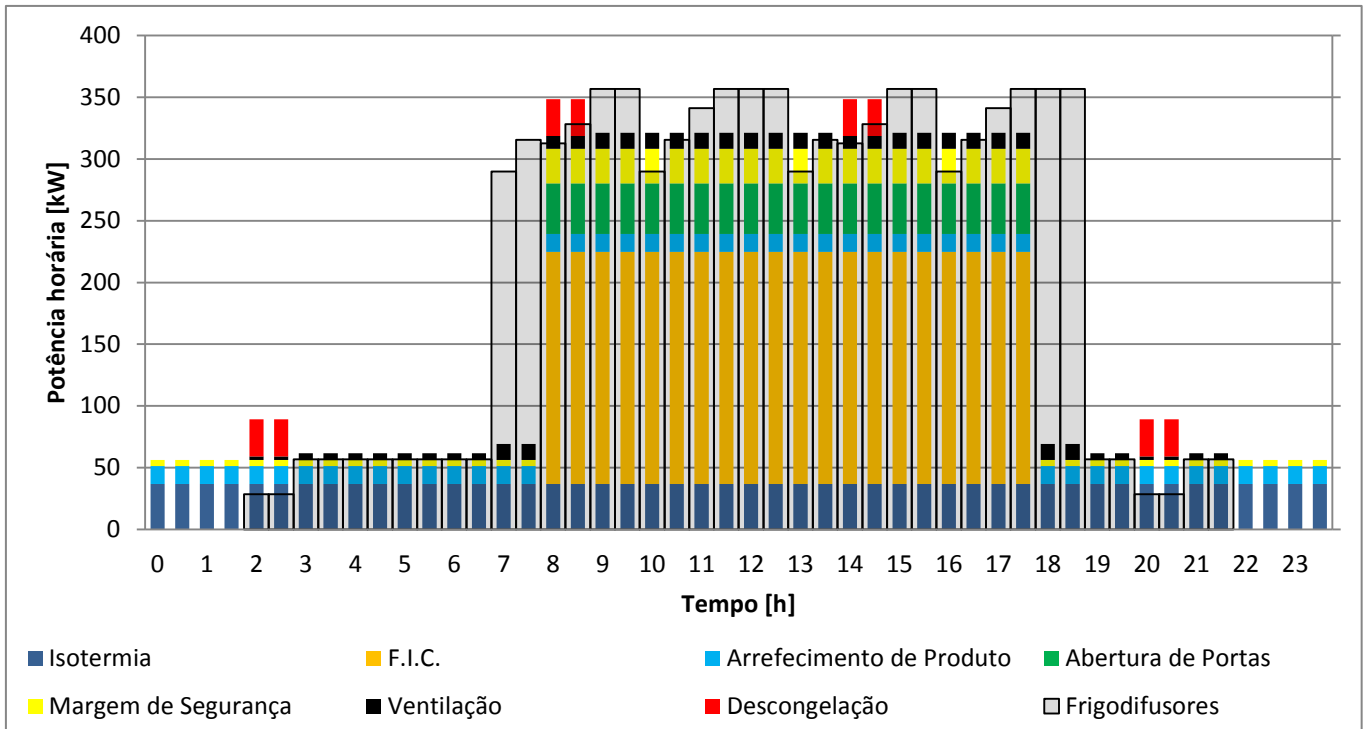


Figura 60 - Perfil Diário da Carga Térmica Horária para a Câmara de Refrigerados e Espaços Climatizados

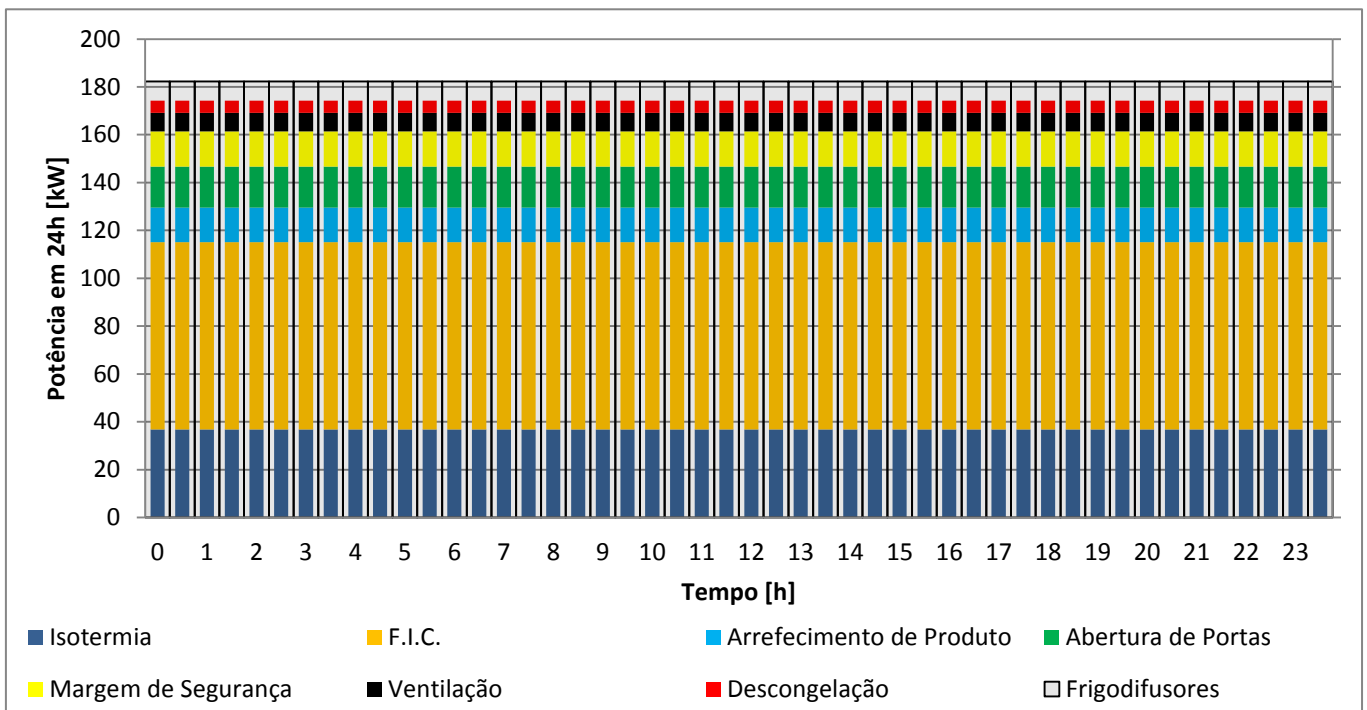


Figura 61 - Perfil Diário da Carga Térmica em 24 horas para a Câmara de Refrigerados e Espaços Climatizados

ANEXO 2 – Dados dos Compressores

MODEL :		N250VLLD-HE
REFRIGERANT :		AMMONIA
RECOMMENDED PORT :		H
BOOSTER :		False
COMPRESSION RATIO :	[-]	21
CAPACITY :	[kW]	586,2
CAPACITY :	[TR]	166,7
ABSORBED POWER :	[kW]	406,1
DRIVE SHAFT SPEED :	[rpm]	3550
COMPRESSOR SPEED :	[rpm]	3550
INDICATOR POSITION :	[%]	100
CONDENSING TEMP. :	[degC]	35
EVAPORATIVE TEMP. :	[degC]	-42
SUCTION SUPERHEAT :	[degC]	0
LIQUID SUBCOOLING :	[degC]	5
SUCTION TEMP. :	[degC]	-42
OIL SUPPLY TEMP. :	[degC]	50
SUCTION PRESS. :	[MPaA]	0,064
DISCHARGE PRESS. :	[MPaA]	1,35
OIL SUPPLY PRESS. :	[MPaA]	1,54
SUCTION PRES. DROP :	[MPaA]	0
DISCHARGE PRES. DROP :	[MPaA]	0
SWEPT VOLUME :	[m3/h]	3370
LOAD (VOL. FLOW RATE) :	[%]	100
DISCHARGE TEMP. :	[degC]	93,6
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[m3/h]	2810
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[m3/h]	253
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[kg/h]	1634
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[kg/h]	1982
INJECT. OIL FLOW RATE :	[L/min]	116
LUB. OIL FLOW RATE :	[L/min]	90,3
F.SIDE OIL FLOW RATE :	[L/min]	15,7
TOTAL OIL FLOW RATE :	[L/min]	222
OIL HEAT REJECTION :	[kW]	273,5
OIL SPEC HT :	[J/kgK]	1930
OIL DENSITY :	[kg/m3]	880
COP :	[-]	1,44

--- SUPER HEAT is NOT counted in refrigeration capacity ---		
--- WITH OIL COOLER ---		
--- WITH LIQUID SUBCOOLER ---		
INTERMED. TEMP. :	[degC]	-23,8
INTERMED. PRESS. :	[MPaA]	0,16
INTERMED. SUPERHEAT :	[degC]	0
LIQUID APPROACH TEMP. :	[degC]	5
REFRIG. FLOW RATE :	[m3/h]	255
REFRIG. FLOW RATE :	[kg/h]	347,4
HEAT REJECTION :	[kW]	105

MODEL		N42WB
REFRIGERANT		AMMONIA
CAPACITY	[kW]	48,6
CAPACITY	[TR]	13,8
ABSORBED POWER	[kW]	34,1
SPEED	[Rpm]	1000
LOAD	[%]	100
CONDENSING TEMP.	[degC]	35
EVAPORATIVE TEMP.	[degC]	-42
SUCTION SUPERHEAT	[degC]	0
INTERMED. SUPERHEAT	[degC]	0
LIQUID APPROACH TEMP.	[degC]	5
LIQUID SUBCOOLING	[degC]	5
SUCTION TEMP. (1ST)	[degC]	-42
SUCTION PRES.	[MPaA]	0,064
DISCHARGE PRES.	[MPaA]	1,35
SUCTION PRES.LOSS	[MPaA]	0
DISCHARGE PRES.LOSS	[MPaA]	0
SWEPT VOLUME (2ND)	[m3/h]	159
SWEPT VOLUME (1ST)	[m3/h]	319
INTERMED. TEMP.	[degC]	-19,5
SUCTION TEMP. (2ND)	[degC]	-19,5
DISCHARGE TEMP (2ND)	[degC]	130
DISCHARGE TEMP (1ST)	[degC]	39,6
INTERMED. PRES.	[MPaA]	0,195
REFRIG. FLOW RATE (2ND)	[m3/h]	26
REFRIG. FLOW RATE (INT.)	[m3/h]	26,6
REFRIG. FLOW RATE (1ST)	[m3/h]	237
REFRIG. FLOW RATE (2ND)	[Kg/h]	181,2
REFRIG. FLOW RATE (INT.)	[Kg/h]	43,58
REFRIG. FLOW RATE (1ST)	[Kg/h]	137,7
OIL HEAT REJECTION	[kW]	3,2
INTERMED. HEAT REJECTION	[kW]	13,3
JACKET HEAT REJECTION	[kW]	9,62
COP	[-]	1,43
--- SUPERHEAT is not counted in the refrigeration capacity ---		

--- WITH OIL COOLER ---		
--- WITH LIQUID SUBCOOLER ---		
REFRIG. FLOW RATE	[m3/h]	16,3
REFRIG. FLOW RATE	[Kg/h]	26,64
HEAT REJECTION	[kW]	8,1
--- WITH INTERMED. GAS-COOLER ---		
REFRIG. FLOW RATE	[m3/h]	10,3
REFRIG. FLOW RATE	[Kg/h]	16,94
HEAT REJECTION	[kW]	5,15
SELECTED INTERCOOLER	[-]	DXI-100
--- WITHOUT SIDE LOAD EVAPORATOR ---		
SELECTED OIL SEPARATOR (1ST)	[-]	-----
SELECTED OIL SEPARATOR (2ND)	[-]	OSF-80

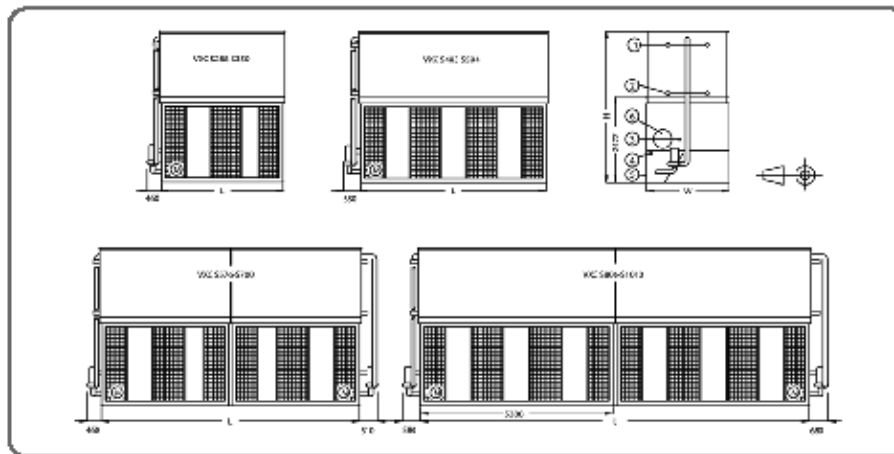
MODEL		N4WB
REFRIGERANT		AMMONIA
BOOSTER		N
CAPACITY	[kW]	196,6
CAPACITY	[TR]	55,9
ABSORBED POWER	[kW]	56,1
SPEED	[Rpm]	1200
LOAD	[%]	100
CONDENSING TEMP.	[degC]	35
EVAPORATIVE TEMP.	[degC]	-12
SUCTION SUPERHEAT	[degC]	0
LIQUID SUBCOOLING	[degC]	5
SUCTION TEMP.	[degC]	-12
SUCTION PRES.	[MPaA]	0,268
DISCHARGE PRES.	[MPaA]	1,35
SUCTION PRES.LOSS	[MPaA]	0
DISCHARGE PRES.LOSS	[MPaA]	0
SWEPT VOLUME	[m3/h]	382
DISCHARGE TEMP.	[degC]	117
REFRIG. FLOW RATE (SUC.)	[m3/h]	289
REFRIG. FLOW RATE (DIS.)	[m3/h]	88,2
REFRIG. FLOW RATE (SUC.)	[Kg/h]	640,6
REFRIG. FLOW RATE (DIS.)	[Kg/h]	640,6
OIL HEAT REJECTION	[kW]	2,75
JACKET HEAT REJECTION	[kW]	9,57
--- WITH OIL COOLER ---		

ANEXO 3 – Dados dos Condensadores

VXC S288 - VXC S1010



Evaporative Condensers



1. Refrigerant in ND 100; 2. Refrigerant out ND 100; 3. Make-up ND 50; 4. Overflow ND 80; 5. Drain ND 50; 6. Access

Model	Operating Weight (kg)	Shipping Weight (kg)	Heaviest Section (coil) (kg)	H (mm)	L (mm)	W (mm)	Air Flow (m³/h)	Fan Motor (kW)	Water Flow (l/s)	Pump Motor (kW)	R717 Charge (kg)
VXC S288	7600	5525	3850	4248	3550	2397	22,8	(1x) 18,5	25,2	(1x) 2,2	164
VXC S300	7630	5555	3850	4248	3550	2397	24,2	(1x) 22,0	25,2	(1x) 2,2	164
VXC S328	7705	5630	3850	4248	3550	2397	26,7	(1x) 30,0	25,2	(1x) 2,2	164
VXC S350	8320	6180	4470	4483	3550	2397	26,2	(1x) 30,0	25,2	(1x) 2,2	196
VXC S403	10225	7170	4715	4013	5385	2397	36,6	(1x) 30,0	38,5	(1x) 4	198
VXC S429	10285	7230	4715	4013	5385	2397	38,9	(1x) 37,0	38,5	(1x) 4	198
VXC S455	11270	8125	5710	4248	5385	2397	34,9	(1x) 30,0	38,5	(1x) 4	246
VXC S482	11320	8175	5710	4248	5385	2397	37,5	(1x) 37,0	38,5	(1x) 4	246
VXC S504	12500	9260	6690	4483	5385	2397	36,6	(1x) 37,0	38,5	(1x) 4	294
VXC S576	15120	10880	3840	4248	7226	2397	45,6	(2x) 18,5	50,4	(2x) 2,2	328
VXC S600	15220	10990	3840	4248	7226	2397	48,4	(2x) 22,0	50,4	(2x) 2,2	328
VXC S656	15400	11100	3840	4248	7226	2397	53,4	(2x) 30,0	50,4	(2x) 2,2	328
VXC S700	16655	12355	4470	4483	7226	2397	52,4	(2x) 30,0	50,4	(2x) 2,2	392
VXC S806	20555	14415	5120*	4013	10903	2397	73,2	(2x) 30,0	77,0	(2x) 4	396
VXC S858	20755	14615	5120*	4013	10903	2397	77,8	(2x) 37,0	77,0	(2x) 4	396
VXC S910	22570	16420	5710	4248	10903	2397	69,8	(2x) 30,0	77,0	(2x) 4	492
VXC S964	22770	16550	5710	4248	10903	2397	75,0	(2x) 37,0	77,0	(2x) 4	492
VXC S1010	25035	18505	6690	4483	10903	2397	73,2	(2x) 37,0	77,0	(2x) 4	588

* Fan section is the heaviest section.

