

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROPOSTAS DE ECONOMIA DE ENERGIA EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

por

Anderson Todeschini

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro 2011



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROPOSTAS DE ECONOMIA DE ENERGIA EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

por

Anderson Todeschini

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Paulo Otto Beyer

Comissão de Avaliação:

Prof. Pedro Barbosa Mello

Prof. Francis H. Ramos França

Prof. Sérgio Luiz Frey

Porto Alegre, 12 de dezembro, 2011

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus amigos, familiares e pais.

Agradeço ao meu orientador *Dr. Prof. Paulo Otto Beyer*, por estar sempre disposto a ajudar e esclarecer os meus questionamentos.

TODESCHINI, A. **Propostas de Economia de Energia em um Sistema de Refrigeração**. 2011. 19f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

RESUMO

Nesse trabalho faz-se uma análise energética completa de um ciclo de refrigeração de uma cervejaria, determinando a carga térmica total, as temperaturas de evaporação e condensação e as curvas características dos equipamentos instalados. Com o auxílio de *softwares* como Coolpack e Excel e os dados levantados se determina a economia em cada proposta. A primeira proposta de economia é a divisão dos regimes de operação que oferece uma economia média de 3% na potência de compressão. A segunda proposta de economia é a escolha de temperaturas de condensação adequadas conforme as condições externas que oferece uma economia média de 8% na potência de compressão.

PALAVRAS-CHAVE: Ciclo de Refrigeração, Divisão do Regime de Operação, Análise Energética, Otimização da Temperatura de Condensação.

TODESCHINI, A. **Proposals for Energy Saving in a Cooling System**. 2011. 19f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

ABSTRACT

In this work it is a complete energy analysis of a refrigeration cycle of a brewery, determining the total heat load, temperatures of evaporation and condensation and the characteristic curves of the equipment installed. With the help of software such as Excel and Coolpack data collected and the economy is determined in each proposal. The first proposal is the system operation division that offers an average savings of 3% in power compression. The second proposal is the saving choice of suitable condensing temperatures as the external conditions that offers an average savings of 8% in power compression.

KEYWORDS: Cycle Refrigeration, System Operation Division, Energy Analysis, Optimization of Condensing Temperature.

ÍNDICE

	Pag
1 INTRODUÇÃO.....	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3 DESCRIÇÃO DO SISTEMA.....	2
3.1 Especificações dos Equipamentos de Refrigeração.....	2
3.2 Etapas da Fabricação da Cerveja.....	3
4 MODELAGEM DOS EQUIPAMENTOS.....	3
4.1 Compressores.....	3
4.2 Condensadores.....	5
4.3 Evaporadores.....	6
4.3.1 Tanques Fermentadores e Maturadores.....	6
4.3.2 Trocadores de Calor a Placas.....	7
4.3.3 Câmaras Frigoríficas e Salas Climatizadas.....	8
5 METODOLOGIA.....	8
6 RESULTADOS E ANÁLISES.....	9
7 CONCLUSÕES.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
Anexo I.....	16
Anexo II.....	17
Apêndice I.....	18
Apêndice II.....	19

1. INTRODUÇÃO

A utilização mais eficiente da energia em sistemas de refrigeração é um assunto de extensa pesquisa nas universidades e de grande interesse nas empresas devido à utilização mais eficiente dos recursos naturais disponíveis e ao ganho financeiro proporcionado pela economia de energia.

Este trabalho propõe melhorias em um sistema de refrigeração de uma determinada cervejaria com alterações de parâmetros e configurações do sistema, respeitando as cargas térmicas, a capacidade dos equipamentos e os estados físicos exigidos. As melhorias visam o menor investimento inicial e o retorno financeiro mais rápido possível. A divisão do sistema de refrigeração em dois regimes proporciona uma redução média de 3% da potência no compressor. A definição de temperaturas de condensação para períodos pré-definidos proporciona uma redução de 8%.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Kunze, 2006, indica três possibilidades de economia de energia que podem ser aplicadas em sistemas de refrigeração em cervejarias.

A primeira possibilidade é a redução da diferença de pressão entre o evaporador e o condensador. O consumo de energia é determinado em primeiro lugar pela diferença de pressão, que deve ser vencida permanentemente pelo compressor. Por isso que se trata de manter tão baixa quanto seja possível a diferença entre a pressão correspondente à temperatura de evaporação e à temperatura de condensação. Segundo Kunze, 2006, 1 K a menos da temperatura do condensador proporciona uma diminuição de 2-2,5% da potência e 1 K a mais da temperatura do evaporador uma diminuição de 3-3,5% da potência. Nesse trabalho a pressão de sucção manteve-se igual e a pressão de descarga diminuiu-se conforme as condições externas.

A segunda possibilidade de redução é a separação dos circuitos de refrigeração segundo a temperatura de evaporação. Na maioria das fábricas de cerveja, a amônia é aspirada de um único evaporador. A temperatura mais baixa necessária determina então a temperatura de evaporação (por exemplo -10°C). Porém o requerimento de refrigeração é muito diversificado: enquanto em um lugar se necessita de apenas -5°C , em outros se necessita de -10°C . Nesse trabalho optou-se por dividir um circuito a -8°C e outro a -3°C .

A terceira possibilidade de redução é o sub-resfriamento da amônia em condensadores evaporativos. Segundo Oppitz, 2009, o sub-resfriador melhora o rendimento do condensador evaporativo em 2% e também aumenta o potencial de evaporação no evaporador. Nos condensadores evaporativos não foi possível fazer essa modificação pois o mesmo depende de uma mudança estrutural.

Kunze, 2006, menciona outras possibilidades de economia de energia que dependem somente da operação e da manutenção dos equipamentos de refrigeração, tais como: a limpeza das superfícies de troca de calor; a operação dos equipamentos de refrigeração com tanque acumulador de compensação e a utilização de isolamentos térmicos eficientes.

As duas primeiras possibilidades que foram mencionadas podem ser visualizadas de forma mais clara através do diagrama de fase log (pressão) x entalpia, conforme a Figura 2.1. Comparando-se o ciclo (A1, B1, C1, D1) com o ciclo (A, B, C, D) é possível concluir que o ciclo (A1, B1, C1, D1) tem a capacidade de refrigeração maior na evaporação e a potência absorvida menor na compressão. Para o caso em que a temperatura de evaporação se mantém a mesma e a temperatura de condensação diminui, a capacidade de refrigeração é igual, entretanto com uma potência absorvida pelo compressor menor.