... because temperature matters



ANEXO 4 – Dados dos Permutadores de Placas

- Permutador do Circuito da Câmara de Recepção de Produto

Plate Heat Exchanger

Technical Specification

Cliente :
Modelo : M10-BWREF
Project: :

Item : 60kw semi-soldado **Fecha** :

		35.0% Prop.glycol	Ammonia
Caudal másico	kg/h	14140	237.8
Fluid Condensed/Vapourized	kg/h	0.000	166.5
Temperatura entrada	°C	-4.0	-12.0
Temperatura salida (vapor/liquid)	°C	-8.0	-12.0
Operating pressure (Entrada/Salida)	bara	/	2.70/2.65
Pérdida de carga (Perm/Calculate)	kPa	115/62.3	15.0/5.38
Velocity Connection (Entrada/Salida)	m/s	0.480/0.479	0.0129/2.76
Calor Intercambiado	kW	60.00	
Area Transferencia Calor	m ²	5.3	
C.G.T.C. Limpio	W/(m ² *K)	2134	
C.G.T.C. Servicio	W/(m ² *K)	2005	
Fouling Resistance* 10000	m ² K/W	0.20	
Duty Margin	%	2	
Mean Temperature Difference	K	5.7	
Dirección relativa de los fluidos		Concurrencia	
No. de placas		24	
No. de placas efectivas		22	
Número de pasos		1	1
Capacidad ampliación		17	
Material de placa/ Thickness		ALLOY 304 / 0.50 mm	
Material de cierre		NBRP	Soldada
Junta anular		CR	
Material conexión		Carbon steel	Carbon steel
Diámetro conexión		See drawing	See drawing
Orientación conexiones		S2 -> S1	S3 -> S4
Código de recipientes a presión		PED, Category 2	
Fluid danger group	No Danger	Dangerous	
Has risky vapour pressure			x
Rating brida		DIN	
Presión diseño	bar	16.0	16.0
Presión de prueba	bar	22.9	22.9
Temperatura diseño	°C	50.0/-10.0	50.0/-12.0
Largo x ancho x alto exterior	mm	555 x 470 x 1115	
Volumen líquido	dm ³	7.6	6.9
Peso neto, vacío/operación Flooded	kg	399 / 407 / 411	

Figura 62 - Permutador de Placas do Circuito da Câmara de Recepção de Produto

- Permutador do Circuito de Climatizados

Plate Heat Exchanger

Technical Specification

Cliente :
Modelo : M10-BWREF
Project: :

Item : 380kw Permutador **Fecha** :

Fluido		35.0% Prop.glycol	Ammonia
Caudal máxico	kg/h	89410	1506
Fluid Condensed/Vapourized	kg/h	0.000	1054
Temperatura entrada	°C	2.0	-12.0
Temperatura salida (vapor/liquid)	°C	-2.0	-12.0
Operating pressure (Entrada/Salida)	bara	/	2.71/2.65
Pérdida de carga (Perm/Calculate)	kPa	115/110	15.0/5.69
Velocity Connection (Entrada/Salida)	m/s	3.05/3.04	0.0817/17.4
Calor Intercambiado	kW	380.0	
Area Transferencia Calor	m ²	14.9	
C.G.T.C. Limpio	W/(m ² *K)	3145	
C.G.T.C. Servicio	W/(m ² *K)	2193	
Fouling Resistance* 10000	m ² K/W	0.20	
Duty Margin	%	37	
Mean Temperature Difference	K		
Dirección relativa de los fluidos		Concurrencia	
No. de placas		64	
No. de placas efectivas		62	
Número de pasos		1	1
Capacidad ampliación		62	
Material de placa/ Thickness		ALLOY 304 / 0.50 mm	
Material de cierre		NBRP	Soldada
Junta anular		CR	
Material conexión		Carbon steel	Carbon steel
Diámetro conexión		See drawing	See drawing
Orientación conexiones		S2 -> S1	S3 -> S4
Código de recipientes a presión		PED, Category 3	
Fluid danger group	No Danger	Dangerous	
Has risky vapour pressure			x
Rating brida		DIN	
Presión diseño	bar	16.0	16.0
Presión de prueba	bar	22.9	22.9
Temperatura diseño	°C	50.0/-10.0	50.0/-12.0
Largo x ancho x alto exterior	mm	905 x 470 x 1115	
Volumen líquido	dm ³	20.2	19.5
Peso neto, vacío/operación Flooded	kg	473 / 495 / 506	

Figura 63 - Permutador de Placas do Circuito dos Climatizados

ANEXO 5 – Perda de Carga na Rede de Tubagem de Distribuição de Água Glicolada

- A perda de carga para a tubagem, curvas, acessórios e válvulas foi determinada através do software da “Cooling Calculation Tool” da empresa Georg Fischer [38].
- Perda de Carga no Circuito da Câmara de Recepção de Produto

Para calcular a perda de carga que a bomba terá de vencer será necessário determinar qual o caminho crítico no sistema, que corresponde ao circuito do frigodifusor com maior perda de carga.

Para a câmara de recepção de produto verificou-se que o caminho crítico corresponde ao frigodifusor C1. As perdas de carga neste circuito são compostas por:

- Tubagem de ida e de retorno;
- Curvas e acessórios;
- Panóplia de válvulas da bomba;
- Panóplia de válvulas do frigodifusor;
- Frigodifusor.

A perda de carga considerada para o frigodifusor e para a válvula de 3 vias é de 0,15 bar. Dado que este é o circuito que apresenta maior perda de carga não será necessário instalar a válvula de regulação estática nº2. Esta válvula será apenas instalada no frigodifusor C2 para equilibrar o circuito com o do frigodifusor C1, ao induzir a perda de carga em falta. Obtiveram-se as seguintes perdas de carga:

Tabela 74 - Perda de Carga no Circuito da Câmara de Recepção de Produto

Componente	Perda de carga [bar]
Frigodifusor	0,15
Válvula de 3 vias	0,15
Tubagem	0,83
Curvas e acessórios	0,18
Válvulas	3,57
TOTAL	4,88

De acordo com os resultados obtidos, a válvula de regulação nº2 do frigodifusor C2 será regulada para garantir uma perda de carga total no circuito de 4,88 bar.

Pressure loss - Along pipe

System parameters

Flow temperature	-8 [°C]
Ambient temperature	35 [°C]
Wind velocity	0.5 [m/s]
Pipe system	COOL-FIT ABS
Fluid type	MPG - Propylene Glycol
Conc. / Freez. Temp.	35%

Fluid specifications

Density	1036 [kg/m³]
Kinematic viscosity	4.4E-06 [m²/s]
Specific heat	3770 [J/kgK]

Dimension [mm]	Flow [m³/h]	Length [m]	Re [-]	Velocity [m/s]	ΔP [Bar]
16	0	0	0	0	0
20	0	0	0	0	0
25	0	0	0	0	0
32	0	0	0	0	0
40	0	0	0	0	0
50	6.51	38	11893	1.19	0.13
63	13.02	167	18891	1.5	0.7
75	0	0	0	0	0
90	0	0	0	0	0
110	0	0	0	0	0
140	0	0	0	0	0
160	0	0	0	0	0
200	0	0	0	0	0
225	0	0	0	0	0
250	0	0	0	0	0
280	0	0	0	0	0
315	0	0	0	0	0
Total pressure drop					0.83

Figura 64 – Perda de Carga da Tubagem no Circuito da Câmara de Recepção de Produto

Pressure loss - Over fittings

System parameters

Flow temperature	-8 [°C]
Ambient temperature	35 [°C]
Wind velocity	0.5 [m/s]
Pipe system	COOL-FIT ABS
Fluid type	MPG - Propylene Glycol
Conc. / Freez. Temp.	35%

Fluid specifications

Density	1036 [kg/m³]
Kinematic viscosity	4.4E-06 [m²/s]
Specific heat	3770 [J/kgK]

Outside pipe diameter	≤ 16			25-32			40-50			≥ 63		
	Pcs	v	ΔP	Pcs	v	ΔP	Pcs	v	ΔP	Pcs	v	ΔP
Fitting type	[-]	[m/s]	[Bar]	[-]	[m/s]	[Bar]	[-]	[m/s]	[Bar]	[-]	[m/s]	[Bar]
90° Bend	0	0	0	0	0	0	4	1.19	0.01	0	0	0
90° Elbow	0	0	0	0	0	0	10	1.5	0.14	0	0	0
45° Elbow	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
90° Tee	0	0	0	0	0	0	2	1.5	0.03	0	0	0
Reduction (contraction)	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
Reduction (extension)	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
Connection	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0
Total pressure drop										0.18 [Bar]		

Figura 65 – Perda de Carga das Curvas e Acessórios no Circuito da Câmara de Recepção de Produto

Pressure loss - Over valves

System parameters

Flow temperature	-8 [°C]
Ambient temperature	35 [°C]
Wind velocity	0.5 [m/s]
Pipe system	COOL-FIT ABS
Fluid type	MPG - Propylene Glycol
Conc. / Freez. Temp.	35%

Fluid specifications

Density	1036 [kg/m³]
Kinematic viscosity	4.4E-06 [m²/s]
Specific heat	3770 [J/kgK]

Valve type	Ball 546			Diaphragm 315			Butterfly 567			Strainer PVC-U			Strainer Steel			Non return 561/562			
	Dimension	Pcs	Q	ΔP	Pcs	Q	ΔP	Pcs	Q	ΔP	Pcs	Q	ΔP	Pcs	Q	ΔP	Pcs	Q	ΔP
[mm]	[-]	[m³/h]	[Bar]	[-]	[m³/h]	[Bar]	[-]	[m³/h]	[Bar]	[-]	[m³/h]	[Bar]	[-]	[m³/h]	[Bar]	[-]	[m³/h]	[Bar]	
16	0	0	0														0	0	0
20	0	0	0	0	0	0				0	0	0	0	0	0		0	0	0
25	0	0	0	0	0	0				0	0	0	0	0	0		0	0	0
32	0	0	0	0	0	0				0	0	0	0	0	0		0	0	0
40	2	6.51	0	0	0	0				0	0	0	0	0	0		0	0	0
50	5	13.02	0.12	0	0	0				1	6.51	3.12	0	0	0		0	0	0
63			0.33	0	0	0				0	0	0	0	0	0		0	0	0
75				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
90				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
110				0	0	0	0	0	0										
140							0	0	0										
160							0	0	0										
225							0	0	0										
280							0	0	0										
315/317							0	0	0										
Total pressure drop																3.57 Bar			

Figura 66 – Perda de Carga das Válvulas no Circuito da Câmara de Recepção de Produto

- Perda de Carga no Circuito dos Climatizados

Foram calculadas as perdas de carga desde a bomba aos diversos frigodifusores, por forma a determinar qual a maior perda de carga no sistema. Verificou-se que o caminho crítico corresponde ao frigodifusor F1, cujas perdas de carga são compostas por:

- Tubagem de ida e de retorno;
- Curvas e acessórios;
- Panóplia de válvulas da bomba;
- Panóplia de válvulas do frigodifusor;
- Frigodifusor.

A perda de carga considerada para o frigodifusor e para a válvula de 3 vias é de 0,15 bar. Tal como no circuito da Câmara de Recepção de produto, este frigodifusor não será equipado com a válvula de regulação estática nº2, sendo que se encontra no caminho crítico do sistema. Esta válvula será instalada nos restantes frigodifusores. Obtiveram-se as seguintes perdas de carga:

Tabela 75 - Perda de Carga no Circuito dos Climatizados

Componente	Perda de carga [bar]
Frigodifusor	0,15
Válvula de 3 vias	0,15
Tubagem	0,60
Curvas e acessórios	0,28
Válvulas	2,71
TOTAL	3,86

De acordo com os resultados obtidos, a válvula de regulação nº2 dos restantes frigodifusores será regulada para garantir uma perda de carga total no circuito de 3,86 bar.

Pressure loss - Along pipe

System parameters

Flow temperature	-2 [°C]
Ambient temperature	35 [°C]
Wind velocity	0.5 [m/s]
Pipe system	COOL-FIT ABS
Fluid type	MPG - Propylene Glycol
Conc. / Freez. Temp.	35%

Fluid specifications

Density	1036 [kg/m³]
Kinematic viscosity	4.4E-06 [m²/s]
Specific heat	3770 [J/kgK]

Dimension	Flow	Length	Re	Velocity	ΔP
[mm]	[m³/h]	[m]	[-]	[m/s]	[Bar]
16	0	0	0	0	0
20	0	0	0	0	0
25	0	0	0	0	0
32	0	0	0	0	0
40	0	0	0	0	0
50	5.88	24	10742	1.07	0.07
63	11.76	84	17063	1.36	0.29
75	0	0	0	0	0
90	25.27	47.8	25647	1.42	0.13
110	38.78	20.6	32202	1.46	0.05
140	0	0	0	0	0
160	76.78	54	44021	1.38	0.08
200	0	0	0	0	0
225	0	0	0	0	0
250	0	0	0	0	0
280	0	0	0	0	0
315	0	0	0	0	0
Total pressure drop					0.6

Figura 67 – Perda de Carga da Tubagem no Circuito dos Climatizados

Pressure loss - Over fittings

System parameters

Flow temperature	-2 [°C]
Ambient temperature	35 [°C]
Wind velocity	0.5 [m/s]
Pipe system	COOL-FIT ABS
Fluid type	MPG - Propylene Glycol
Conc. / Freez. Temp.	35%

Fluid specifications

Density	1036 [kg/m³]
Kinematic viscosity	4.4E-06 [m²/s]
Specific heat	3770 [J/kgK]

Outside pipe diameter	≤ 16			25-32			40-50			≥ 63		
	Pcs	v	ΔP	Pcs	v	ΔP	Pcs	v	ΔP	Pcs	v	ΔP
Fitting type	[-]	[m/s]	[Bar]	[-]	[m/s]	[Bar]	[-]	[m/s]	[Bar]	[-]	[m/s]	[Bar]
90° Bend	0	0	0	0	0	0	4	1.07	0.01	8	1.5	0.03
90° Elbow	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
45° Elbow	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
90° Tee	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	1.5	0.15
Reduction (contraction)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	1.5	0.03
Reduction (extension)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	1.5	0.06
Connection	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Total pressure drop										0.28 [Bar]		

Figura 68 – Perda de Carga das Curvas e Acessórios no Circuito dos Climatizados

Pressure loss - Over valves

System parameters

Flow temperature	-2 [°C]
Ambient temperature	23 [°C]
Wind velocity	0.5 [m/s]
Pipe system	COOL-FIT ABS
Fluid type	MFG - Propylene Glycol
Conc. / Freez. Temp.	35%

Fluid specifications

Density	1036 [kg/m³]
Kinematic viscosity	4.4E-06 [m²/s]
Specific heat	3770 [J/kgK]

Valve type	Ball 546			Diaphragm 315			Butterfly 567			Strainer PVC-U			Strainer Steel			Non return 561/562			
	Dimension [mm]	Pcs [-]	Q [m³/h]	ΔP [Bar]	Pcs [-]	Q [m³/h]	ΔP [Bar]	Pcs [-]	Q [m³/h]	ΔP [Bar]	Pcs [-]	Q [m³/h]	ΔP [Bar]	Pcs [-]	Q [m³/h]	ΔP [Bar]	Pcs [-]	Q [m³/h]	ΔP [Bar]
16	0	0	0														0	0	0
20	0	0	0	0	0	0				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	0	0	0	0	0	0				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
32	0	0	0	0	0	0				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
40	2	5.88	0	0	0	0				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
50	0	0	0.1	0	0	0				1	5.88	2.55	0	0	0	0	0	0	0
63			0	0	0	0				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
75				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
90				0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
110				0	0	0	0	0	0										
140							0	0	0										
160							5	76.78	0.06										
225							0	0	0										
280							0	0	0										
315/317							0	0	0										
Total pressure drop																2.71 Bar			

Figura 69 – Perda de Carga das Válvulas no Circuito dos Climatizados

ANEXO 6 – Perda de Carga na Rede de Tubagem de Distribuição de Amoníaco

- Metodologia de Cálculo

A perda de carga na rede de distribuição de Amoníaco líquido, para cada bomba, será calculada tendo em conta a perda de carga da tubagem, respectivos acessórios como válvulas e filtros e a altura que cada bomba terá de vencer.

A perda de carga derivada do diferencial de altura será calculada através da altura, densidade do líquido e aceleração da gravidade:

$$\Delta P_h = l \times \rho_{Líquido} \times g \text{ [Pa]} \quad (\text{A7.01})$$

A perda de carga nas válvulas e acessórios será determinada através das tabelas do ASHRAE [8] e dos valores definidos aquando da selecção das válvulas do Anexo 10.

Primeiro é necessário determinar o número de Reynolds, que irá definir o tipo de escoamento, através da seguinte equação:

$$Re = \frac{v \times D \times \rho_{Líquido}}{\eta} \left[\frac{\text{m/s} \times \text{m} \times \text{kg/m}^3}{\text{Pa} \cdot \text{s}} \right] \quad (\text{A7.02})$$

Após obtido o número de Reynolds será necessário determinar o factor de fricção de Moody (f). A metodologia optada implica a utilização de uma iteração, em que inicialmente é utilizada a fórmula para determinação do factor de fricção em regime de escoamento completamente turbulento:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left(\frac{\varepsilon}{3,7 \times D}\right) \quad (\text{A7.03})$$

Com este valor é calculado o factor de fricção através da equação de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left(\frac{\varepsilon}{3,7 \times D} + \frac{2,51}{Re \times \sqrt{f}}\right) \quad (\text{A7.04})$$

Por fim, com o valor obtido, será realizada uma iteração com a fórmula A.7.04, e verificado o erro obtido com o valor anterior, que deverá ser desprezável. Por fim a perda de carga na tubagem será determinada de acordo com a equação de Darcy:

$$\Delta P_{tub} = f \times \frac{l}{D} \times \frac{v^2}{2} \times \rho_{Líquido} \text{ [Pa]} \quad (\text{A7.05})$$

A rugosidade considerada para o aço é de 0,046 mm.

- Dados do Amoníaco líquido:

Serão calculadas as perdas de carga para o Amoníaco líquido à temperatura de -42°C, com as seguintes características:

Tabela 76 - Características do Amoníaco Líquido para Cálculo da Perda de Carga

Temperatura de evaporação [°C]	Entalpia Líquido Saturado [kJ/kg°C]	Entalpia Gás Saturado [kJ/kg°C]	Densidade [kg/m ³]	Viscosidade Dinâmica [Pa. s]
-42	10,79	1404,45	692,58	0,00029

Sendo que as características do Amoníaco líquido a -28°C são aproximadamente iguais às do Amoníaco líquido a -42°C, a perda de carga obtida é sensivelmente a mesma. Por este motivo, não serão calculadas as perdas de carga para -28°C.

- Perdas de Carga derivadas da altura:

Para as perdas de carga derivadas da altura que cada bomba terá de vencer, obtiveram-se os seguintes resultados:

Tabela 77 - Perdas de Carga derivadas da altura

	Bomba 1 – Ref. 7	Bomba 2 – Ref. 12	Bomba 3 – Ref. 3
Altura	9,5	9,5	10,5
ΔP_h [bar]	0,64	0,64	0,71

- Perdas de Carga na rede de Tubagem e Acessórios:

Foram calculadas as perdas de carga desde as bombas até aos diversos evaporadores, para determinar qual o trajecto com maior perda de carga. Será apresentado apenas o trajecto crítico, para cada bomba, que é composto pelas referências indicadas.

Tabela 78a - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 1

Bomba 1 – Ref. 7						
Ref.	Componente	Quantidade	Comprimento Equivalente [m]	Nº Reynolds	f	ΔP_T [bar]
12	Válvulas:					
	Válvula de Retenção	1				0,20
	Válvula de Corte	1	17			
	Acessórios:					
	Filtro	1				0,50
	Curva 90°	2	3			
	T de Redução	1	3			
	Tubagem					
	DN50	4	4			
	Tubagem + Comprimentos Equivalentes		27	147748	0,021	0,05
Total 12						0,75
10	Válvulas:					
	Válvula de Retenção	0				
	Válvula de Corte	0				
	Acessórios:					
	Filtro	0				
	Curva 90°	0	0			
	T de Redução	2	4,8			
	Tubagem:					
	DN40	4	4			
	Tubagem + Comprimentos Equivalentes		8,8	124551	0,022	0,02
Total 10						0,02

Tabela 79b - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 1

Bomba 1 – Ref. 7						
Ref.	Componente	Quantidade	Comprimento Equivalente [m]	Nº Reynolds	f	ΔP_T [bar]
9	Válvulas:					
	Válvula de Retenção					
	Válvula de Corte	0				
	Acessórios:	0				
	Filtro					
	Curva 90°	0				
	T de Redução	2	4,2			
	Tubagem:	0				
	DN32	6	6			
	Tubagem + Comprimentos Equivalentes		10,2	72153	0,024	0,01
	Total 9					0,01
G5	Válvulas:					
	Válvula de Retenção	1				0,20
	Válvula de Corte	2	24			
	Válvula Solenóide	1				0,10
	Válvula de Regulação Manual					0,50
	Acessórios:	0				
	Filtro	1				0,50
	Curva 90°	0				
	T de Redução	0	0			
	Tubagem:					
	DN32	2	2			
	Tubagem + Comprimentos Equivalentes		26	36076	0,026	0,01
	Total G5					1,31
-	TOTAL Bomba 1 – Ref.7					2,09

Tabela 80a - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 2

Bomba 2 – Ref. 12						
Ref.	Componente	Quantidade	Comprimento Equivalente [m]	Nº Reynolds	f	ΔP_T [bar]
7	Válvulas:					
	Válvula de Retenção	1				0,2
	Válvula de Corte	1	17			
	Acessórios:					
	Filtro	1				0,5
	Curva 90°	2	3			
	T de Redução	1	3			
	Tubagem					
	DN50	7	7			
	Tubagem + Comprimentos Equivalentes		30	147748	0,021	0,05
Total 7						0,75

Tabela 81b - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 2

Bomba 2 – Ref. 12						
Ref.	Componente	Quantidade	Comprimento Equivalente [m]	Nº Reynolds	f	ΔP_T [bar]
6	Válvulas:					
	Válvula de Retenção	0				
	Válvula de Corte	0				
	Acessórios:					
	Filtro	0				
	Curva 90°	0	0			
	T de Redução	2	4,8			
	Tubagem:					
	DN40	5	5			
	Tubagem + Comprimentos Equivalentes		9,8	124551	0,022	0,03
	Total 6					

Tabela 82c - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 2

Bomba 2 – Ref. 12						
Ref.	Componente	Quantidade	Comprimento Equivalente [m]	Nº Reynolds	f	ΔP_T [bar]
5	Válvulas:					
	Válvula de Retenção					
	Válvula de Corte	0				
	Acessórios:	0				
	Filtro					
	Curva 90°	0				
	T de Redução	2	4,2			
	Tubagem:	0				
	DN32	6	6			
	Tubagem + Comprimentos Equivalentes		10,2	72153	0,024	0,01
	Total 5					0,01
G4	Válvulas:					
	Válvula de Retenção	1				0,20
	Válvula de Corte	2	24			
	Válvula Solenóide	1				0,10
	Válvula de Regulação Manual					0,50
	Acessórios:	0				
	Filtro	1				0,50
	Curva 90°	0				
	T de Redução	0	0			
	Tubagem:					
	DN32	2	2			
	Tubagem + Comprimentos Equivalentes		26	36076	0,026	0,01
	Total G4					1,31
-	TOTAL Bomba 1 – Ref.7					2,10

Tabela 83a - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 3

Bomba 3 – Ref. 3						
Ref.	Componente	Quantidade	Comprimento Equivalente [m]	Nº Reynolds	f	ΔP_T [bar]
3	Válvulas:					
	Válvula de Retenção	1				0,2
	Válvula de Corte	1	8,8			
	Acessórios:					
	Filtro	1				0,5
	Curva 90°	7	5,6			
	T de Redução	1	1,5			
	Tubagem					
	DN50	60	60			
	Tubagem + Comprimentos Equivalentes		75,9	30363	0,027	0,05
Total 3						0,75
2	Válvulas:					
	Válvula de Retenção	0				
	Válvula de Corte	0				
	Acessórios:					
	Filtro	0				
	Curva 90°	0	0			
	T de Redução	1	1,2			
	Tubagem:					
	DN40	5,5	5,5			
	Tubagem + Comprimentos Equivalentes		6,7	29103	0,028	0,01
Total 2						0,01

Tabela 84b - Perdas de Carga na Tubagem e Acessórios do Circuito da Bomba 3

Bomba 3 – Ref. 3						
Ref.	Componente	Quantidade	Comprimento Equivalente [m]	Nº Reynolds	f	ΔP_T [bar]
G4	Válvulas:					
	Válvula de Retenção	1				0,2
	Válvula de Corte	2	5,5			
	Válvula Solenóide	1				0,1
	Válvula de Regulação Manual					0,5
	Acessórios:	0				
	Filtro	1				0,5
	Curva 90°	0				
	T de Redução	0	0			
	Tubagem:					
	DN32	2	2			
	Tubagem + Comprimentos Equivalentes		7,5	12505	0,033	0,00
	Total G4					1,30
-	TOTAL Bomba 1 – Ref.7					2,09

- Aumento de Pressão para garantir a Temperatura de Evaporação nos Evaporadores:

Por forma a garantir a temperatura de evaporação desejada nos Evaporadores, as bombas terão que garantir ainda o diferencial de pressão entre a temperatura do Amoníaco líquido e a temperatura de evaporação que se quer obter:

Tabela 85- Aumento de Pressão para garantir a Temperatura de Evaporação nos Evaporadores

	Bomba 1 – Ref. 7	Bomba 2 – Ref. 12	Bomba 3 – Ref. 3
$P_{Amoníaco\ líq}$ [bar]	0,66 (-42°C)	0,66 (-42°C)	0,66 (-42°C)
$P_{Evaporadores}$ [bar]	0,73 (-40°C)	0,73 (-40°C)	1,33 (-28°C)
ΔP_{evap} [bar]	0,07	0,07	0,67

- Perdas de Carga Totais:

A perda de carga total para cada circuito é a seguinte:

Tabela 86 - Perdas de Carga Totais na Rede de Distribuição de Amoníaco

	Bomba 1 – Ref. 7	Bomba 2 – Ref. 12	Bomba 3 – Ref. 3
ΔP_h [bar]	0,64	0,64	0,71
ΔP_{tub} [bar]	2,09	2,10	2,09
ΔP_{evap} [bar]	0,07	0,07	0,67
ΔP_{Total} [bar]	2,80	2,81	3,47

ANEXO 7 – Dados das Bombas de Distribuição de Água Glicolada

- Bomba do Circuito da Câmara de Recepção de Produto

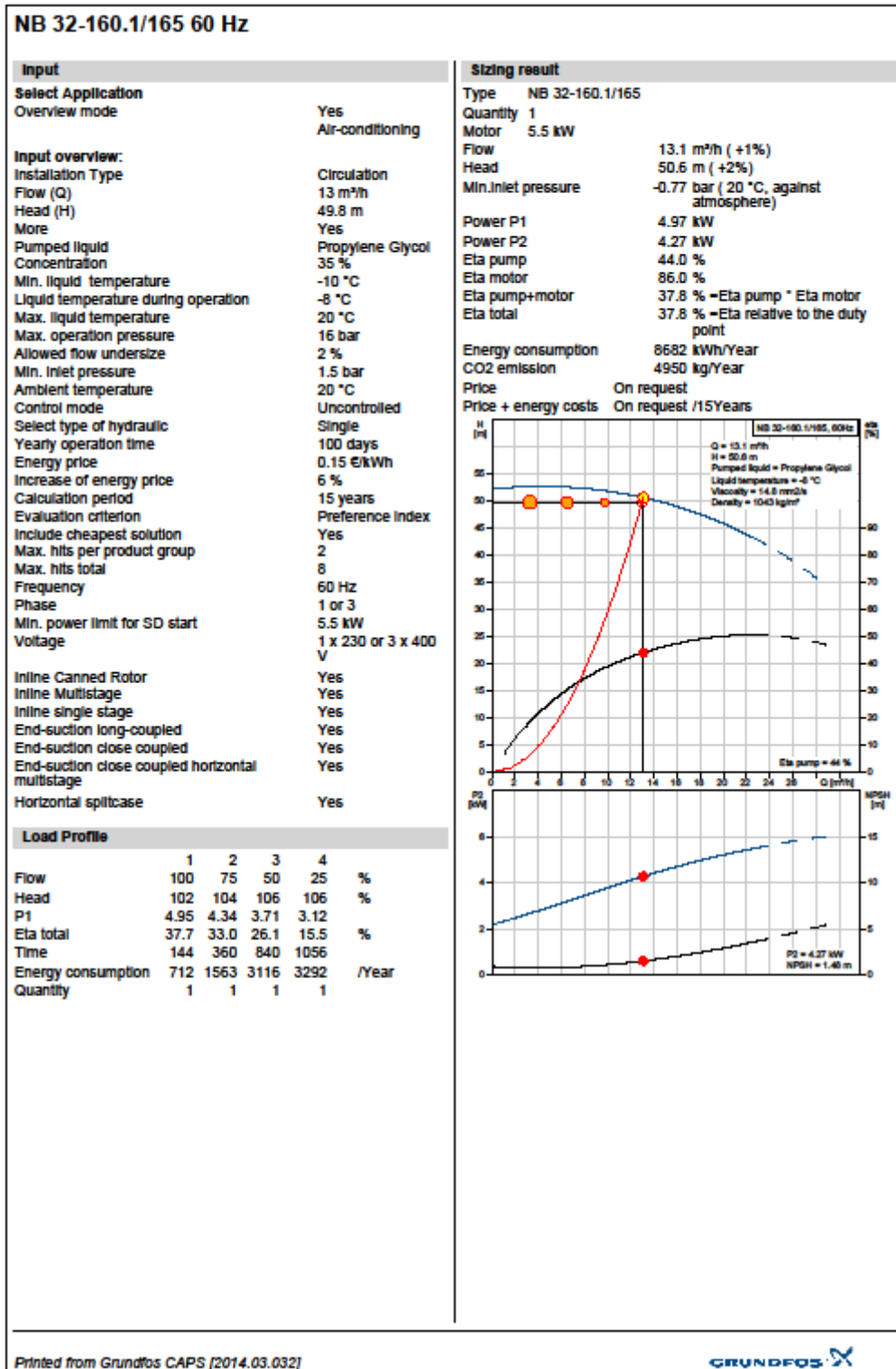
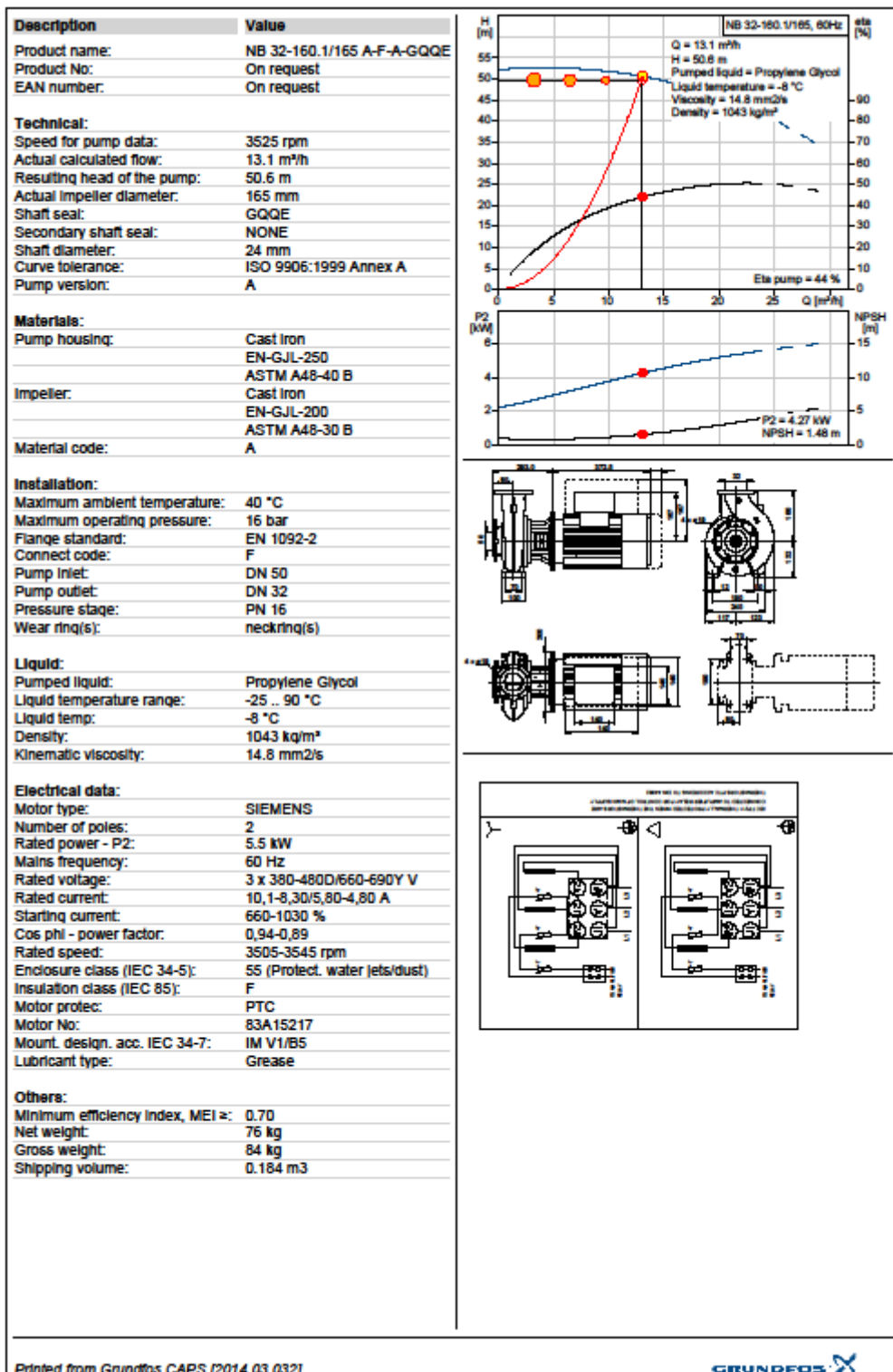


Figura 70 - Bomba do Circuito da Câmara de Recepção de Produto - Dimensionamento



Printed from Grundfos CAPS [2014.03.032]

GRUNDFOS

Figura 71 - Bomba do Circuito da Câmara de Recepção de Produto - Especificações Técnicas

- Bomba do Circuito dos Climatizados

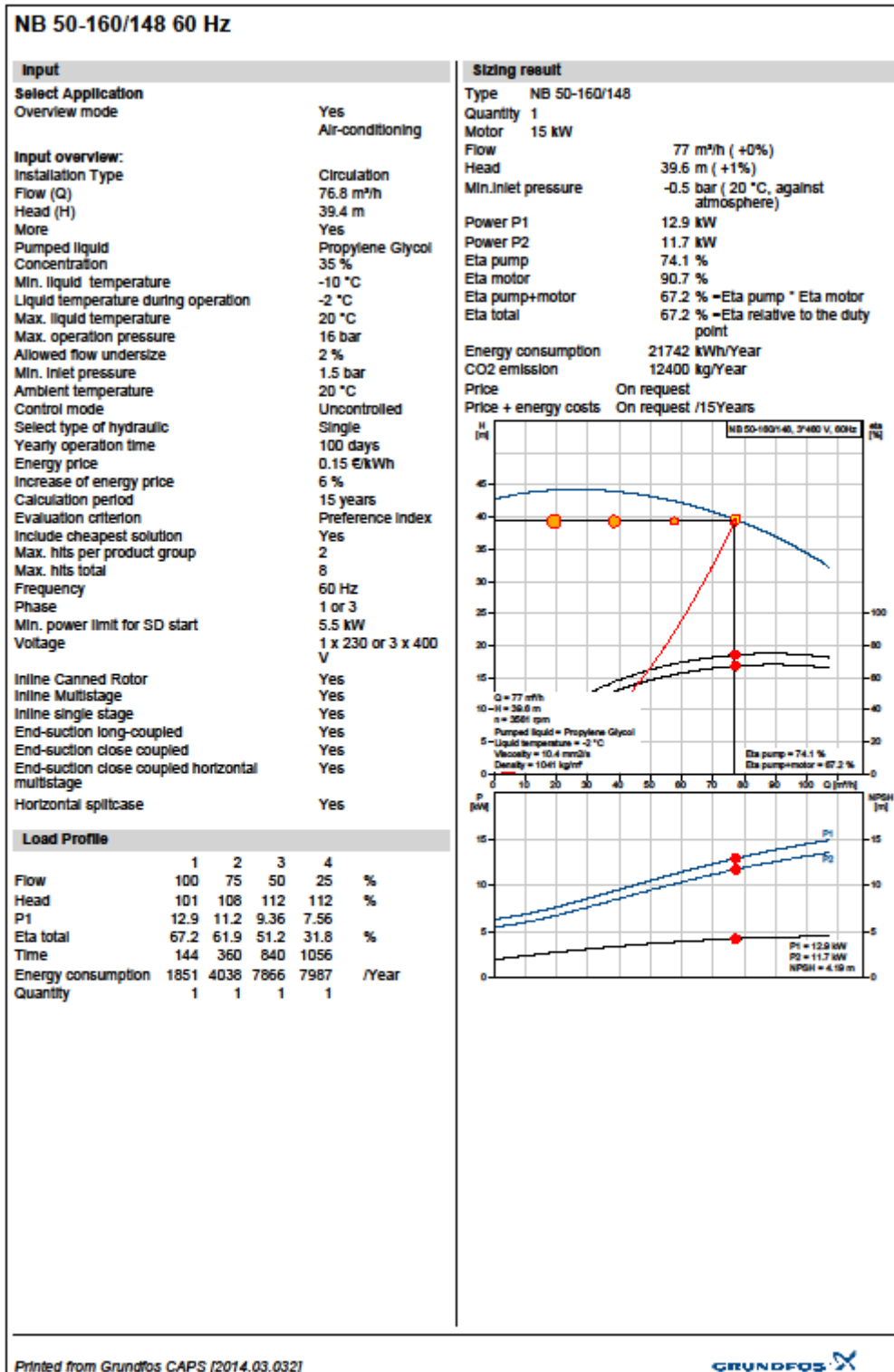
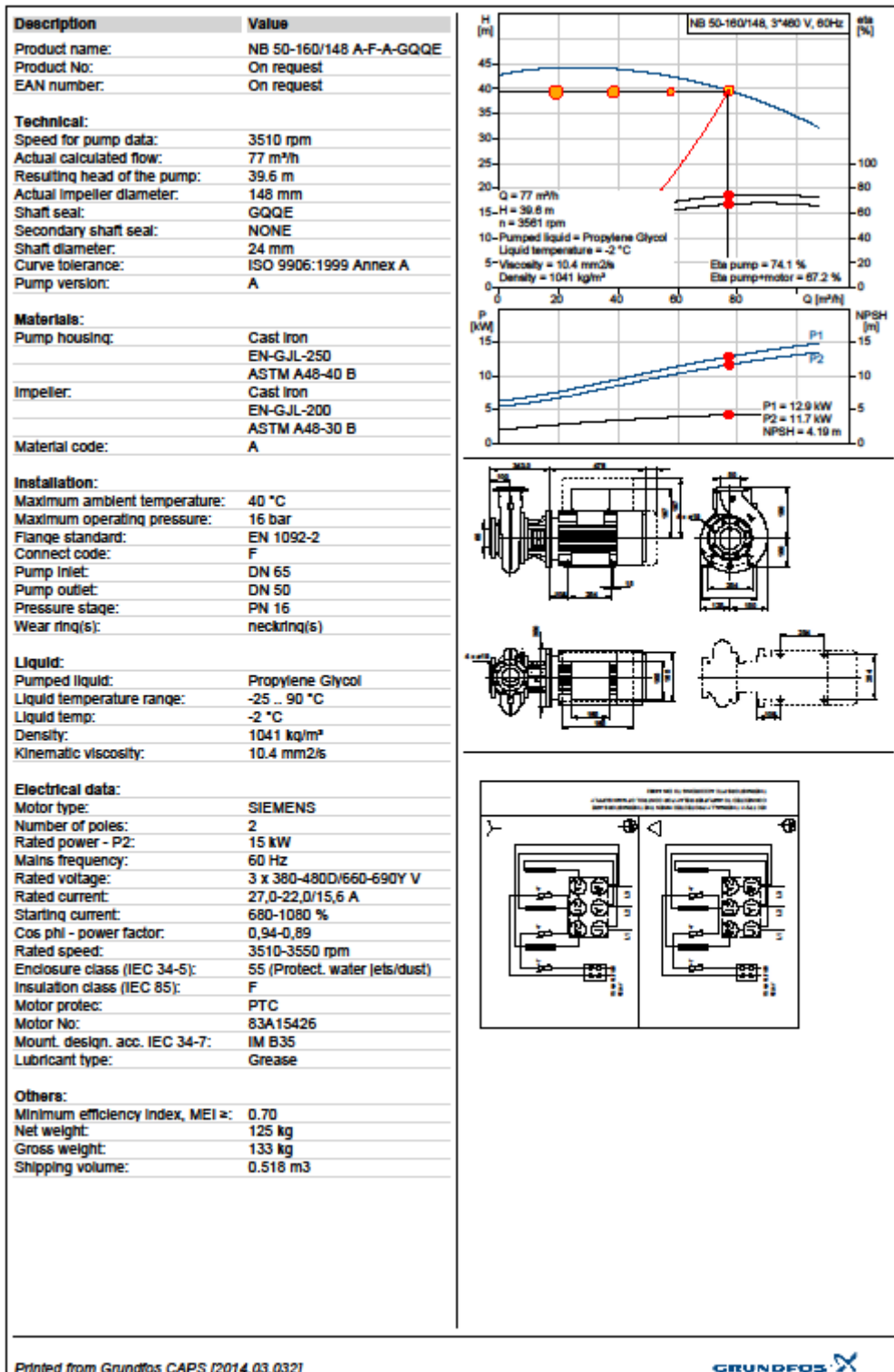