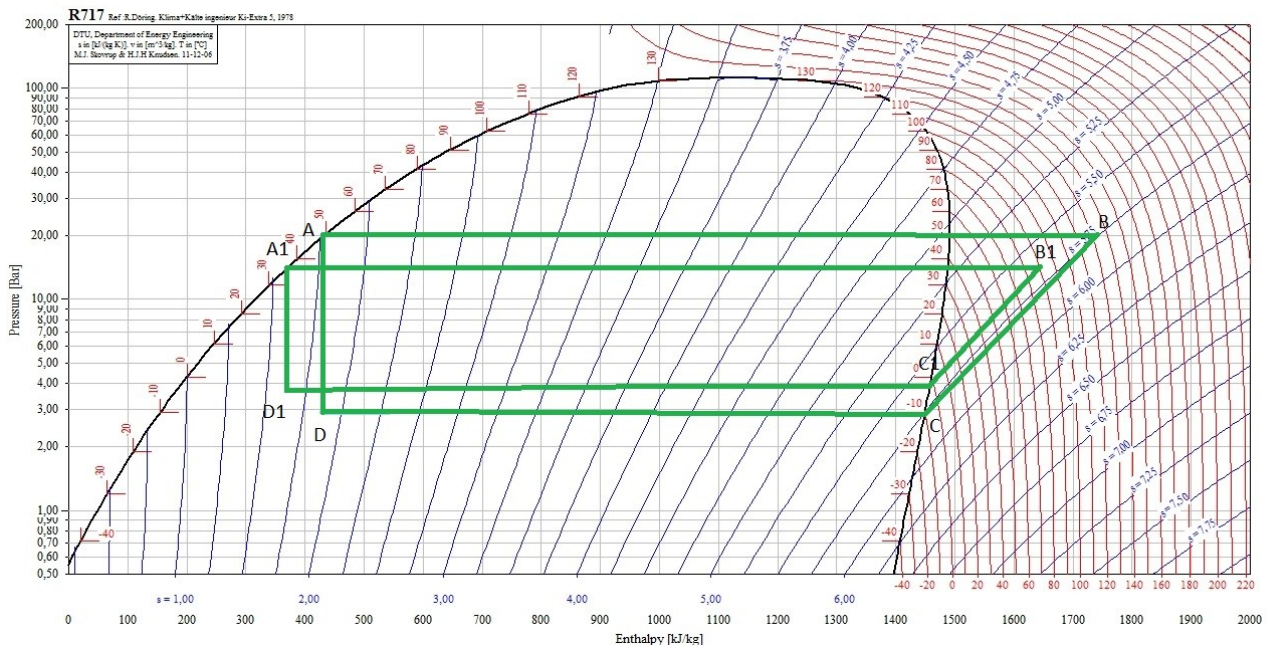


Figura 2.1 – Diagrama de fase log (p) x entalpia R717 (Amônia). Fonte: CoolPak.

3. DESCRIÇÃO DO SISTEMA

No estudo para melhoramento da eficiência do ciclo de refrigeração, a especificação dos equipamentos de refrigeração e o entendimento das etapas de fabricação da cerveja são importantes porque é possível comprovar que os equipamentos instalados podem atender a necessidade total do sistema de refrigeração.

3.1. Especificação dos Equipamentos de Refrigeração

O sistema é composto por seis compressores, quatro compressores são parafuso da marca Mycom tipo N250VLD. A vazão volumétrica deslocada por cada compressor a 3550 rpm (60 Hz) é de 2840 m³/h e a capacidade refrigeração é de 1906 kW (temperatura de evaporação -8°C e de condensação 35°C). Os compressores podem variar a sua carga através da válvula deslizante.

Os outros dois compressores são alternativos e da marca Sabroe tipo SMC 8-180. A vazão volumétrica deslocada por cada compressor a 750 rpm (60 Hz) é de 1148 m³/h e capacidade refrigeração é de 674 kW (temperatura de evaporação -8°C e de condensação 35°C). O controle de carga é pela desativação dos cilindros.

O sistema de refrigeração é composto por onze condensadores evaporativos da Marca Allenge tipo CEA 750E. A capacidade para retirada de calor é de 872 kW (temperatura de bulbo úmido de 24°C e temperatura de condensação 35°C). Os ventiladores absorvem uma potência de 11,8 kW e a bomba de 3,7 kW.

A expansão acontece em válvulas de expansão manuais associadas com válvulas de bloqueio de controle de nível. A taxa de fluxo líquido através da válvula depende do diferencial de pressão através do orifício da válvula e do grau de abertura da válvula, sendo o último ajustado manualmente. As válvulas reguladoras de pressão se encontram após os separadores de líquido a função básica é manter a temperatura da amônia acima da de evaporação para evitar que a mesma possa congelar o fluido circulante nos circuitos intermediários.

3.2. Etapas da Fabricação de Cerveja

No fluxograma da Figura 3.1 é possível visualizar as etapas fabricação da cerveja e também conforme a etapa é possível visualizar qual o fluido usado na transferência de calor.

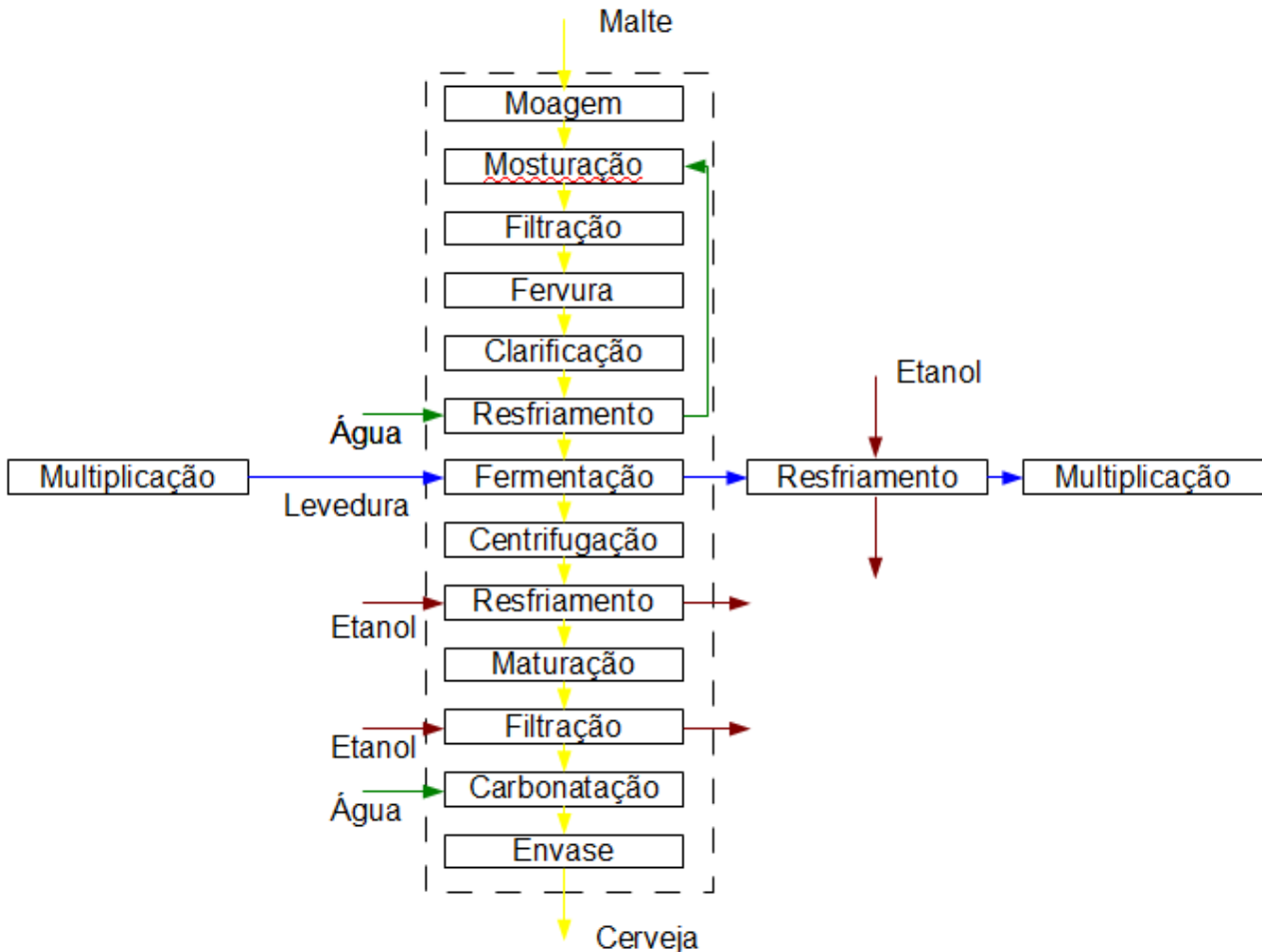


Figura 3.1 – Fluxograma de fabricação de cerveja

As câmaras frias e algumas salas, que não aparecem no fluxograma da Figura 3.1, são refrigeradas pelo etanol, que é uma solução a 18% de etanol.

Os tanques de fermentação e maturação são refrigerados pela amônia, que circula por uma serpentina na superfície externa aos tanques.

No Apêndice II, o diagrama do sistema de refrigeração demonstra de forma mais clara a relação dos equipamentos de refrigeração com relação às etapas do processo da cerveja.

4. MODELAGEM DOS EQUIPAMENTOS

Nesse capítulo será explicitada toda a formulação usada para caracterização dos equipamentos do ciclo de refrigeração.

4.1. Compressores

Para os compressores Mycom os dados foram coletados do *software* MYCOMW, 2011. Com os dados foi possível determinar as curvas características para as duas temperaturas de evaporação: -8°C e -3°C . A potência absorvida e a capacidade refrigeração são dadas em função da temperatura

de condensação. A formulação foi dada em função da temperatura de condensação pois foi uma das variáveis usadas para verificação de uma das proposta de economia.

A Figura 4.1 demonstra a curva característica do compressor Mycom na temperatura de -8°C .

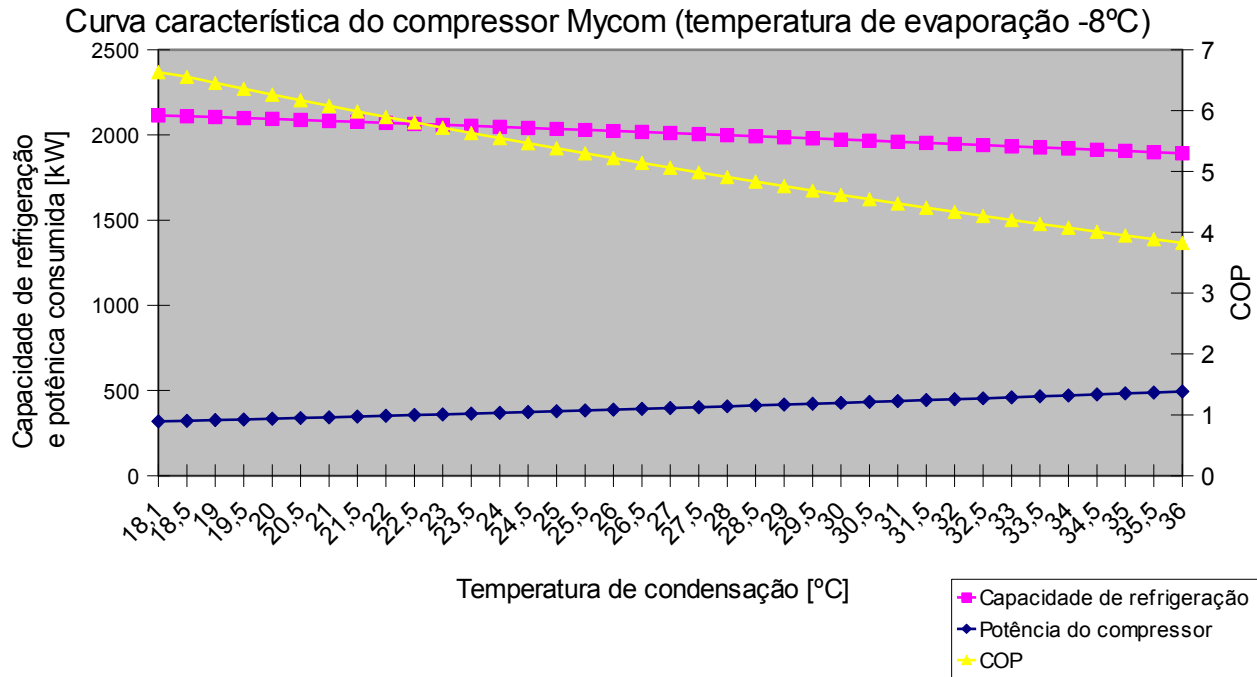


Figura 4.1 – Curva característica do compressor Mycom (temperatura de evaporação -8°C). Fonte: Mycom.

Conforme os dados foi possível determinar as equações que representam a potência absorvida P [kW] e a capacidade de refrigeração Q [kW] em função da temperatura de condensação T_c [$^{\circ}\text{C}$].

Para a temperatura de evaporação -8°C , foram obtidas as equação (4.1) e (4.2).

$$P = 0,111 T_c^2 + 3,79 T_c + 213,98 \quad (4.1)$$

$$Q = -0,0868 T_c^2 - 7,72 T_c + 2282,76 \quad (4.2)$$

Para a temperatura de evaporação -3°C , foram obtidas as equações (4.3) e (4.4).

$$P = 0,1129 T_c^2 + 3,6779 T_c + 218,94 \quad (4.3)$$

$$Q = -0,0933 T_c^2 - 9,116 T_c + 2757,63 \quad (4.4)$$

Além disso, o *software* MYCOMW, 2011, fornece a capacidade de refrigeração e a potência absorvida conforme a variação da capacidade do compressor. Tomando várias temperaturas de condensação e variando a capacidade do compressor para a mesma temperatura de evaporação, verificou-se que uma mesma curva caracteriza o comportamento do compressor em função da variação de sua capacidade.