Figura 72 - Bomba do Circuito de Climatizados - Dimensionamento



Printed from Grundfos CAPS [2014.03.032]

GRUNDFOS

Figura 73 - Bomba do Circuito de Climatizados - Especificações técnicas

ANEXO 8 – Dados das Bombas de Distribuição de Amoníaco

- Bomba 1 (Ref. 7) e 2 (Ref. 12)

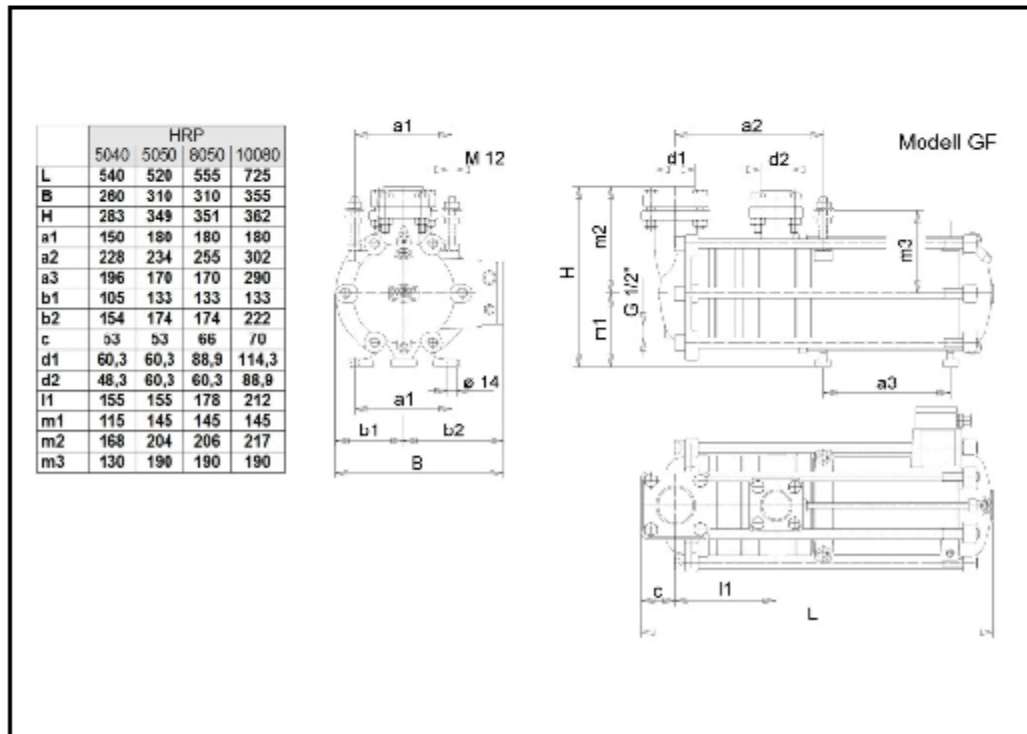


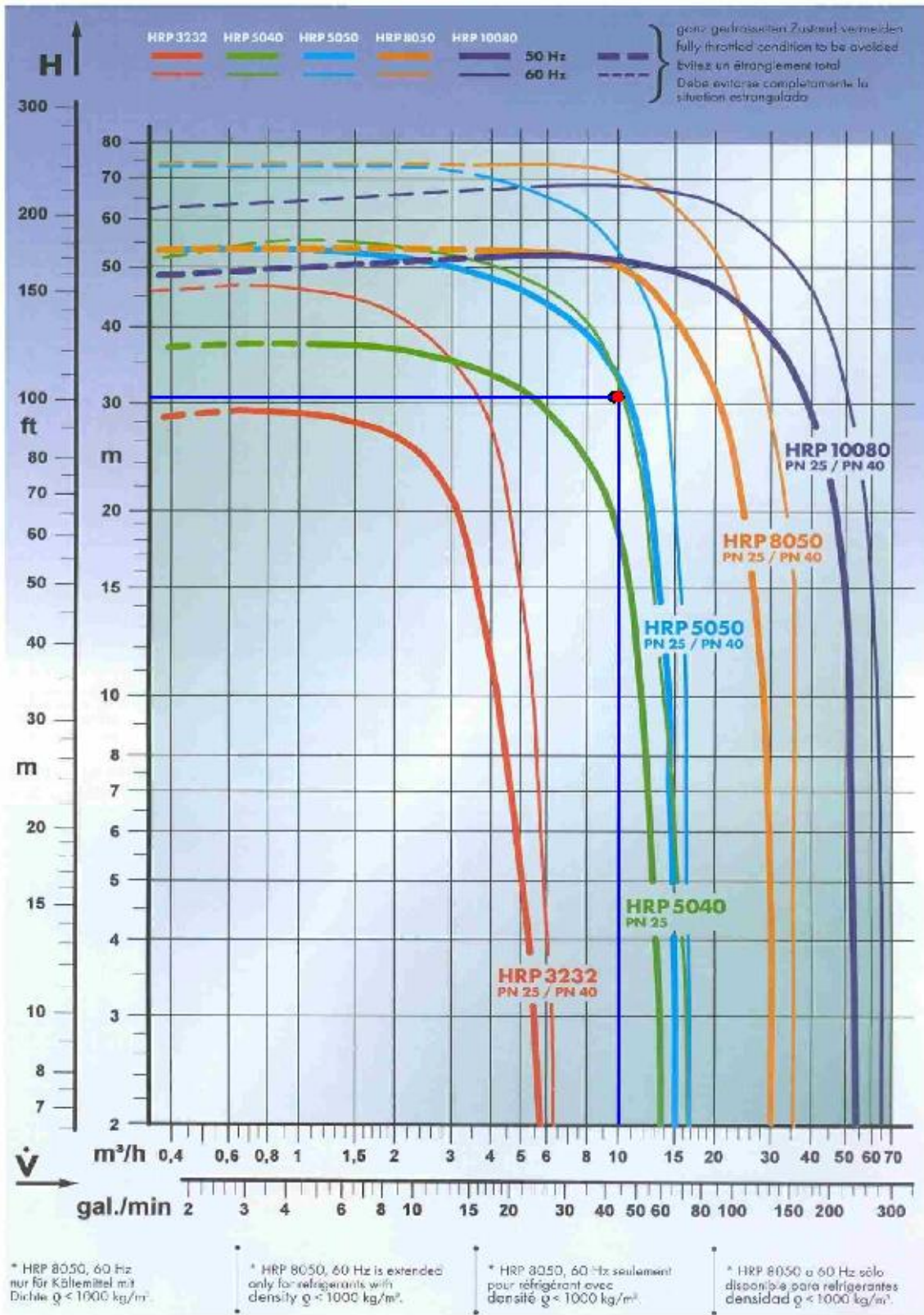
Input

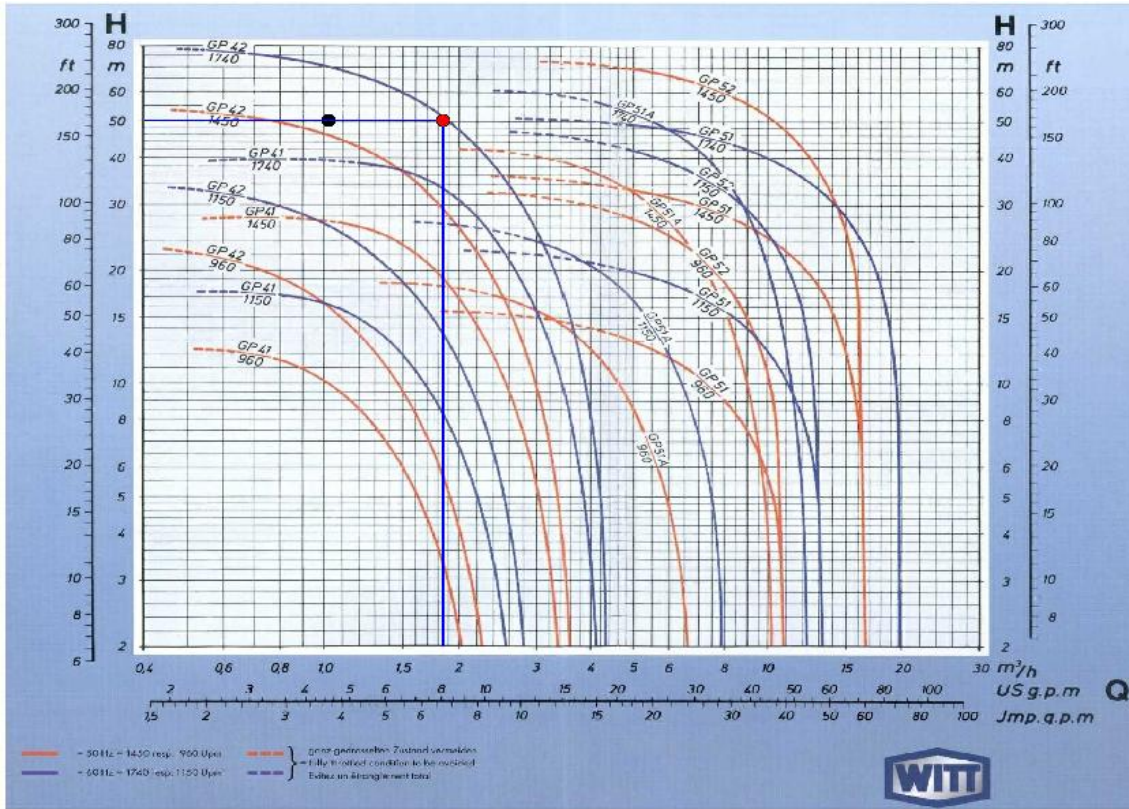
Refrigerant	Ammoniak/ammonia (NH3)		
Evaporation temperature	-42.0 °C		
Refrig. load	852.0 kW	Volume flow	9.5 m³/h
Deliv. height	30.9 m	Pressure drop	2.10 bar
Pump circulation	3.0	Frequency	60 Hz

Results

Pump type	HRP 5040		
Actual delivery height	30.9 m	Actual volume flow	9.9 m³/h
Revolutions per minute	3500 1/min		
Weight	55.00 kg	Insulation class terminal box	IP 54
Required downleg diameter	DN100	Maximum current	6.2 A
Overflow valve:	DN20	Motor power	4.0 kW
Pressure overflow valve	3.06 bar		







ANEXO 9 – Selecção das Válvulas TA Hydronics

Date:
Project:

Selected balancing valves

#1	#2	Water	Product	Technical Info	Article N°	Pipe	Qty	§
Balancing valves (from individual selection)								
C1-C2	MT 4L4/68	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -8 °C	STAD 40	6,51 m ³ /h	52151-040	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Thread	0,15 bar				
			Without drain	3,73 turns				
C1-C2	MT 4L4/68	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -8 °C	STAD 50	6,51 m ³ /h	52151-050	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Thread	0,15 bar				
			Without drain	2,62 turns				
B1; F1-F2	CBK4H3/32R	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -2 °C	STAD 40	5,88 m ³ /h	52151-040	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Thread	0,15 bar				
			Without drain	3,46 turns				
B1; F1-F2	CBK4H3/32R	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -2 °C	STAD 50	5,88 m ³ /h	52151-050	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Thread	0,15 bar				
			Without drain	2,44 turns				
D1-D9	CBK3F3/19R	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -2 °C	STAD 32	3,57 m ³ /h	52151-032	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Thread	0,15 bar				
			Without drain	3,01 turns				
D1-D9	CBK3F3/19R	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -2 °C	STAD 40	3,57 m ³ /h	52151-040	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Thread	0,15 bar				
			Without drain	2,61 turns				
E1-E6	CBK3F4/25R	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -2 °C	STAD 50	4,5 m ³ /h	52151-050	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Thread	0,15 bar				
			Without drain	2,03 turns				
E1-E6	CBK3F4/25R	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -2 °C	STAD 40	4,5 m ³ /h	52151-040	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Thread	0,15 bar				
			Without drain	2,93 turns				

ENGINEERING ADVANTAGE

Figura 74 - Válvulas de Regulação Estática TA Hydronics

Date:
Project:

Selected control products

#1	#2	Water	Product	Technical Info	Article N°	Pipe	Qty	§
Control valves / Actuators (from individual selection)								
E1-E6	CBK3F4/25R	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -2 °C	CV 316 DN32	4,5 m ³ /h	60336-232	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Kvs = 10	0,211 bar		50		
			Cast Iron	-		0,567 m/s		
			Flange			121 Pa/m		
			Standard					
			PN 16					
			TA-MC 103/24	-	61103-001		1	
			Close-off Dp : 6 bar					
			Actuating time : 240; 180; 80"; 38 s					
			IP auto(man.) : 54					
			Power Supply : 24 VAC; 24 VDC					
			Input : 3-point; 0(2)-10 V; 0(4)-20 mA					
			Output Signal : 0-10 V					
			Fail Safe : No fail safe actuator					
B1;F1-F2	CBK4H3/32R	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -2 °C	CV 316 DN40	5,88 m ³ /h	60336-140	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Kvs = 12,5	0,231 bar		65		
			Cast Iron	-		0,439 m/s		
			Flange			56,3 Pa/m		
			Standard					
			PN 16					
			TA-MC 103/24	-	61103-001		1	
			Close-off Dp : 3,5 bar					
			Actuating time : 240; 180; 80"; 38 s					
			IP auto(man.) : 54					
			Power Supply : 24 VAC; 24 VDC					
			Input : 3-point; 0(2)-10 V; 0(4)-20 mA					
			Output Signal : 0-10 V					
			Fail Safe : No fail safe actuator					

ENGINEERING ADVANTAGE
Figura 75 - Válvulas 3 vías TA Hydronics, pág. n°1

Date:
Project:

Selected control products

#1	#2	Water	Product	Technical Info	Article N°	Pipe	Qty	§
C1-C2	MT 4L4/68	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -8 °C	CV 316 DN40	6,51 m ³ /h	60336-240	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Kvs = 16 Cast Iron Flange Standard PN 16	0,173 bar -		65 0,486 m/s 52,4 Pa/m		
			TA-MC 103/230	-	61103-002		1	
			Close-off Dp : 3,5 bar Actuating time : 240; 180; 80"; 38 s IP auto(man.) : 54 Power Supply : 230 VAC Input : 3-point; 0(2)-10 V; 0(4)-20 mA Output Signal : 0-10 V Fall Safe : No fail safe actuator					
D1-D9	CBK3F3/19R	Water/Propylene Glycol - 35% by weight Temperature: -2 °C	CV 316 DN32	3,57 m ³ /h	60336-132	Steel DIN 2440, ISO 65	1	
			Kvs = 8 Cast Iron Flange Standard PN 16	0,208 bar -		50 0,449 m/s 60 Pa/m		
			TA-MC 103/24	-	61103-001		1	
			Close-off Dp : 6 bar Actuating time : 240; 180; 80"; 38 s IP auto(man.) : 54 Power Supply : 24 VAC; 24 VDC Input : 3-point; 0(2)-10 V; 0(4)-20 mA Output Signal : 0-10 V Fall Safe : No fail safe actuator					

ENGINEERING ADVANTAGE
Figura 76 - Válvulas 3 vías TA Hydrronics, pág. n°2

**ANEXO 10 – Selecção das Válvulas de Expansão,
Válvulas Servo-Operadas e Válvulas de
Retenção Danfoss**

- Válvulas de Expansão Motorizadas

As válvulas de expansão motorizadas serão seleccionadas segundo o método de cálculo apresentado na brochura técnica da Danfoss para válvulas do tipo ICM [39].