Assim determinou-se a equação (4.5) para a temperatura de evaporação -8°C e a equação (4.6) para a temperatura de evaporação -3°C .

$$FP = 0,695 FQ + 30,460 \quad (4.5)$$

$$FP = 0,6795 FQ + 32,046 \quad (4.6)$$

onde FP é a fração da potência [%] e FQ é a fração da capacidade de refrigeração [%].

Para os compressores Sabroe, os dados foram coletados do catálogo do equipamento e também usou-se os gráficos baseado nos autores Stoecker e Jabardo, 2002.

Assim como foi feito para os compressores Mycom, a curva característica para os compressores Sabroe foi dada em função da temperatura de condensação. Para os compressores Sabroe foram selecionadas cinco temperaturas de condensação, para determinação da curva característica. A potência máxima e a capacidade de refrigeração máxima são determinadas pelo gráfico do compressor Sabroe SMC 8-180, no Anexo I.

Para a temperatura de evaporação -8°C , foi obtida a equação (4.7) e a equação (4.8).

$$P = -0,034 T_c^2 + 4,4 T_c + 65,7 \quad (4.7)$$

$$Q = -0,357 T_c^2 + 12,68 T_c + 660,35 \quad (4.8)$$

Para a temperatura de evaporação -3°C , foi obtida a equação (4.9) e a equação (4.10).

$$P = -0,076 T_c^2 + 8,197 T_c - 0,876 \quad (4.9)$$

$$Q = 0,872 T_c^2 - 65,39 T_c + 2090,42 \quad (4.10)$$

Segundo Stoecker e Jabardo, 2002, a relação da Fração da Potência pela Fração da Capacidade de Refrigeração para os compressores alternativos Sabroe é dado por uma reta linear, conforme o gráfico da Figura 4.2. A curva característica é dada pela equação (4.11).

$$FP = 0,92 FQ + 0,08 \quad (4.11)$$

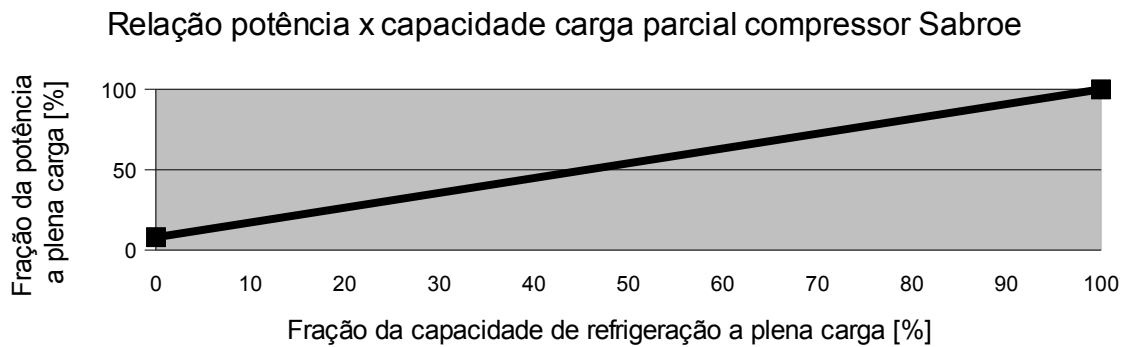


Figura 4.2 – Relação potência-capacidade do compressor Sabroe SMC 8-180 em regime de carga parcial. Fonte: Stoecker e Jabardo, 2002.

4.2. Condensadores

A capacidade de retirada de calor do condensador evaporativo foi determinado através de um gráfico demonstrado na Figura 4.3, determinado de forma experimental e fornecido pela fabricante Allenge. O fator de correção é 1,0 quando a temperatura de bulbo úmido é de 24°C e a temperatura de condensação é de 35°C .

Fator de correção para condensador evaporativo

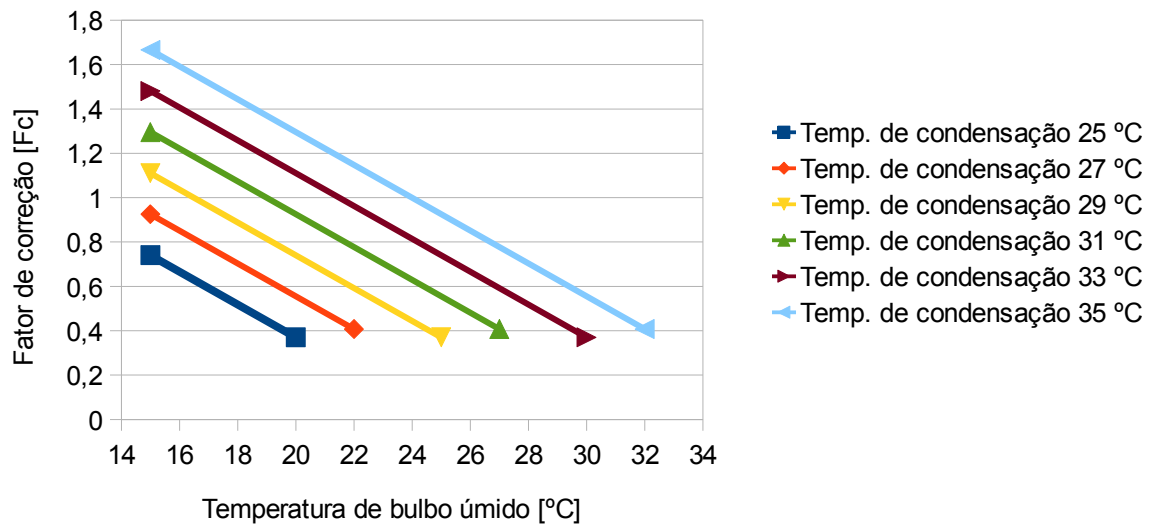


Figura 4.3 – Fator de correção para condensador evaporativo ALLENGE, modelo CEA 750. Fonte: Allenge.

Através do gráfico foi possível obter a equação (4.12) para determinar o fator de correção.

$$F_c = \frac{1,12(200T_c - 160T_{bu} - 1000)}{2420} \quad (4.12)$$

onde F_c é o fator de correção e T_{bu} é temperatura de bulbo úmido [°C].

Esse fator de correção deve ser multiplicado por 872 kW (potência nominal do condensador) para se saber a capacidade verdadeira de transferência de calor do condensador.

4.3. Evaporadores

Os evaporadores são compostos pelos tanques fermentadores e maturadores, trocadores de calor a placas, câmaras frigoríficas e salas climatizadas.

4.3.1 Tanques Fermentadores e Maturadores

Os tanques fermentadores e maturadores possuem serpentinas meia cana isolados do ambiente com poliuretano expandido e externamente envolvidos por manta asfáltica, o formato do tanque cilíndrico é o mais usado na indústria de bebidas devido à facilidade proporcionada na condução do processo.

A transferência de calor da cerveja para a amônia que circula na serpentina e a transferência de calor do ambiente externo para a amônia, são as trocas térmicas que determinam a carga térmica na refrigeração. Para uma refrigeração eficiente o coeficiente de transferência de calor global entre a cerveja e o fluido refrigerante deve ser maximizado enquanto o coeficiente de transferência de calor global entre o ambiente e o fluido refrigerante deve ser o mínimo possível.

A quantidade de calor que é transferida da cerveja para o fluido refrigerante é determinada pela aplicação da lei da conservação de energia no volume de controle que delimita o tanque fermentador, conforme Figura 4.4 (a).

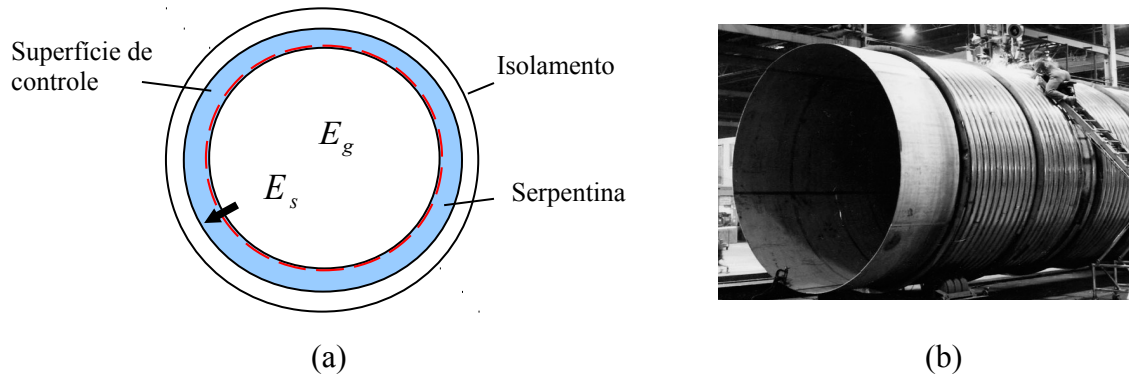


Figura 4.4 – (a) Corte transversal do tanque de fermentação. (b) Tanque de fermentação com serpentina meia cana. Fonte: www.muel.com

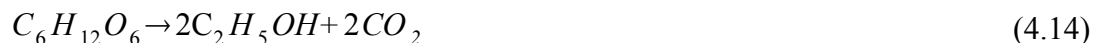
Primeira lei da conservação de energia em regime permanente.

$$E_e + E_s + E_g = \Delta E_a \quad (4.13)$$

onde E_e é a energia que entra, E_s é a energia que sai, E_g é a energia gerada na fermentação e ΔE_a é a variação da energia armazenada.

A energia que entra é igual a zero pois não há aumento de temperatura na cerveja. A energia armazenada é igual a zero porque a temperatura da cerveja deve ser mantida constante. Conclui-se que a energia gerada na fermentação é igual a energia que é transferida para o fluido refrigerante, ou seja, energia que sai.

Na fermentação alcoólica, conforme a reação química da glicose, gera-se 106,32 kJ/mol.



Segundo Silveira, 2009, é possível através da equação (4.15) calcular a energia total gerada na fermentação de um tanque.

$$E_g = (V_m (\text{°}P_e - \text{°}P_s) \rho h) / M \quad (4.15)$$

onde E_g é a energia gerada em um tanque [kJ], V_m é o volume de mosto ou cerveja [m^3], M é a massa molar [kg/kmol], $\text{°}P_e$ é o grau Plato de entrada, $\text{°}P_s$ é o grau Plato de saída, ρ é a densidade [kg/m^3] e h é a geração de calor da reação [kJ/mol].

O grau Plato é a medição da quantidade de açúcar em 100g de solução. A massa molar da glicose é igual a 180 kg/kmol.

O calor trocado entre o ambiente e a serpentina não foi considerado porque segundo Kunze, 2006, de uma necessidade de frio média de 4400 kJ/hL para manter a temperatura de fermentação estável, 150 kJ/hL é a energia necessária para compensar as perdas por radiação e convecção ao ambiente. Isso representa um valor de 3%.

A cervejaria é composta por 20 tanques fermentadores e 10 tanques maturadores.

No Apêndice II, é possível visualizar o sistema de líquido bombeado de amônia que através de bombas alimenta as serpentinas dos tanques.

4.3.2. Trocadores de Calor a Placas

O calor transferido nos trocadores de placas são calculados pela multiplicação da diferença de temperatura de entrada e de saída, pela vazão mássica e pelo calor específico.

Os trocadores de calor a placas podem ter suas eficiências aumentadas, adicionando mais

placas para se ter uma área de troca maior, porém a aquisição de novas placas significa um custo elevado.

Como a cerveja, o mosto e o fermento possuem 90% de sua composição em água. As propriedades como a densidade e o calor específico são aproximadas pelas propriedades da água.

No Apêndice II, os trocadores de calor a placas usadas na análise da carga térmica estão circundados por um retângulo com linhas pontilhadas de cor roxa.

4.3.3. Câmaras Frigoríficas e Salas Climatizadas

A potência das câmaras frigoríficas e das salas climatizadas foram determinadas baseado nos catálogos da Mipal. Os catálogos podem ser observados no Anexo B.

No Apêndice II, as câmaras frigoríficas e as salas climatizadas também estão circundados por um retângulo com linhas pontilhadas de cor roxa.

5. METODOLOGIA

A determinação da carga térmica do processo é o passo inicial para determinação da capacidade de refrigeração do sistema, conforme o resultado, a quantidade e a escolha dos compressores que operam são diferentes.

A quantidade de calor necessária para refrigeração dos tanques fermentadores e maturadores é determinada através de um diagrama de simultaneidade, para se ter uma ideia a cada 12 horas um tanque entra em fermentação e até a cerveja estar pronta demora 11 dias.

Todas as propostas foram analisadas na carga térmica máxima, o cálculo da potência total de compressão para o sistema original foi determinado usando a carga máxima e com o auxílio das curvas características dos compressores Mycom e Sabroe (temperatura de evaporação -8°C e de condensação 35°C). O diferencial de temperatura para o sub-resfriamento do condensador foi considerado de 5K enquanto do superaquecimento foi considerado de 10K.

Com a utilização do *software* Coolpack, 2001, e sabendo a carga térmica, a potência total de compressão, as temperaturas de sub-resfriamento e superaquecimento, e a temperatura de entrada do condensador é possível determinar qual é a quantidade de calor total que deve ser retirada na condensação (no Apêndice A é possível visualizar a interface do Coolpack).

Na proposta referente à divisão dos regimes de operação, partindo do valor da carga térmica e com o auxílio das curvas características dos compressores Mycom e Sabroe (temperaturas de evaporação -8°C e -3°C e de condensação 35°C), determina-se a nova potência total para compressão.