Para proceder à selecção deverá ser aplicada a seguinte fórmula:

$$W_{\text{corrigida}} = W_{\text{calculada}} \times f_{\Delta p} \times T_{\text{liq}}[\text{kW}] \quad (\text{A11.01})$$

Os factores de correcção a utilizar serão seleccionados segundo a seguinte tabela:

Nominal capacities

Liquid line with/without phase change

SI units

Capacity table for nominal conditions, Q_N [kW],
 $T_{\text{liq}} = 30^\circ\text{C}$,
 $\Delta P = 0.2$ bar

R 717

Type	Valve body size	K_v (m ³ /h)	Evaporating temperature [°C]							
			-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20
ICM20-A33	20	0.2	19.8	20.2	20.5	20.7	21.0	21.1	21.3	21.4
ICM20-A		0.6	59.5	60.5	61.4	62.2	62.9	63.4	63.9	64.2
ICM20-B		2.4	238	242	245	249	251	254	256	257
ICM20-C		4.6	457	464	471	477	482	486	490	493
ICM25-A	25	6	595	605	614	622	629	634	639	642
ICM25-B		12	1191	1210	1227	1243	1257	1269	1278	1285
ICM32-A	32	9	893	907	921	933	943	952	959	964
ICM32-B		17	1687	1714	1739	1761	1781	1797	1811	1820
ICM40-A	40	15	1489	1512	1534	1554	1571	1586	1598	1606
ICM40-B		26	2580	2622	2659	2694	2724	2749	2769	2784
ICM50-A	50	23	2283	2319	2353	2383	2409	2432	2450	2463
ICM50-B		40	3970	4033	4091	4145	4190	4229	4260	4283
ICM65-A	65	35	3473	3529	3580	3627	3666	3700	3728	3748
ICM65-B		70	6947	7058	7160	7253	7333	7401	7455	7495
ICM100	100	142	14091	14318	14524	14717	14875	15013	15127	15205
ICM125	125	223	22129	22485	22810	23112	23361	23577	23756	23877
ICM150	150	370	36717	37306	37845	38347	38760	39119	39415	39617

Correction factor for ΔP ($f_{\Delta P}$)

ΔP (bar)	Correction factor
0.05	2.00
0.1	1.41
0.2	1.00
0.3	0.82
0.4	0.71
0.5	0.63

Correction factor for liquid temperature (T_{liq})

Liquid temperature	Correction factor
-20°C	0.82
-10°C	0.86
0°C	0.88
10°C	0.92
20°C	0.96
30°C	1.00
40°C	1.04
50°C	1.09

Figura 77 – Factores de Correcção para Selecção das Válvulas de Expansão Motorizadas ICM

As válvulas seleccionadas são as seguintes:

Tabela 87 - Válvulas de Expansão Motorizadas

Referência	Cap. [kW]	T. Evap. [°C]	T. líq. [°C]	$f_{\Delta p}$ [bar]	Cap. Corrigida [kW]	Modelo
Separador - 12°C	2200,4	-12	+35	0,3	1840	ICM40B
Separador - 42°C	1807	-42	-23,8	0,3	1185	ICM25B

- Válvulas de Expansão Através de Regulação Manual

As válvulas de expansão através de regulação manual serão seleccionadas segundo o método de cálculo apresentado na brochura técnica da Danfoss para válvulas do tipo REG [40]

Para seleccionar as válvulas REG será necessário determinar o kv da válvula através da seguinte fórmula:

SI-units

Mass flow:

$$k_v = \frac{G}{\sqrt{\rho \times 1000 \times \Delta p}}$$

k_v	[m ³ /h]	Quantity [m ³ /h] of water flowing through a valve at a pressure loss of 1 bar (according to VDE/VDI Norm 2173).
P_1	[bar]	Pressure before the valve (upstream).
P_2	[bar]	Pressure after the valve (downstream).
Δp	[bar]	Actual pressure loss across the valve ($P_1 - P_2$).
G	[kg/h]	Mass flow through the valve.
ρ	[kg/m ³]	Density of the refrigerant before the valve.

Figura 78 – Fórmula para Cálculo do kv das Válvulas de Expansão através de Regulação Manual REG

As válvulas de expansão dos separadores e do depósito intermédio serão dimensionadas para permitir a expansão de Amoníaco desde a temperatura do Amoníaco líquido antes da válvula, até à temperatura que se quer obter após a expansão.

Para os arrefecedores de óleo e permutadores de placas as válvulas deverão criar a perda de carga equivalente à pressão obtida com a coluna de líquido antes da válvula. Será considerada uma altura de 1,5 metros para cada coluna de líquido, onde se irá obter o diferencial de pressão através da seguinte fórmula:

$$\Delta P = 1,5 \times \rho_{\text{líquido}} \times g \text{ [Pa]} \quad (\text{A4.02})$$

Para os evaporadores, as válvulas serão seleccionadas para realizar o diferencial de pressão de 0,5 bar [26].

Obtiveram-se os seguintes valores:

Tabela 88 – kv das Válvulas de Expansão através de Regulação Manual

Referência	G [m^3/h]	ρ [kg/m^3]	ΔP [bar]	kv
Arrefecedores de óleo dos compressores de parafuso	878	587,00	0,5	1,62
Arrefecedor de óleo dos compressores alternativos	10	587,00	0,5	0,02
Separador de -12°C	7409	587,00	10,82 (35;-12°C)	2,94
Permutador de Placas da Câmara de Recepção de Produto	138	654,70	0,5	0,24
Permutador de Placas dos Climatizados	907	654,70	0,5	1,59
Depósito Intermédio	6127	654,70	1,02 (-12;-23,8°C)	7,50
Separador de -42°C	5083	670,00	1,01 (-23,8;-42°C)	6,18
By-pass do Separador de -42°C (para funcionar a -28°C)	243	654,70	0,34 (-12;-28°C)	0,52
Evaporadores A1-A4	59	692,58	0,5	0,10
Evaporadores G1-G12	367	692,58	0,5	0,62

Primeiro será seleccionado o cone necessário a colocar no corpo da válvula, através das figuras indicadas na brochura das válvulas REG [40].

Através da figura seguinte será seleccionado o cone para:

- Arrefecedores de óleo dos compressores alternativos: kv = 0,02;
- Evaporadores A1-A4: kv = 0,1;
- Permutador de Placas da Câmara de Recepção de Produto: kv = 0,24;

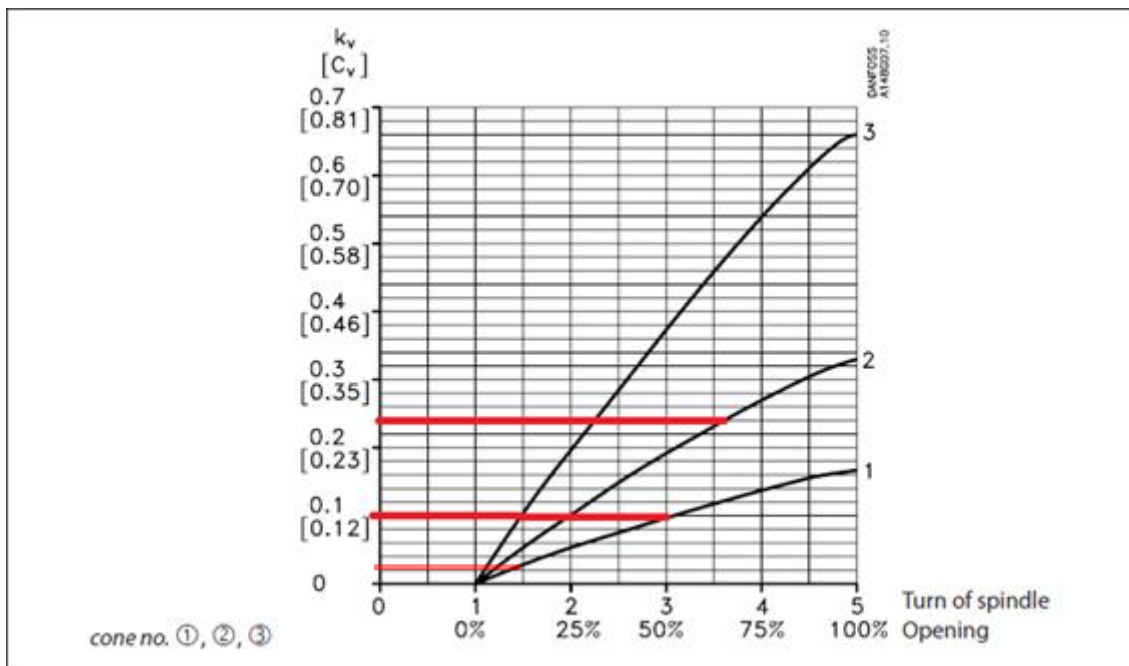


Figura 79 – Figura para seleccionar os cones n° 1,2 e 3 das Válvulas de Regulação Manual REG

Através da figura seguinte será seleccionado o cone para:

- By-pass do Separador de -42°C e Evaporadores G1-G12: $k_v \approx 0,60$;
- Permutador de Placas dos Climatizados $k_v \approx 1,60$;
- Arrefecedores de óleo dos compressores de parafuso: $k_v \approx 1,60$;
- Separador de -12°C : $k_v = 2,94$;

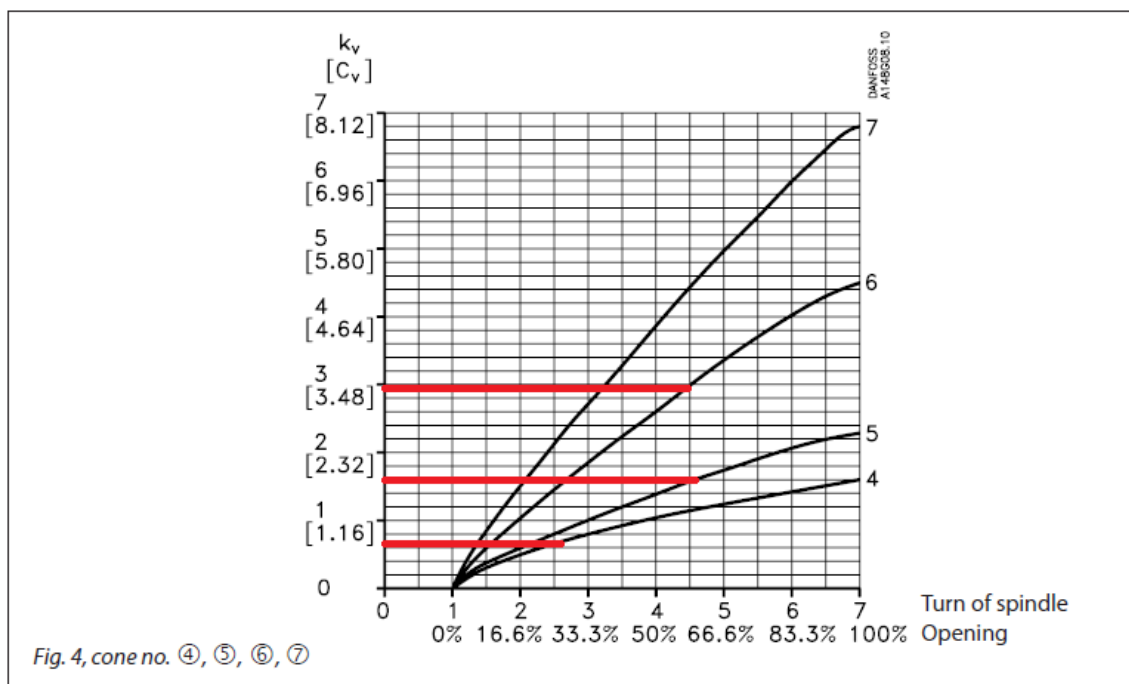


Fig. 4, cone no. ④, ⑤, ⑥, ⑦

Figura 80 – Figura para seleccionar os cones n° 4, 5, 6 e 7 das Válvulas de Regulação Manual REG

Através da figura seguinte será seleccionado o cone para:

- Separador de -42°C: kv = 6,18;
- Depósito Intermédio: kv = 7,50;

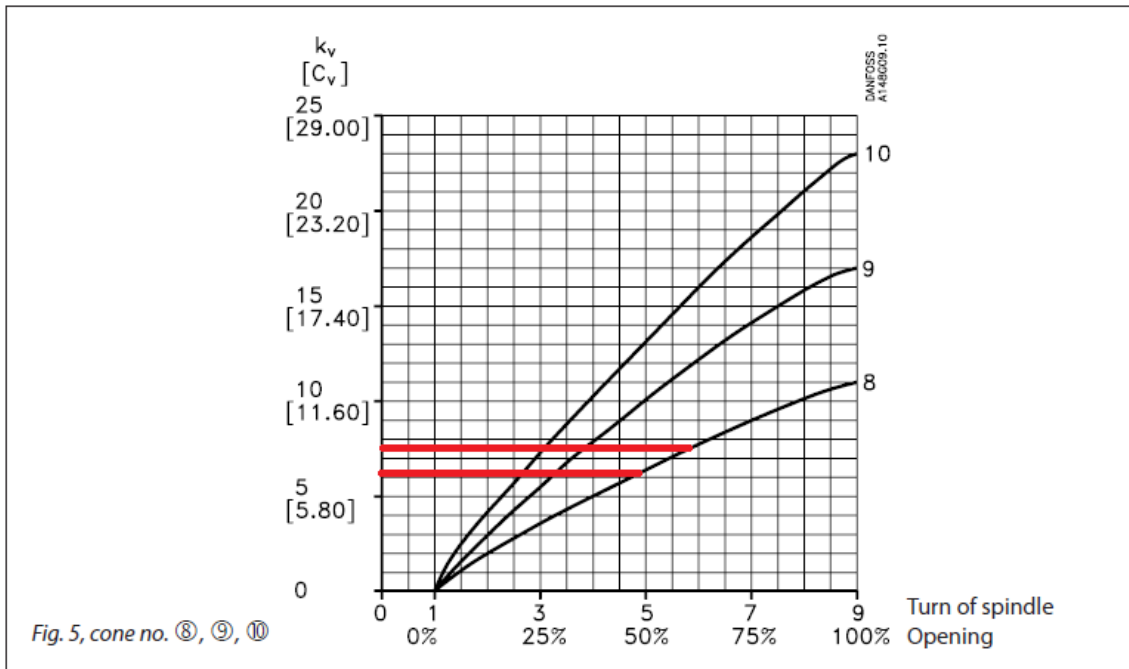


Fig. 5, cone no. ⑧, ⑨, ⑩

Figura 81 – Figura para seleccionar os cones nº 8, 9 e 10 das Válvulas de Regulação Manual REG

Após obter os cones, será necessário seleccionar o corpo da válvula através da seguinte combinação:

Valve size	Small valve	Medium valve	Large valve
Cone no.	① ② ③	④ ⑤ ⑥ ⑦	⑧ ⑨ ⑩

DIN	DN 6, 10, 15*	DN 15, 20, 25	DN 32, 40
ANSI	DN 6, 10	DN 15, 20, 25	DN 32, 40
SOC		DN 15, 20	DN 25, 32, 40
SA	DN 10, 15	DN 22	
FPT		DN 15, 20	DN 25, 32

*Small valve size 15 DIN is only available with cone number 3.

Figura 82 – Figura para seleccionar o Corpo das Válvulas de Regulação Manual REG

Será seleccionado o corpo da válvula que se aproxime mais da tubagem onde será instalada. Obtiveram-se os seguintes resultados:

Tabela 89 - Válvulas de Expansão através de Regulação Manual

Referência	Cone	Corpo da Válvula
Arrefecedores de óleo dos compressores de parafuso	5	DN25
Arrefecedores de óleo dos compressores alternativos	1	DN15
Separador de -12°C	6	DN25
Permutador de Placas da Câmara de Recepção de Produto	2	DN15
Permutador de Placas dos Climatizados	5	DN25
Depósito Intermédio	8	DN40
Separador de -42°C	8	DN40
By-pass do Separador de -42°C	4	DN20
Evaporadores A1-A4	1	DN15
Evaporadores G1-G12	4	DN25

- Válvulas Servo-Operadas na Tubagem de Retorno dos Evaporadores

As válvulas servo-operadas na linha de retorno dos evaporadores serão seleccionadas segundo o método de cálculo apresentado na brochura técnica da Danfoss para válvulas do tipo ICS [32] e GPLX [41].

Para a panóplia dos Evaporadores da Câmara de congelados, será utilizada a válvula do tipo ICS. Para proceder à selecção será aplicada a seguinte fórmula:

$$W_{corrigida} = W_{calculada} \times f_{\Delta p} \times f_{rec} [\text{kW}] \quad (\text{A4.03})$$

Os factores de correcção são os seguintes:

Nominal capacities

Wet suction line

SI units

Capacity table for nominal conditions, Q_N [kW], circulation rate = 4, $\Delta P = 0.2$ bar

R 717

Type	Valve body size	K_v (m ³ /h)	Evaporating temperature [°C]							
			-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20
ICS25-5	25	1.7	2.4	3.7	4.9	6.0	7.2	8.5	9.7	11.0
ICS25-10		3.5	5.0	7.6	9.9	12.4	15.0	17.4	20.0	23.0
ICS25-15		6	8.6	13.0	17.0	21.0	25.5	30.0	34.0	39.0
ICS25-20		8	11.4	17.3	23.0	28.0	34.0	40.0	46.0	52.0
ICS25-25		11.5	18.5	25.0	33.0	41.0	49.0	57.0	66.0	75.0
ICS32	32	17	24.4	37.0	48.0	60.0	72.0	85.0	97.0	110.0
ICS40	40	27	38.7	58.0	77.0	95.0	115	134	154	176
ICS50	50	44	63.1	95	125	155	186	219	252	286
ICS65	65	70	100	152	200	247	297	348	401	455
ICS80	80	85	123	184	242	300	361	423	486	553
ICS100	100	142	206	308	405	501	603	707	812	924
ICS125	125	207	300	449	590	730	880	1031	1183	1347
ICS150	150	354	513	767	1009	1248	1504	1764	2023	2303

Correction factor for ΔP ($f_{\Delta P}$)

ΔP (bar)	Correction factor
0.2	1.00
0.25	0.89
0.3	0.82
0.4	0.71
0.5	0.63
0.6	0.58

Correction factor for circulation rate (f_{rec})

Circulation rate	Correction factor
2	0.77
3	0.90
4	1
6	1.13
8	1.20
10	1.25

Figura 83 – Factores de Correção para Seleção das Válvulas ICS na Tubagem de Retorno

Obteve-se a seguinte válvula:

Tabela 90 - Válvulas Servo-Operadas na Tubagem de Retorno dos Evaporadores da Câmara de Congelados

Referência	Cap. [kW]	T. Evap. [°C]	f_{rec}	$f_{\Delta P}$ [bar]	Cap. Corrigida [kW]	Modelo
Evaporadores A1-A4	22,89	-28	3	0,2	1840	ICM25-20

Para a panóplia dos Evaporadores do Túnel de congelados, será utilizada a válvula do tipo GPLX [41]. Para proceder à selecção será aplicada a fórmula A4.03.

Os factores de correcção são os seguintes:

Nominal capacities

Wet suction line

SI units

Capacity table at nominal conditions, Q_N [kW], Recirculation rate = 4 $\Delta p = 0.05$ bar

R 717

Type	k_v m ³ /h	Evaporating temperature T_e							
		-50°C	-40°C	-30°C	-20°C	-10°C	0°C	10°C	20°C
GPLX 80	131	120	155	193	234	279	326	376	428
GPLX 100	223	204	264	328	398	475	556	640	728
GPLX 125	370	338	438	544	661	788	922	1063	1208
GPLX 150	566	517	670	832	1011	1205	1410	1625	1847

Correction factor for Δp ($f_{\Delta P}$)

Δp (bar)	Correction factor
0.01	2.24
0.03	1.29
0.05	1.00
0.08	0.79
0.10	0.71
0.14	0.60

Correction factor for recirculating rate (f_{rec})

Recirculating rate	Correction factor
2.0	0.77
3.0	0.90
4.0	1.00
6.0	1.13
8.0	1.20
10.0	1.25

Figura 84 – Factores de Correção para Seleção das Válvulas GPLX na Tubagem de Retorno

Obteve-se a seguinte válvula:

Tabela 91 - Válvulas Servo-Operadas na Tubagem de Retorno dos Evaporadores do Túnel de Congelação

Referência	Cap. [kW]	T. Evap. [°C]	f_{rec}	$f\Delta p$. [bar]	Cap. Corrigida [kW]	Modelo
Evaporadores G1-G12	142	-40	3	0,05	127,8	ICM25-20

- Válvulas Servo-Operadas na Tubagem de By-pass das Bombas

A válvula servo-operada na tubagem de by-pass das bombas será seleccionada segundo o método de cálculo apresentado na brochura técnica da Danfoss para válvulas do tipo ICS [32].