Na proposta referente à escolha da temperatura de condensação em períodos pré definidos necessita-se encontrar o fator de correção mínimo. O fator de correção F_c mínimo foi determinado dividindo a quantidade de calor total que deve ser retirada na condensação pela quantidade nominal máxima dos condensadores na temperatura de bulbo úmido de 24°C e temperatura de condensação de 35°C .

A temperatura de condensação ideal encontrada através do fator de correção mínimo, não é necessariamente a usada, pois todo sistema de refrigeração tem uma temperatura de condensação mínima em que o sistema entra em um desequilíbrio. Segundo, Love et alli, 2005, “é razoável como ponto de partida que o *set point* ótimo de pressão de descarga corresponda a um temperatura de condensação cerca de 10°C a 15°C acima da temperatura de bulbo úmido do ambiente”. A temperatura de condensação mais baixa definida foi de 28°C que está 10°C acima da temperatura de bulbo úmido máxima encontrada para o período onde foi definida essa temperatura de condensação.

Para determinar a redução de potência do sistema de refrigeração foram exportados dados da temperatura de bulbo úmido medidos hora a hora durante um ano, para uma planilha Excel. Na planilha Excel, juntamente com os dados exportados usa-se as equações das curvas características

dos compressores e dos condensadores (temperaturas de evaporação -8°C e -3°C e temperaturas de condensação 28°C , 31°C , 33°C , 34°C) e com as temperaturas de condensação definidas, simula-se para cada hora qual é a potência total na compressão. A economia do sistema de refrigeração finalmente é medida fazendo a média da potência absorvida pelo compressor e pelo condensador e comparando-se ao sistema original.

6. RESULTADOS E ANÁLISES

As duas propostas escolhidas de economia são as mais econômicas porque a divisão dos regimes de operação na evaporação não tem nenhum gasto pois, conforme se pode visualizar no Apêndice II, a tubulação para o sistema a -3°C já existe, assim a ação seria fechar as válvulas manuais de forma a isolar os circuitos e aumentar o *set-point* da pressão de sucção para os compressores que fazem parte do sistema a -3°C .

A definição da temperatura de condensação para períodos pré-definidos também é uma proposta sem qualquer custo porque a única ação é mudar o *set-point* da pressão de descarga dos sistemas de refrigeração. Dessa maneira, as propostas proporcionam um retorno imediato.

A cada 12 horas, um novo tanque está cheio e assim sofre os processos descritos na Tabela 6.1. A carga térmica para os tanques fermentadores e maturadores foi calculada pela equação (4.15) com os valores de grau Plato de uma fermentação normal presentes na Tabela 6.1 mais a perda para o ambiente. No diagrama de simultaneidade utilizando todos os 30 tanques e somando as potências a cada 12 horas determinou-se que a taxa de transferência de calor máxima é 1178 kW.

Tabela 6.1 – Carga térmica de um tanque fermentador e maturador

CARGA TÉRMICA GERADA DURANTE A FERMENTAÇÃO / RESFRIAMENTO/TRASFEGA E MATURAÇÃO						
HG - $17,5^{\circ}$ PLATO				Carga Térmica (kW)		Etapas do Processo
Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	HORA	$^{\circ}$ Plato	Densidade (kg/m ³)	Tanque 510 m ³		
				Volume de Mosto 442m ³		
9,0	0	17,5	1066	0		Enchimento
9,0	12	17	1066	32,20		Fermentação
9,0	24	16,2	1064	51,42		Fermentação
9,0	36	14,9	1061	83,32		Fermentação
9,0	48	13	1055	121,09		Fermentação
9,0	60	11,5	1048	94,96		Fermentação
9,0	72	10	1042	94,42		Fermentação
9,0	84	8,8	1034	74,95		Fermentação
9,0	96	7,6	1028	74,52		Fermentação
14,0	108	6,5	1022	67,91		Fermentação
14,0	120	5,3	1018	73,79		Fermentação
14,0	132	4,5	1015	49,05		Fermentação
14,0	144	3,8	1014	42,88		Fermentação
14,0	156	3,71	1013	5,51		Fermentação
14,0	168	3,64	1013	4,28		Fermentação
14,0	180	3,6	1012	2,45		Fermentação
-1,0	192	3,58	1013			FERMAT
-1,0	204	3,5	1013	4,65		Maturação
-1,0	216	3,5	1013	4,65		Maturação
-1,0	228	3,5	1013	4,65		Maturação
-1,0	240	3,5	1013	4,65		Maturação
-1,0	252	3,5	1013	4,65		Maturação
-1,0	264	3,5	1013	4,65		Maturação
Total(dias):		11,0				

Na Tabela 6.2 visualiza-se a carga térmica discretizada para todo o sistema de refrigeração. A carga térmica total para o sistema é de 6015 kW.

Tabela 6.2 - Carga térmica total

Sistema com temperatura de evaporação -8°C (Regime: -8°C/+35°C)					
Quantidade	ÁREA/EQUIPAMENTO	Vazão (L/s)	Temperatura de entrada (°C)	Temperatura de saída (°C)	Q (kW)
CENTRIFUGAÇÃO					
1	Resfriador de cerveja Centrifugada (FERMAT 1), com etanol	11,11	14,0	-1,5	727,71
1	Resfriador de cerveja Centrifugada (FERMAT 2), com etanol	11,11	14,0	-1,5	727,71
ADEGA DE FERMENTO					
2	Resfriadores de Fermento a Placas	1,11	14,0	2,0	111
FILTRAÇÃO					
1	Resfriador de cerveja Filtração I - Blendagem Pré	11,11	2,0	-1,5	159,39
1	Resfriador de cerveja Filtração II - Blendagem Pré	11,11	2,0	-1,5	159,39
AR CONDICIONADO					
1	Ante - Câmara - Mipal MI 029				3,02
3	Adega de Lúpulo - Mipal HD-15				85,42
3	Adega de Chopp - Mipal HDL-14				49,86
1	Sala de Painéis - Brassagem - Mipal MI 050				5,67
1	Sala de Painéis - Adegas F/M - Mipal MI 050				5,67
1	Sala de Painéis - Filtração - Mipal MI 050				5,67
1	Sala de Painéis - TP's - Mipal MI 050				5,67
2	Sala de Controle - Processo - Mipal MI 029				6,04
1	Salas de Controle - Utilidades - Mipal MI 029				3,02
TANQUES FERMENTADORES E MATURADORES					
1	Amônia Líquida Baixa Pressão Bombeada (Adegas Fermentação e Maturação) obtidas do diagrama de perfil de simultaneidade de cargas.				1.178
Carga Total:					3.233
Sistema com temperatura de evaporação -3°C (Regime: -3°C/+35°C)					
Quantidade	ÁREA/EQUIPAMENTO	Vazão (L/s)	Temperatura de entrada (°C)	Temperatura de saída (°C)	Q (kW)
1	Sistema de Água Gelada para resfriamento de Mosto	13,72	26,0	2,0	1.378
1	Sistema de Água Desaerada Gelada para Carbonatação (ALDOX 400)	11,11	32,2	2,0	1.404
Carga Total:					2.782
Carga Térmica Total do Sistema de Refrigeração					6.015

Conclui-se que para suprir a demanda de 6015 kW é necessário que estejam ligados três compressores parafusos e um compressor Sabroe com a capacidade de 75%. A potência total necessária dos compressores é de 1541 kW. A capacidade de refrigeração e a potência total foram calculadas pelas equações (4.1), (4.2), (4.5), (4.6), (4.7) e (4.8) usando a temperatura de condensação de 35°C.

Dependendo das condições externas e da temperatura de condensação, verifica-se que em certas condições é necessário que os onze condensadores evaporativos estejam em operação.

Na divisão em dois regimes de operação na evaporação, no circuito a -8°C, a carga térmica é de 3233 kW. Para transferência de toda essa carga térmica é necessário um compressor parafuso a

plena carga e outro parafuso com uma carga parcial. A potência absorvida por esses compressores é de 861 kW. A capacidade de refrigeração e a potência total foram calculados pelas equações (4.1), (4.2), (4.5), (4.7), (4.8) e (4.11) na temperatura de condensação de 35°C.

No circuito -3°C, a carga térmica é de 2782 kW. Para a transferência de toda essa carga térmica é necessário um compressor parafuso a plena carga e um compressor alternativo com a carga parcial de 75% o que representa uma potência usada de 634 kW. A capacidade de refrigeração e a potência total foram calculadas pelas equações (4.3), (4.4), (4.6), (4.9), (4.10) e (4.11) na temperatura de condensação de 35°C.

O sistema com a divisão dos regimes de operação possui a mesma temperatura de bulbo úmido e transfere-se a mesma quantidade de calor para os condensadores e evaporadores que da situações original, sendo assim calcula-se uma redução média anual de 3% da potência.

A definição de uma lógica com diversos *set-points* de pressão ou temperatura de condensação em função dos diversos períodos (dia/noite, inverno, verão, outono e primavera), é a outra proposta de redução do consumo de energia. Conforme o gráfico da Figura 6.1, define-se que é conveniente separar o dia em dois períodos, dia e noite para definição dos *set-point*, o dia definido das 9 h até 21 h e a noite definido como das 22 h até 8 h. No gráfico da Figura 6.2, conclui-se que a divisão do ano em dois períodos, verão e inverno, para definição dos *set-points*, oferece vantagens significativas e não compromete em nada no funcionamento do ciclo de refrigeração, o verão é definido como sendo de 1 de novembro até 30 de abril e o inverno como sendo entre 1 de maio e 31 de outubro.

Variação da temperatura de bulbo úmido ao longo de um dia

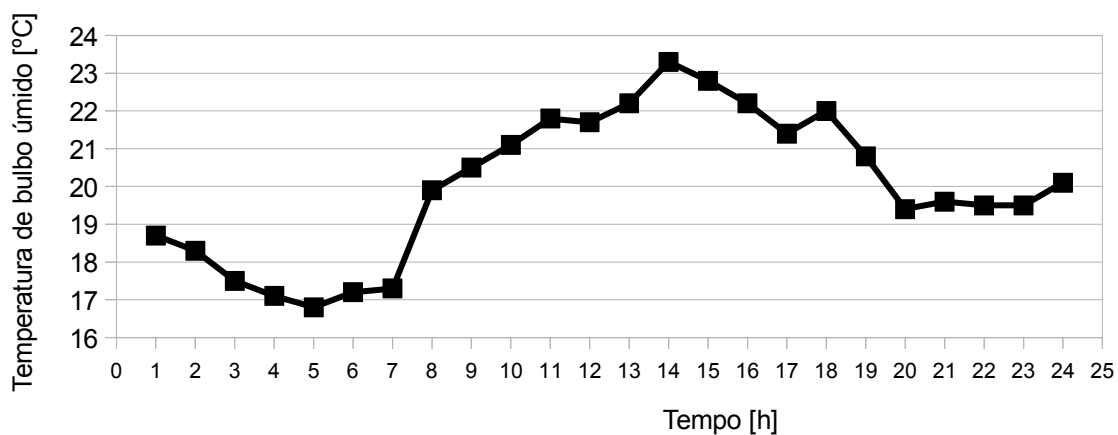


Figura 6.1 – Temperatura de bulbo úmido ao longo de um dia

O fator de correção para que todos os onze condensadores evaporativos sejam usados é de 0,786, a linha verde dos gráficos das Figuras 6.3, 6.4, 6.5 e 6.6 é a temperatura de condensação determinada pela equação (4.12) e a linha rosa é a temperatura de condensação selecionada para os períodos.

Temperatura de bulbo úmido no período diurno ao longo de um ano

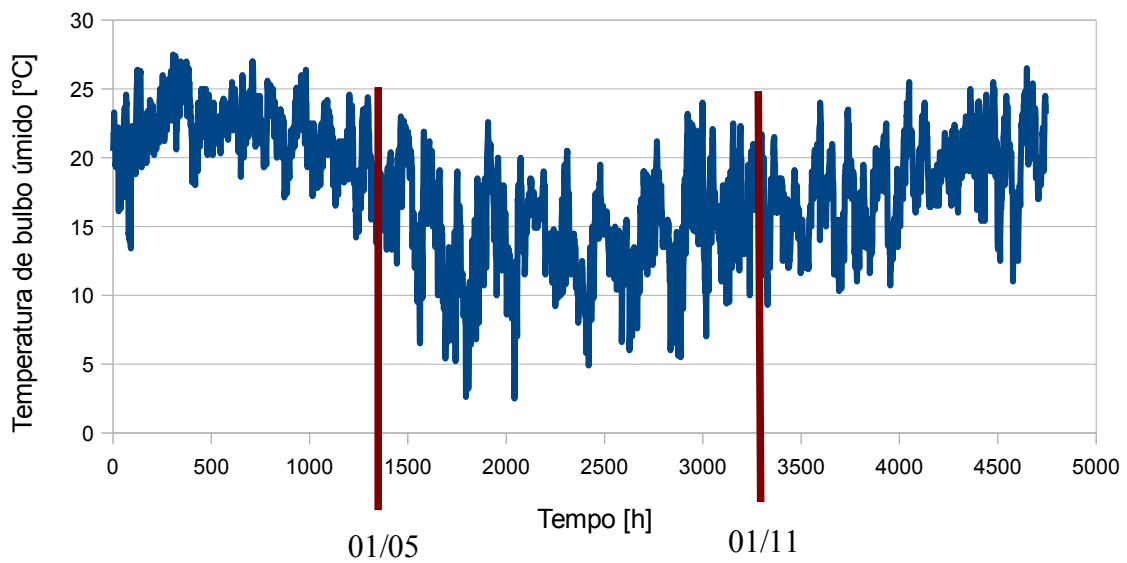


Figura 6.2 – Variação da temperatura de bulbo úmido no período diurno durante um ano