Para proceder à selecção será aplicada a fórmula A4.03, com os seguintes factores de correcção:

Nominal capacities

Liquid line without phase change

SI units

Capacity table for nominal conditions, Q_N [kW], circulation rate = 4, $\Delta P = 0.2$ bar

R 717

Type	Valve body size	K_v (m ³ /h)	Evaporating temperature [°C]							
			-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20
ICS25-5	25	1.7	63.0	61.0	59.0	56.6	55.0	52.5	50.3	48.0
ICS25-10		3.5	128	124	121	117	112	108	104	99.0
ICS25-15		6	219	213	207	200	193	185	178	169
ICS25-20		8	292	284	276	266	257	247	237	226
ICS25-25		11.5	419	408	396	383	369	355	340	325
ICS32	32	17	620	603	585	566	546	525	503	480
ICS40	40	27	985	959	930	900	868	833	798	761
ICS50	50	44	1605	1560	1515	1465	1413	1360	1300	1242
ICS65	65	70	2550	2485	2410	2330	2248	2160	2070	1976
ICS80	80	85	3106	3020	2932	2832	2732	2624	2516	2400
ICS100	100	142	5190	5045	4898	4730	4563	4383	4204	4009
ICS125	125	207	7565	7354	7140	6896	6652	6390	6128	5844
ICS150	150	354	12938	12576	12210	11793	11376	10928	10479	9994

Correction factor for ΔP ($f_{\Delta P}$)

ΔP (bar)	Correction factor
0.2	1.00
0.25	0.89
0.3	0.82
0.4	0.71
0.5	0.63
0.6	0.58

Correction factor for circulation rate (f_{rec})

Circulation rate	Correction factor
2	0.5
3	0.75
4	1
6	1.5
8	2
10	2.5

Figura 85 – Factores de Correção para Seleção das Válvulas ICS na Tubagem de descarga das bombas

Apesar de a válvula servo-operada estar em by-pass, a bomba terá que vencer a perda de carga do circuito, mesmo estando a funcionar com caudal mínimo. Assim, as válvulas serão seleccionadas para a menor perda de carga possível. Obtiveram-se as seguintes válvulas:

Tabela 92 - Válvulas Servo-Operadas na Tubagem de By-Pass das Bombas

Referência	Cap. [kW]	T. Evap. [°C]	f_{rec}	$f_{\Delta p}$ [bar]	Cap. Corrigida [kW]	Modelo
By-pass Bomba 1 – Ref. 7	170,4	-42	3	0,2	127,8	ICM25-15
By-pass Bomba 2 – Ref. 12	170,4	-42	3	0,2	127,8	ICM25-15
By-pass Bomba 3 – Ref. 3	18,31	-42	3	0,2	14,5	ICM25-5
By-pass Bomba 3 – Ref. 3	18,31	-28	3	0,2	14,5	ICM25-5

- Válvula Servo-Operada na Tubagem de Gás Quente para Descongelamento dos Evaporadores

A válvula servo-operada na tubagem de gás quente será seleccionada segundo o método de cálculo apresentado na brochura técnica da Danfoss para válvulas do tipo ICS [32].

Para proceder à selecção será aplicada a seguinte fórmula:

$$W_{corrigida} = W_{calculada} \times f_{\Delta p} \times T_{disch} \times T_{liq} [\text{kW}] \quad (\text{A4.04})$$

Os factores de correcção serão os seguintes:

SI units

Capacity table for nominal conditions, Q_N [kW], $T_{liq} = 30^\circ\text{C}$, $P_{disch.} = 12 \text{ bar}$, $\Delta P = 0.2 \text{ bar}$, $T_{disch.} = 80^\circ\text{C}$ Superheat = 8°C

R 717

Type	Valve body size	K_v (m^3/h)	Evaporating temperature [$^\circ\text{C}$]							
			-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20
ICS25-5	25	1.7	19.8	20.2	20.5	20.7	20.9	21.1	21.3	21.5
ICS25-10		3.5	40.8	41.5	42.0	42.5	43.0	43.5	44.0	44.2
ICS25-15		6	70.0	71.0	72.0	73.0	74.0	74.8	75.4	76.0
ICS25-20		8	93.0	95.0	96.0	97.5	99.0	99.7	101	101
ICS25-25		11.5	134	136	138	140	142	143	144	145
ICS32	32	17	199	201	205	207	209	211	213	215
ICS40	40	27	315	320	325	329	333	336	339	341
ICS50	50	44	514	521	529	536	542	548	553	556
ICS65	65	70	817	829	843	854	864	872	879	885
ICS80	80	85	991	1007	1022	1035	1048	1058	1067	1074
ICS100	100	142	1656	1682	1707	1729	1750	1767	1783	1794
ICS125	125	207	2414	2453	2489	2521	2551	2575	2600	2616
ICS150	150	354	4129	4194	4257	4311	4363	4404	4446	4473

Correction factor for ΔP ($f_{\Delta P}$)	
ΔP (bar)	Correction factor
0.2	1.00
0.25	0.89
0.3	0.82
0.4	0.71
0.5	0.63
0.6	0.58

Correction factor for discharge temperature ($T_{disch.}$).

Discharge temperature	Correction factor
50 $^\circ\text{C}$	0.96
60 $^\circ\text{C}$	0.97
80 $^\circ\text{C}$	1.00
90 $^\circ\text{C}$	1.01
100 $^\circ\text{C}$	1.03
110 $^\circ\text{C}$	1.04
120 $^\circ\text{C}$	1.06

Correction factor for liquid temperature (T_{liq}).

Liquid temperature	Correction factor
-20 $^\circ\text{C}$	0.82
-10 $^\circ\text{C}$	0.86
0 $^\circ\text{C}$	0.88
10 $^\circ\text{C}$	0.92
20 $^\circ\text{C}$	0.96
30 $^\circ\text{C}$	1.00
40 $^\circ\text{C}$	1.04
50 $^\circ\text{C}$	1.09

Figura 86 – Factores de Correção para Selecção das Válvulas ICS na Tubagem de Gás Quente

Sendo que a pressão que se quer obter a jusante da válvula é bastante inferior à pressão da condensação, será considerado o maior diferencial de pressão possível. A temperatura de descarga considerada será 100 $^\circ\text{C}$. Obteve-se a seguinte válvula:

Tabela 93 - Válvulas Servo-Operadas na Tubagem de Gás Quente para Descongelação dos Evaporadores

Referência	Cap. [kW]	T. Evap. [$^\circ\text{C}$]	$f\Delta p$. [bar]	T. disch. [$^\circ\text{C}$]	T. líq. [$^\circ\text{C}$]	Cap. Corrigida [kW]	Modelo
Tubagem 3	164,89	-40	0,6	100	21,5	95	ICM25-20

- Válvula Servo-Operada na Tubagem de Retorno da Câmara de Congelados

A válvula servo-operada na tubagem de retorno da câmara de congelados será seleccionada segundo o método de cálculo apresentado na brochura técnica da Danfoss para válvulas do tipo ICS [32].

Para proceder à selecção será aplicada a fórmula A4.03, com os seguintes factores de correcção:

Nominal capacities

Wet suction line

SI units

Capacity table for nominal conditions, Q_N [kW], circulation rate = 4, $\Delta P = 0.2$ bar

R 717

Type	Valve body size	K _v (m ³ /h)	Evaporating temperature [°C]							
			-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20
ICS25-5	25	1.7	2.4	3.7	4.9	6.0	7.2	8.5	9.7	11.0
ICS25-10		3.5	5.0	7.6	9.9	12.4	15.0	17.4	20.0	23.0
ICS25-15		6	8.6	13.0	17.0	21.0	25.5	30.0	34.0	39.0
ICS25-20		8	11.4	17.3	23.0	28.0	34.0	40.0	46.0	52.0
ICS25-25		11.5	18.5	25.0	33.0	41.0	49.0	57.0	66.0	75.0
ICS32	32	17	24.4	37.0	48.0	60.0	72.0	85.0	97.0	110.0
ICS40	40	27	38.7	58.0	77.0	95.0	115	134	154	176
ICS50	50	44	63.1	95	125	155	186	219	252	286
ICS65	65	70	100	152	200	247	297	348	401	455
ICS80	80	85	123	184	242	300	361	423	486	553
ICS100	100	142	206	308	405	501	603	707	812	924
ICS125	125	207	300	449	590	730	880	1031	1183	1347
ICS150	150	354	513	767	1009	1248	1504	1764	2023	2303

Correction factor for ΔP ($f_{\Delta P}$)

ΔP (bar)	Correction factor
0.2	1.00
0.25	0.89
0.3	0.82
0.4	0.71
0.5	0.63
0.6	0.58

Correction factor for circulation rate (f_{rec})

Circulation rate	Correction factor
2	0.77
3	0.90
4	1
6	1.13
8	1.20
10	1.25

Figura 87 – Factores de Correção para Selecção das Válvulas ICS na Tubagem de Retorno

Obteve-se a seguinte válvula:

Tabela 94 - Válvula Servo-Operada na Tubagem de Retorno da Câmara de Congelados

Referência	Cap. [kW]	T. Evap. [°C]	f_{rec}	$f_{\Delta P}$ [bar]	Cap. Corrigida [kW]	Modelo
Tubagem 3	91,56	-28	3	0,2	82	ICS40

- Válvula de Retenção na Tubagem de Gás Quente dos Evaporadores

As válvulas de retenção na tubagem de gás quente serão dimensionadas segundo o método de cálculo apresentado na brochura técnica da Danfoss para válvulas do tipo NRVA [42].

Para proceder à selecção será aplicada a seguinte fórmula:

$$W_{corrigida} = W_{calculada} \times P_{disch} \times f_{\Delta P} \times T_{disch} \times T_{liq} [kW] \quad (A4.05)$$

Serão utilizados os seguintes factores de correcção:

SI units

Capacity table for nominal conditions, Q_N [kW], $T_{liq} = 30^\circ\text{C}$, $P_{disch.} = 12 \text{ bar}$, $\Delta P = 0.2 \text{ bar}$, $T_{disch.} = 80^\circ\text{C}$

R 717

Type	k_v m ³ /h	Evaporating temperature T_e							
		-50°C	-40°C	-30°C	-20°C	-10°C	0°C	10°C	20°C
NRVA 15	5	53.9	54.8	55.5	56.3	56.9	57.5	58.0	58.4
NRVA 20	6	64.7	65.7	66.6	67.5	68.3	69.0	69.6	70.1
NRVA 25	19	205	208	211	214	216	218	220	222
NRVA 32	20	216	219	222	225	228	230	232	234
NRVA 40	44	475	482	489	495	501	506	510	514
NRVA 50	44	475	482	489	495	501	506	510	514
NRVA 65	75	809	821	833	844	854	862	870	876

Correction factor for ΔP ($f_{\Delta P}$)		Correction factor for discharge temperature ($T_{disch.}$)		Correction factor for liquid temperature ($T_{liq.}$)	
ΔP (bar)	Correction factor	Discharge temperature	Correction factor	Liquid temperature	Correction factor
0.2	1.00	50°C	0.96	-20°C	0.82
0.4	0.72	60°C	0.97	-10°C	0.86
0.6	0.59	80°C	1.00	0°C	0.88
0.8	0.52	90°C	1.01	10°C	0.92
1	0.46	100°C	1.03	20°C	0.96
1.5	0.39	110°C	1.04	30°C	1.00
2	0.34	120°C	1.06	40°C	1.04
4	0.27			50°C	1.09

Correction factor for discharge pressure ($P_{disch.}$)

$P_{disch.}$ (bar)	Correction factor
12	1.00
16	0.87
20	0.78

Figura 88 – Factores de Correção para Seleção das Válvulas NRVA na Tubagem de Gás Quente

O factor de correcção para a pressão de descarga de 9 bar, regulada na válvula servo-operada, foi interpolado dos valores disponíveis. A temperatura de líquido considerada é a temperatura equivalente a 5,5 bar, pressão regulada pela válvula de alívio de pressão, aproximadamente 7,5°C. Obtiveram-se as seguintes válvulas:

Tabela 95 – Válvulas de Retenção na Tubagem de Gás Quente dos Evaporadores

Referência	Cap. [kW]	T. Evap [°C]	P_{disch} [bar]	$f\Delta p$ [bar]	T_{disch} [°C]	T_{liq} [°C]	Cap. Corrigida [kW]	Modelo
Evaporadores A1-A4	22,89	-28	9	0,2	100	7,5	23,6	NRVA1 5
Evaporadores G1-G12	142	-40	9	0,2	100	7,5	146,4	NRVA2 5

- Válvula de Retenção na Tubagem de Líquido dos Evaporadores

As válvulas de retenção na tubagem de líquido serão dimensionadas segundo o método de cálculo apresentado na brochura técnica da Danfoss para válvulas do tipo NRVA [42].

Para proceder à selecção será aplicada a fórmula A4.03, com os seguintes factores de correcção:

Nominal capacities

Liquid line without phase change

SI units

Capacity table for nominal conditions, Q_N [kW], circulation rate = 4, $\Delta P = 0.2$ bar

R 717

Type	k_v m ³ /h	Evaporating temperature T_e							
		-50°C	-40°C	-30°C	-20°C	-10°C	0°C	10°C	20°C
NRVA 15	5	182.5	177.1	171.9	166.4	160.7	154.9	148.8	142.5
NRVA 20	6	219	213	206	200	193	186	179	171
NRVA 25	19	693	673	653	632	611	589	566	541
NRVA 32	20	730	708	687	665	643	620	595	570
NRVA 40	44	1606	1559	1512	1464	1414	1363	1310	1254
NRVA 50	44	1606	1559	1512	1464	1414	1363	1310	1254
NRVA 65	75	2737	2657	2578	2495	2411	2324	2232	2137

Correction factor for ΔP ($f_{\Delta P}$)

ΔP (bar)	Correction factor
0.2	1.00
0.25	0.89
0.3	0.82
0.4	0.71
0.5	0.63
0.6	0.58

Correction factor for circulation rate (f_{rec})

Circulation rate	Correction factor
2	0.5
3	0.75
4	1
6	1.5
8	2
10	2.5

Figura 89 – Factores de Correção para Seleção das Válvulas NRVA na Tubagem de Líquido

Obtiveram-se as seguintes válvulas:

Tabela 96 – Válvulas de Retenção na Tubagem de Líquido dos Evaporadores

Referência	Cap. [kW]	T. Evap. [°C]	f_{rec}	$f_{\Delta P}$ [bar]	Cap. Corrigida [kW]	Modelo
Evaporadores A1-A4	22,89	-28	3	0,2	17,17	NRVA15
Evaporadores G1-G12	142	-40	3	0,2	106,50	NRVA15
Bomba 1 – Ref. 7	852	-42	3	0,2	639	NRVA25
Bomba 2 – Ref. 12	852	-42	3	0,2	639	NRVA25
Bomba 3 – Ref. 3	91,56	-28	3	0,2	68,67	NRVA15

ANEXO 11 – Análise da Regulação da Pressão de Condensação

Temperatura de Condensação +35°C

- Túnel Operacional

Tabela 97 - Condições de Operação dos Compressores com Temperatura de Condensação a +35°C e o Túnel de Congelação em Funcionamento

Horas	N250VLLD-HE		N42WB		N4WB	
	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]
0-2	3 x 586,2 (100%)	3 x 406,1 (100%)	-	-	-	-
2-7	3 x 586,2 (100%)	3 x 406,1 (100%)	48,6 (100%)	34,1 (100%)	1 x 96,3 (50%)	1 x 31,4 (50%)
7-19	3 x 586,2 (100%)	3 x 406,1 (100%)	48,6 (100%)	34,1 (100%)	2 x 196,6 (100%)	2 x 56,1 (100%)
7-22	3 x 586,2 (100%)	3 x 406,1 (100%)	48,6 (100%)	34,1 (100%)	1 x 96,3 (50%)	1 x 31,4 (50%)
22-24	3 x 586,2 (100%)	3 x 406,1 (100%)	-	-	-	-

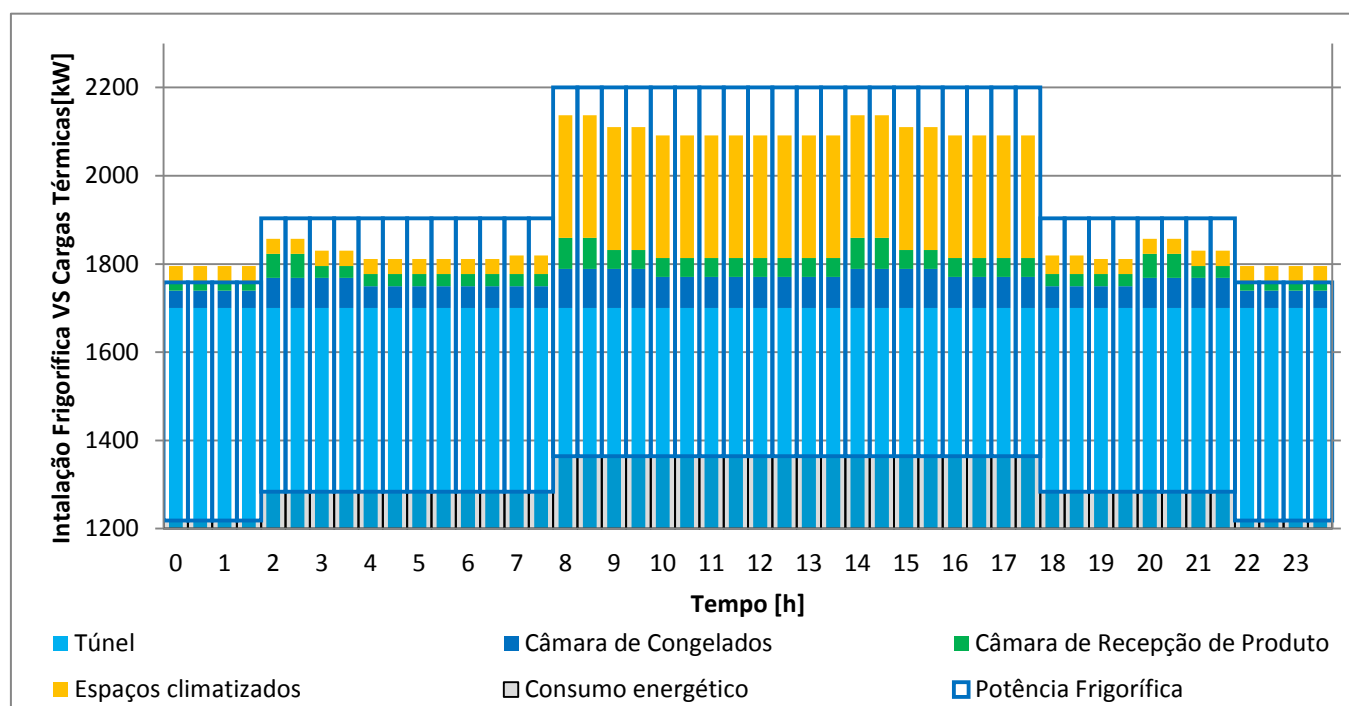


Figura 90 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +35°C e o Túnel de Congelação em Funcionamento

- Túnel Desactivado

Tabela 98 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +35°C e o Túnel Desactivado

Horas	N250VLLD-HE		N42WB		N4WB	
	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]
0-2	-	-	-	-	-	-
2-7	-	-	102,6 (100%)	45,8 (100%)	1 x 96,3 (50%)	1 x 31,4 (50%)
7-19	-	-	102,6 (100%)	45,8 (100%)	2 x 196,6 (100%)	2 x 56,1 (100%)
7-22	-	-	102,6 (100%)	45,8 (100%)	1 x 96,3 (50%)	1 x 31,4 (50%)
22-24	-	-	-	-	-	-

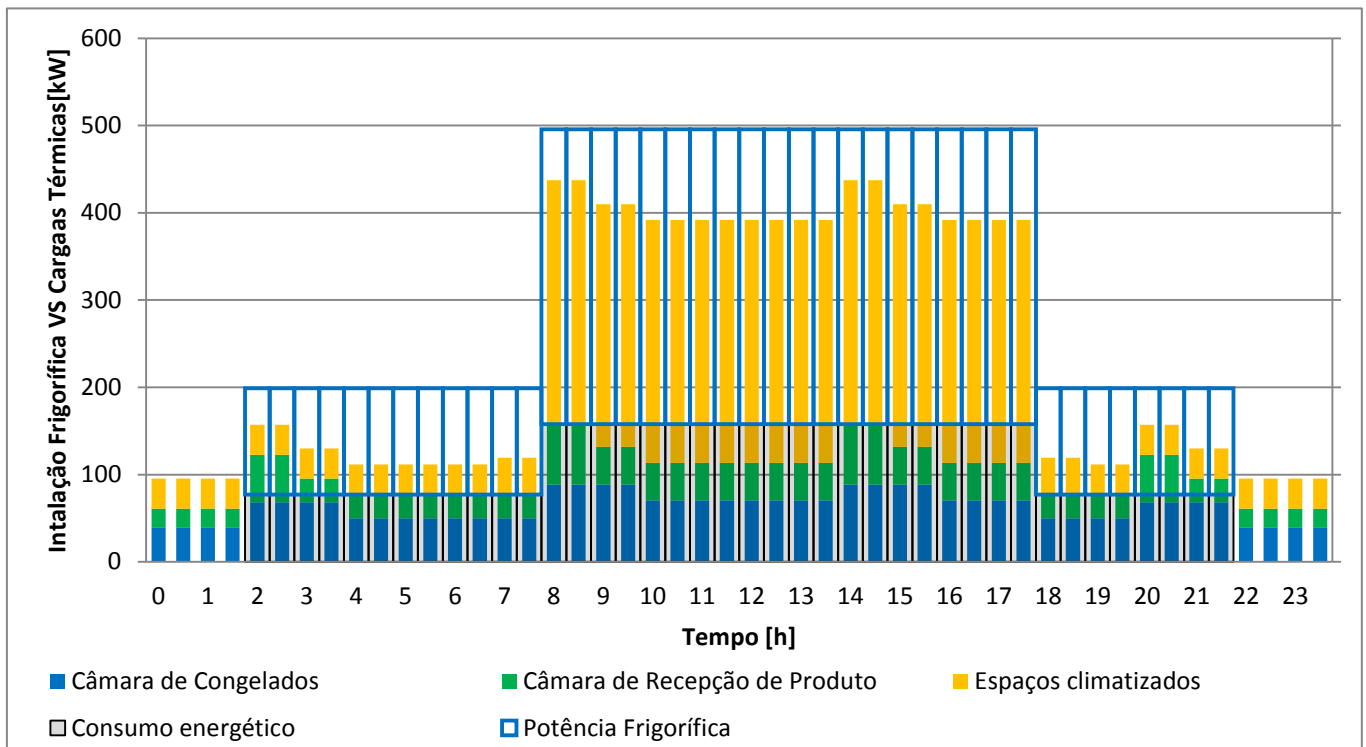


Figura 91 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +35°C e o Túnel de Congelação Desactivado

Temperatura de Condensação +30°C

- Túnel Operacional

Tabela 99 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +30°C e o Túnel de Congelação em Funcionamento

Horas	N250VLLD-HE		N42WB		N4WB	
	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]
0-2	3 x 573,6 (96%)	3 x 355,2 (96%)	-	-	-	-
2-7	3 x 573,6 (96%)	3 x 355,2 (96%)	49,6 (100%)	32,5 (100%)	1 x 102,8 (50%)	1 x 29,7 (50%)
7-19	3 x 573,6 (96%)	3 x 355,2 (96%)	49,6 (100%)	32,5 (100%)	2 x 209,9 (100%)	2 x 52,6 (100%)
7-22	3 x 573,6 (96%)	3 x 355,2 (96%)	49,6 (100%)	32,5 (100%)	1 x 102,8 (50%)	1 x 29,7 (50%)
22-24	3 x 573,6 (96%)	3 x 355,2 (96%)	-	-	-	-

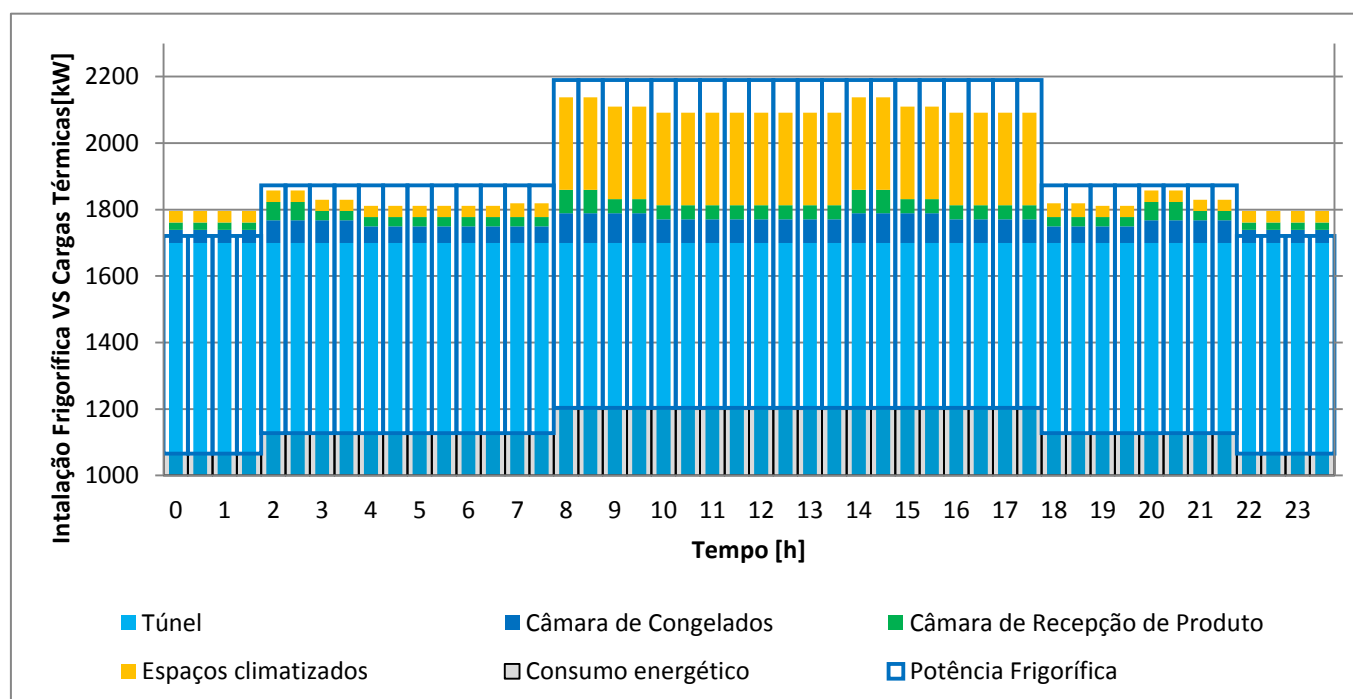


Figura 92 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +30°C e o Túnel de Congelação em Funcionamento

- Túnel Desactivado

Tabela 100 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +30°C e o Túnel Desactivado

Horas	N250VLLD-HE		N42WB		N4WB	
	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]
0-2	-	-	-	-	-	-
2-7	-	-	104,3 (100%)	43,2 (100%)	1 x 102,8 (50%)	1 x 29,7 (50%)
7-19	-	-	104,3 (100%)	43,2 (100%)	2 x 209,9 (100%)	2 x 52,6 (100%)
7-22	-	-	104,3 (100%)	43,2 (100%)	1 x 102,8 (50%)	1 x 29,7 (50%)
22-24	-	-	-	-	-	-

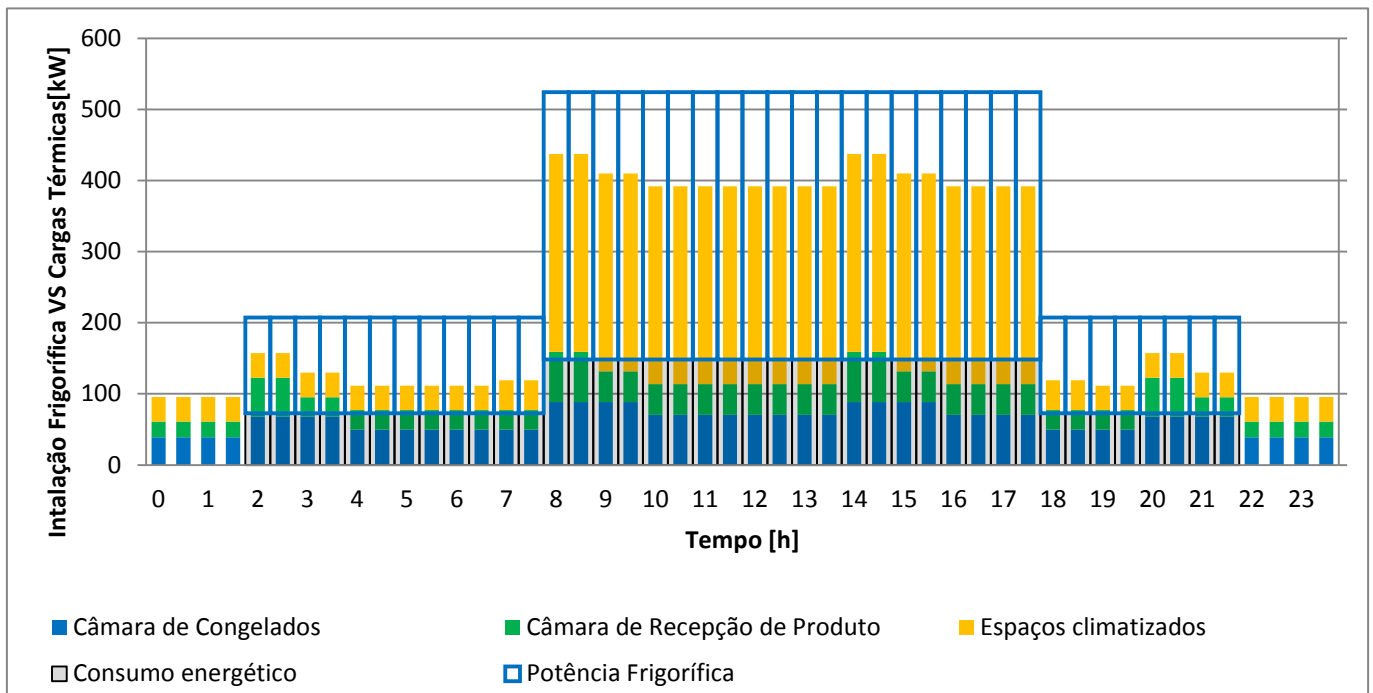


Figura 93 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +30°C e o Túnel de Congelação Desactivado

- Túnel Desactivado

Tabela 102 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +25°C e o Túnel Desactivado

Horas	N250VLLD-HE		N42WB		N4WB	
	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]
0-2	-	-	-	-	-	-
2-7	-	-	106,0 (100%)	40,5 (100%)	1 x 109,3 (50%)	1 x 27,8 (50%)
7-19	-	-	106,0 (100%)	40,5 (100%)	1 x 223,1 (100%) + 1 x 109,3 (50%)	1 x 48,8 (100%) + 1 x 27,8 (50%)
7-22	-	-	106,0 (100%)	40,5 (100%)	1 x 109,3 (50%)	1 x 27,8 (50%)
22-24	-	-	-	-	-	-

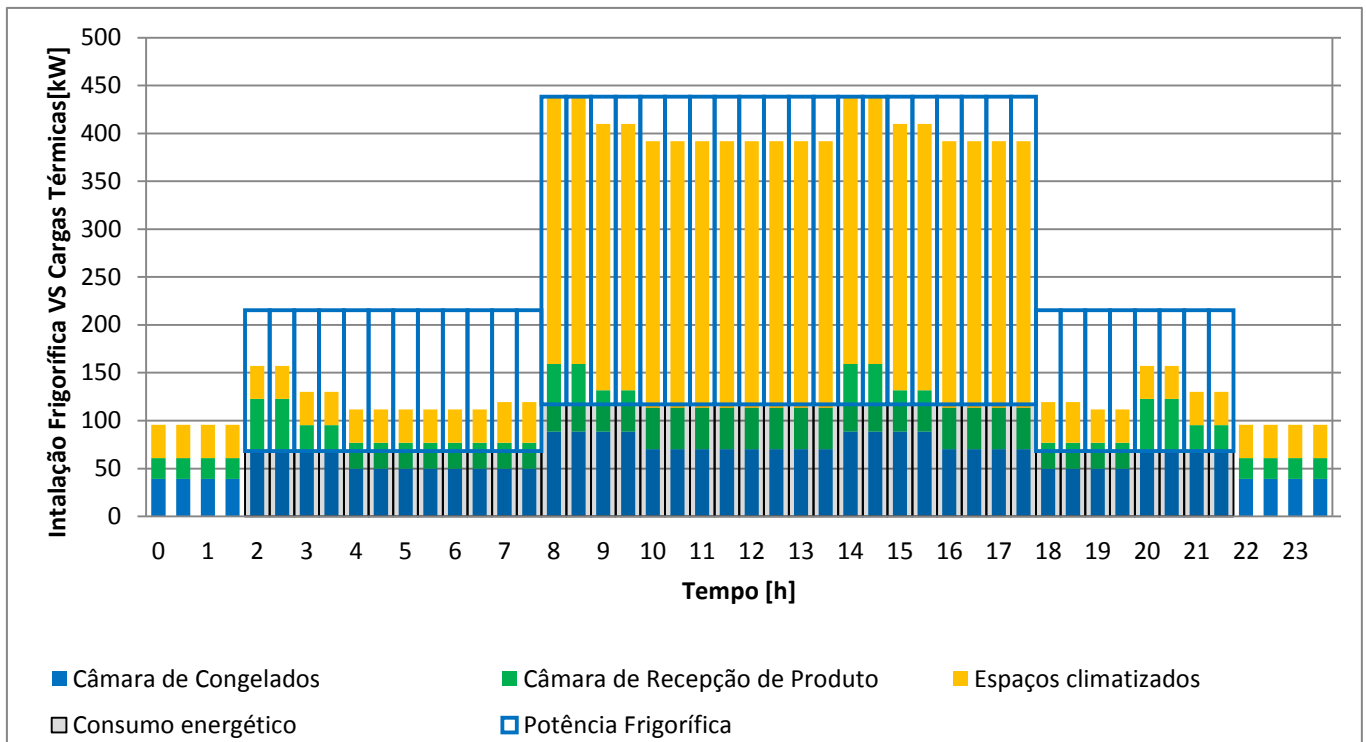


Figura 95 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +25°C e o Túnel de Congelação Desactivado

ANEXO 12 – Análise da Variação de Velocidade

Temperatura de Condensação +35°C

- Túnel Operacional

Tabela 103 - Condições de Operação dos Compressores com Temperatura de Condensação a +35°C, Variação de Velocidade e o Túnel de Congelação em Funcionamento

Horas	N250VLLD-HE		N42WB		N4WB	
	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]
0-2	3 x 586,2 (100%)	3 x 406,1 (100%)	-	-	-	-
2-8	3 x 586,2 (100%)	3 x 406,1 (100%)	38,9 (800rpm / 100%)	27,2 (800rpm / 100%)	1 x 64,2 (800rpm / 50%)	1 x 20,6 (800rpm / 50%)
7-18	3 x 586,2 (100%)	3 x 406,1 (100%)	48,6 (1000rpm / 100%)	34,1 (1000rpm / 100%)	2 x 163,8 (1000rpm / 100%)	2 x 46,7 (1000rpm / 100%)
18-22	3 x 586,2 (100%)	3 x 406,1 (100%)	38,9 (800rpm / 100%)	27,2 (800rpm / 100%)	1 x 64,2 (800rpm / 50%)	1 x 20,6 (800rpm / 50%)
22-24	3 x 586,2 (100%)	3 x 406,1 (100%)	-	-	-	-

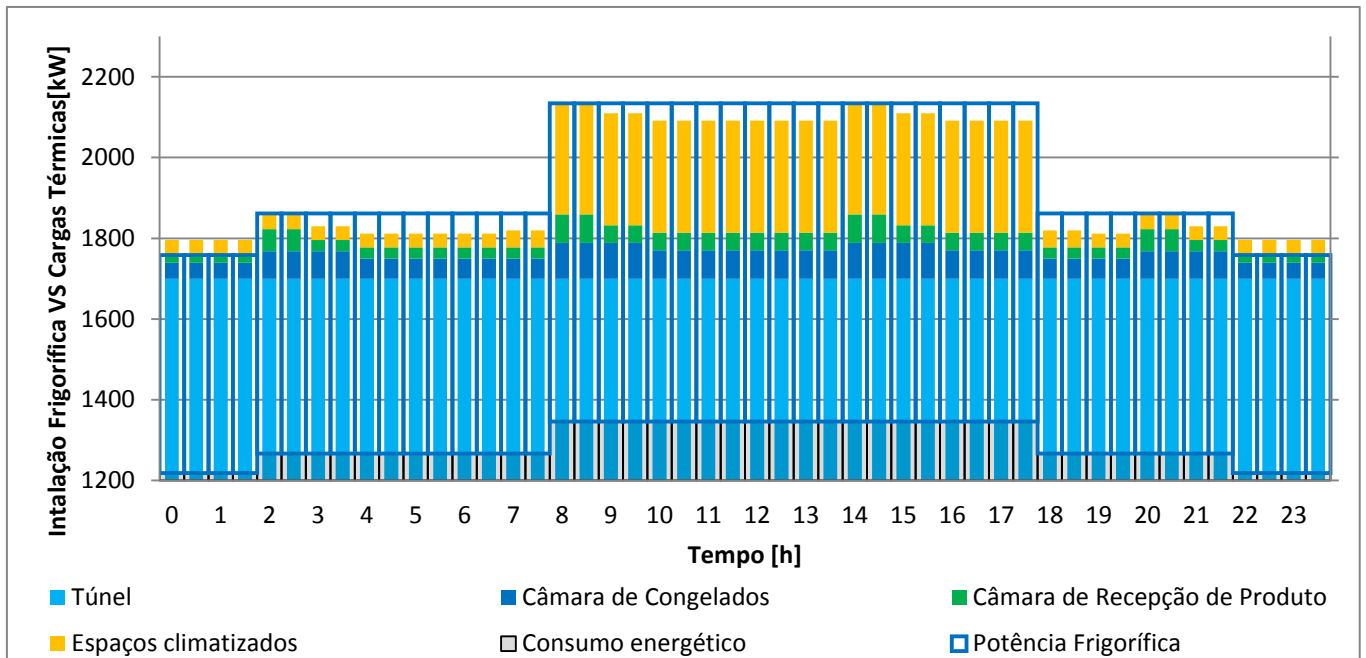


Figura 96 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +35°C, Variação de Velocidade e o Túnel de Congelação em Funcionamento

- Túnel Desactivado

Tabela 104 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +35°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado

Horas	N250VLLD-HE		N42WB		N4WB	
	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]
0-2	-	-	-	-	-	-
2-8	-	-	92,3 (900rpm / 100%)	41,2 (900rpm / 100%)	1 x 64,2 (800rpm / 50%)	1 x 20,6 (800rpm / 50%)
7-18	-	-	102,6 (100%)	45,8 (100%)	2 x 172,0 (1050rpm / 100%)	2 x 49,1 (1050rpm / 100%)
18-22	-	-	102,6 (100%)	45,8 (100%)	1 x 96,3 (50%)	1 x 31,4 (50%)
22-24	-	-	-	-	-	-

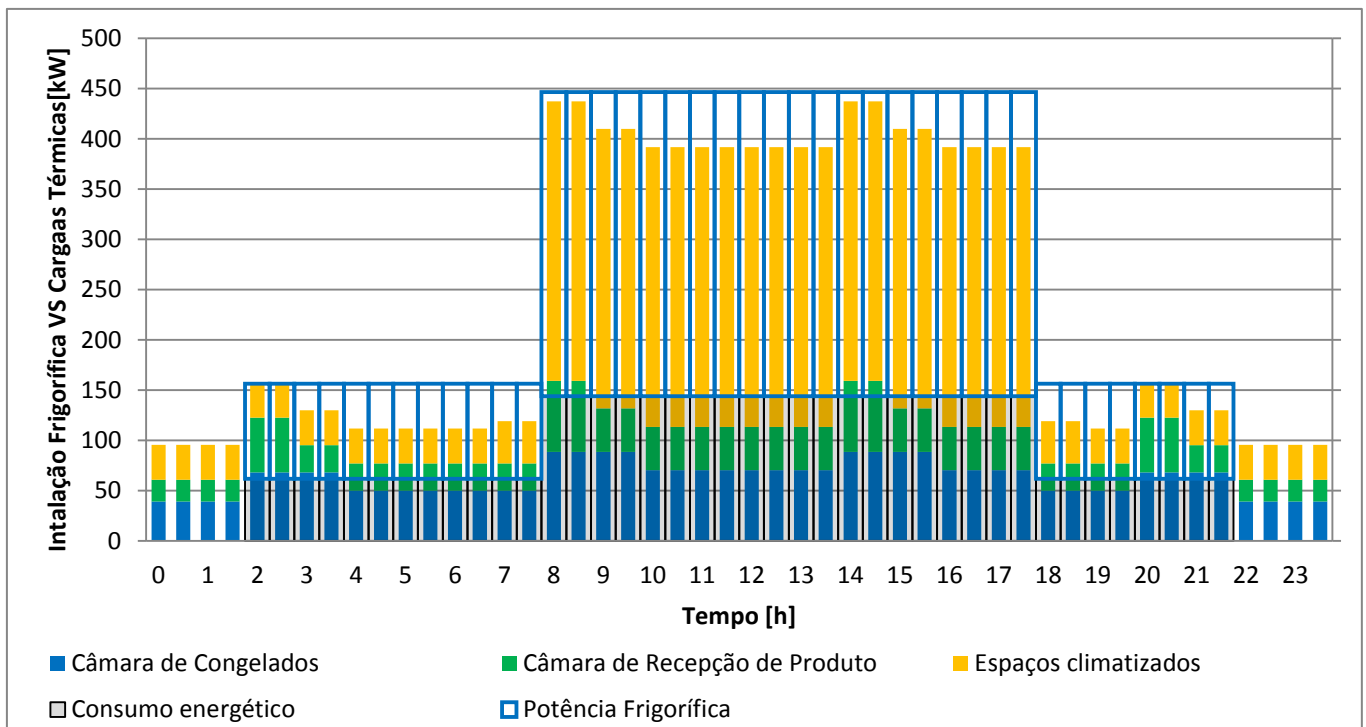


Figura 97 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +35°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado

- Túnel Desactivado

Tabela 106 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +30°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado

Horas	N250VLLD-HE		N42WB		N4WB	
	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]
0-2	-	-	-	-	-	-
2-7	-	-	93,9 (900rpm / 100%)	38,8 (900rpm / 100%)	1 x 77,1 (900rpm / 50%)	1 x 22,0 (900rpm / 50%)
7-19	-	-	93,9 (900rpm / 100%)	38,8 (900rpm / 100%)	2 x 174,9 (1000rpm / 50%)	2 x 43,8 (1000rpm / 50%)
7-22	-	-	93,9 (900rpm / 100%)	38,8 (900rpm / 100%)	1 x 77,1 (900rpm / 50%)	1 x 22,0 (900rpm / 50%)
22-24	-	-	-	-	-	-

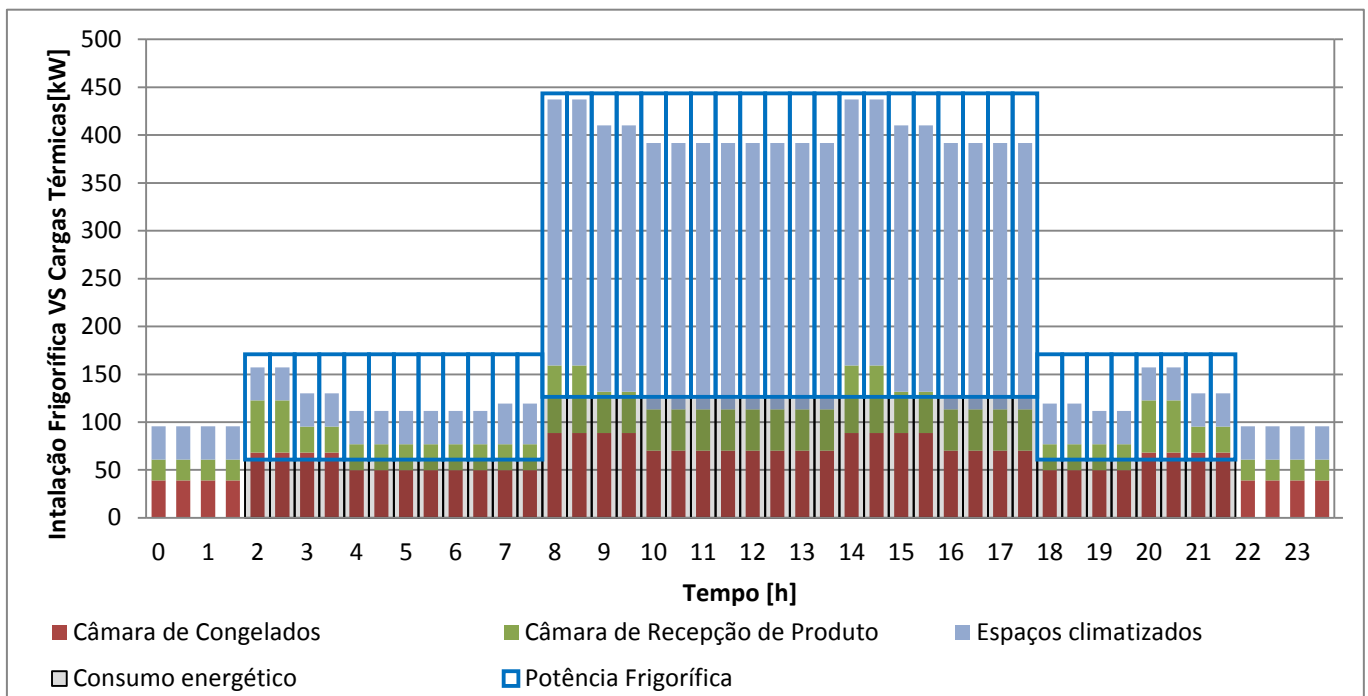


Figura 99 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +30°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado

- Túnel Desactivado

Tabela 108 - Condições de Operação dos Compressores, com Temperatura de Condensação a +25°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado

Horas	N250VLLD-HE		N42WB		N4WB	
	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]	Potência Frigorífica [kW]	Potência Absorvida [kW]
0-2	-	-	-	-	-	-
2-7	-	-	84,8 (800rpm / 100%)	32,4 (800rpm / 100%)	1 x 72,9 (800rpm / 50%)	1 x 18,2 (1200rpm / 50%)
7-19	-	-	106,0 (1000rpm / 100%)	40,5 (1000rpm / 100%)	1 x 223,1 (100%) + 1 x 109,3 (50%)	1 x 48,8 (100%) + 1 x 27,8 (50%)
7-22	-	-	84,8 (800rpm / 100%)	32,4 (800rpm / 100%)	1 x 72,9 (800rpm / 50%)	1 x 18,2 (1200rpm / 50%)
22-24	-	-	-	-	-	-

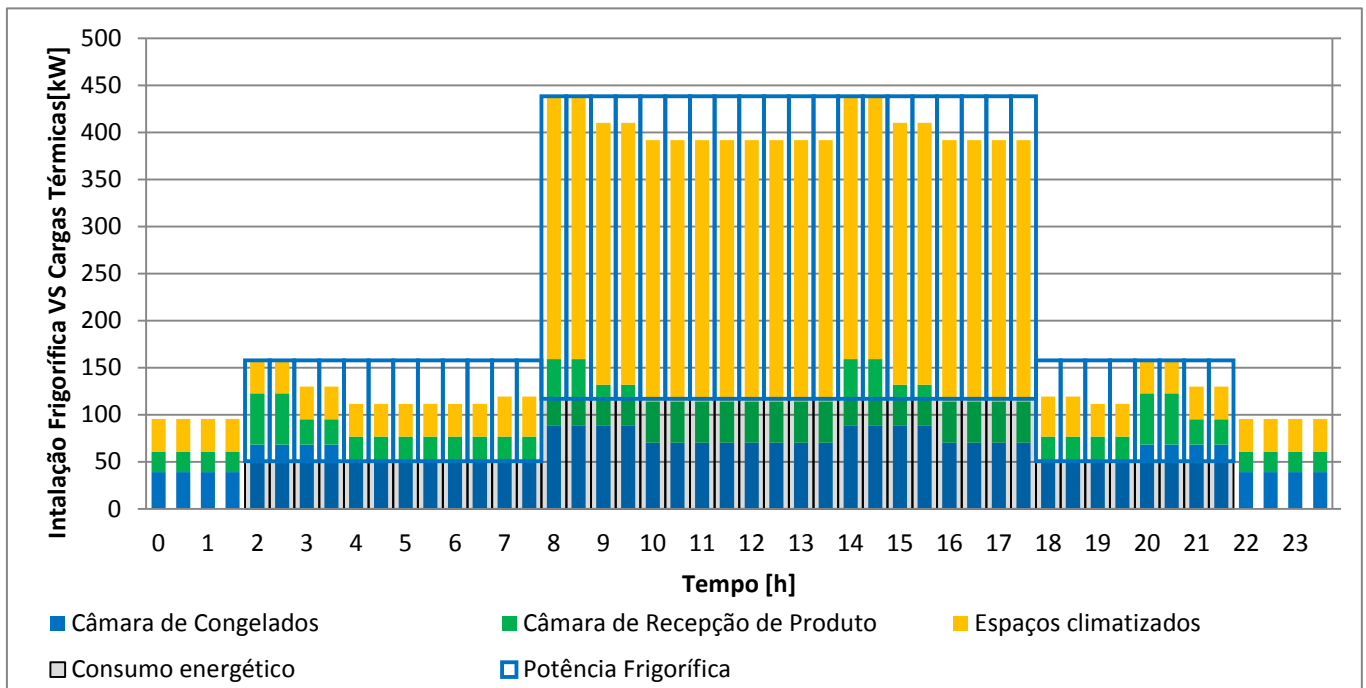
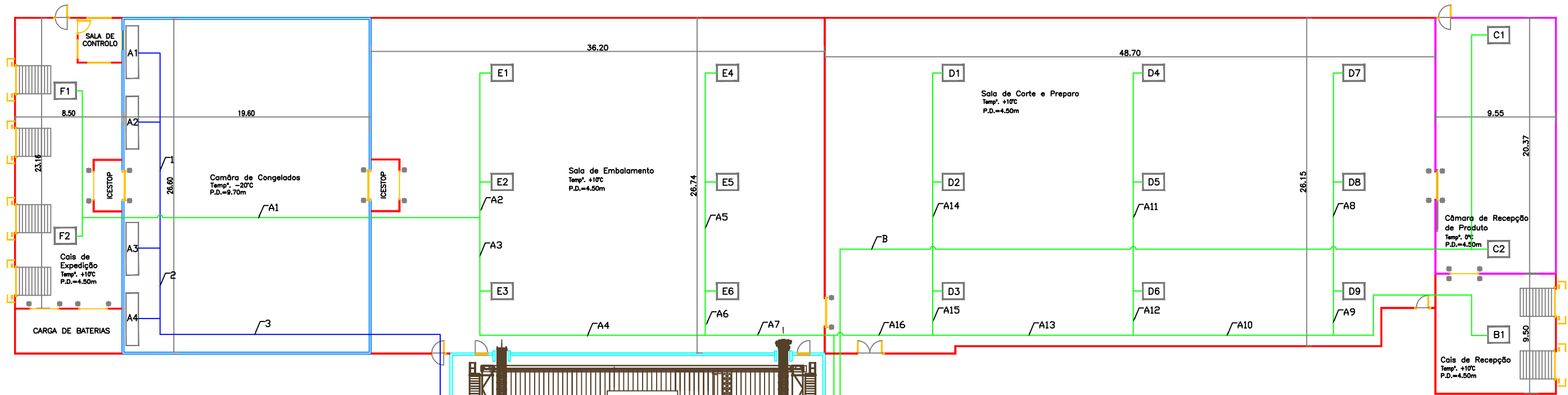


Figura 101 – Cargas Térmicas VS Potência Frigorífica, com Temperatura de Condensação a +25°C, Variação de Velocidade e o Túnel Desactivado

ANEXO 13 – Layout com Rede de Tubagem de Distribuição de Amoníaco e de Água Glicolada

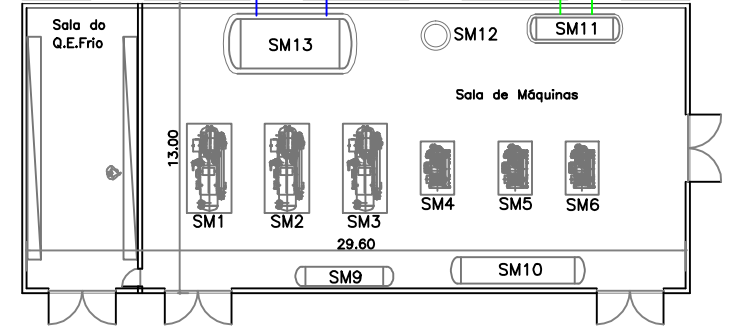
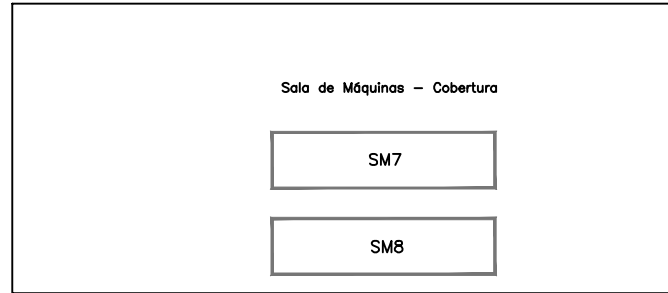


Rede de Amoníaco

Rede de Água Glicolada

ESPESSURAS DOS PAINÉIS ISOTÉRMICOS

200 mm	200 mm
180 mm	180 mm
100 mm	100 mm
80 mm	80 mm
Portas	Portas

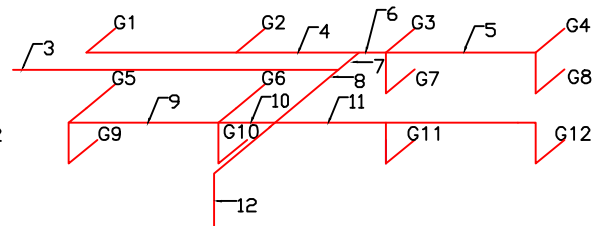
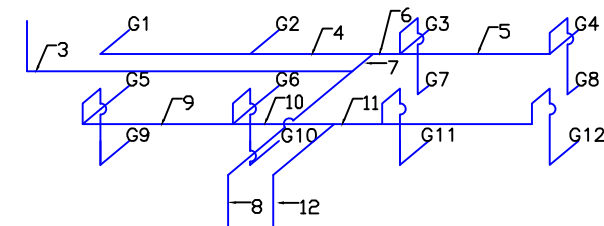
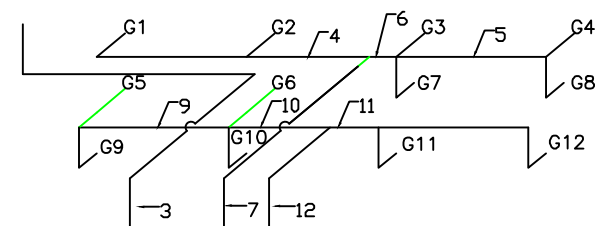


Ref.	Descrição	Qtdd
Evaporadores		
A1-A4	DDCI 2/24.180	4
G1-G12	Evaporadores do tunel	12
Frigodifusores		
B1	CBK 4H3/32R	1
C1-C2	MT 4L4/68	2
D1-D9	CBK 3F3/19 R	9
E1-E6	CBK 3F4/25R	6
F1-F2	CBK 4H3/32R	2
Sala de máquinas		
SM1-SM3	Compressor N250VLLD-HE	3
SM4	Compressor N42WB	1
SM5-SM6	Compressor N4WB	2
SM7-SM8	Condensador Evaporativo VXC S910	2
SM9	Depósito Terrossifão	1
SM10	Depósito de Líquido	1
SM11	Separador de Líquido a -12°C	1
SM12	Depósito Intermédio	1
SM13	Separador de Líquido a -42°C	1

Rede de Distribuição de Amoníaco

Rede de Retorno de Amoníaco

Rede de Descarga de Amoníaco



Bombas de Amoníaco

Retorno aos Separadores

Descarga dos Compressores

Assunto:	Projecto e Concepção de Instalação Frigorífica a NH3, para uma unidade de congelação de frangos em contínuo, na Venezuela		
Designação:	Layout com Rede de Tubagem de Distribuição de Amoníaco e Água Glicolada		
Escala:	1/350	Data:	01/05/2014
Nº Desenho:	1	Formato:	A3