Temperatura de condensação no período diurno do verão

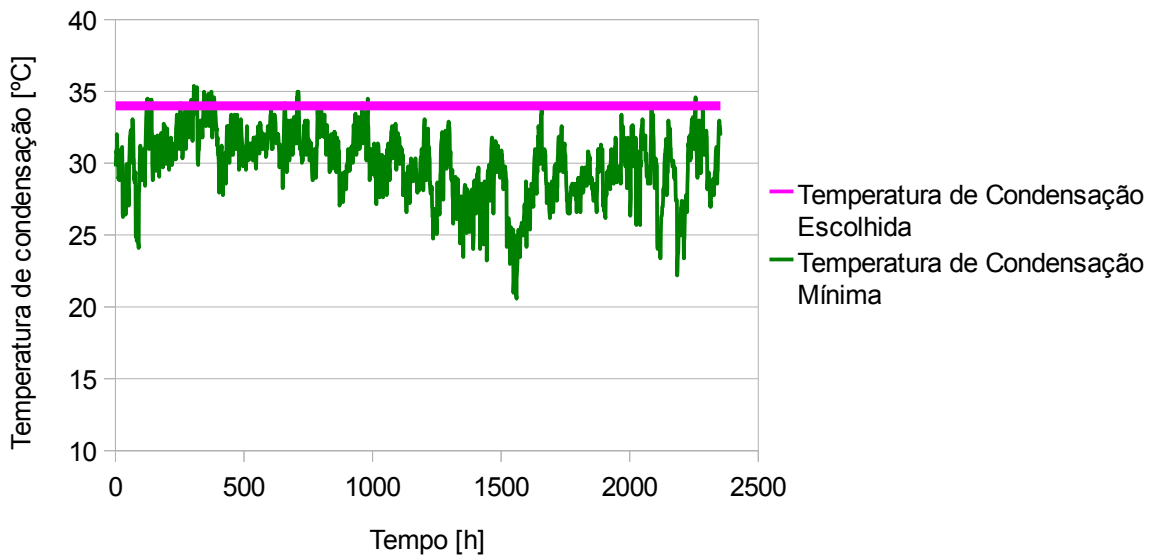


Figura 6.3 – Período diurno do verão

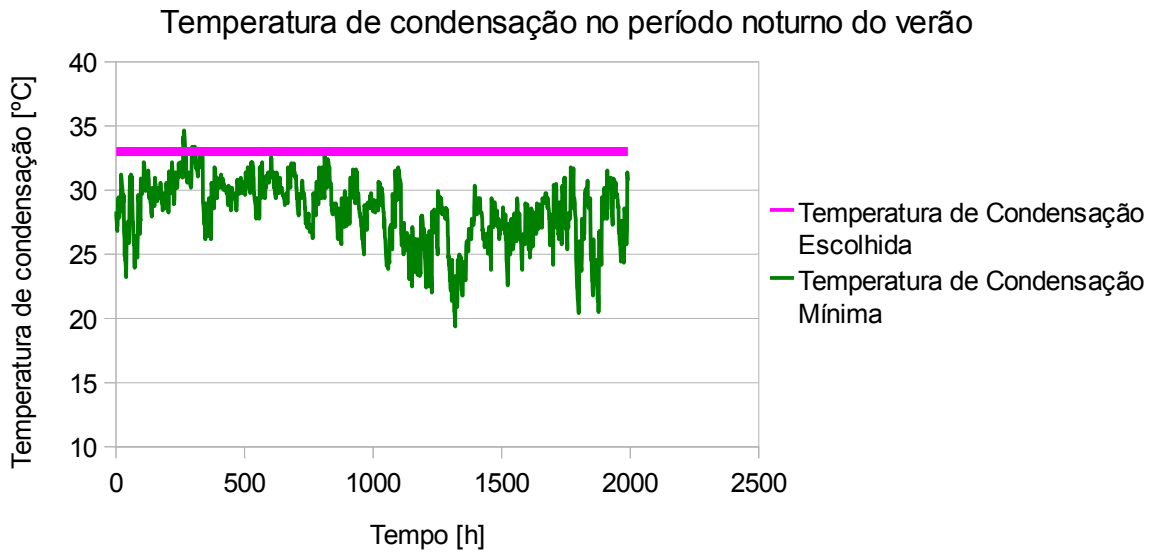


Figura 6.4 – Período noturno do verão

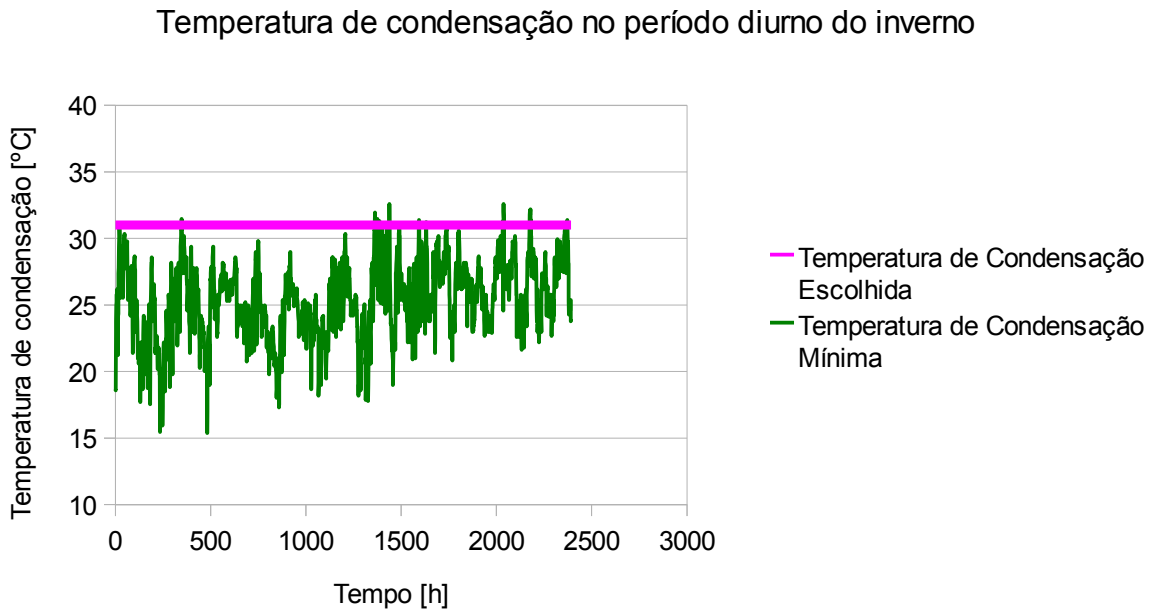


Figura 6.5 – Período diurno do inverno

Temperatura de condensação no período noturno do inverno

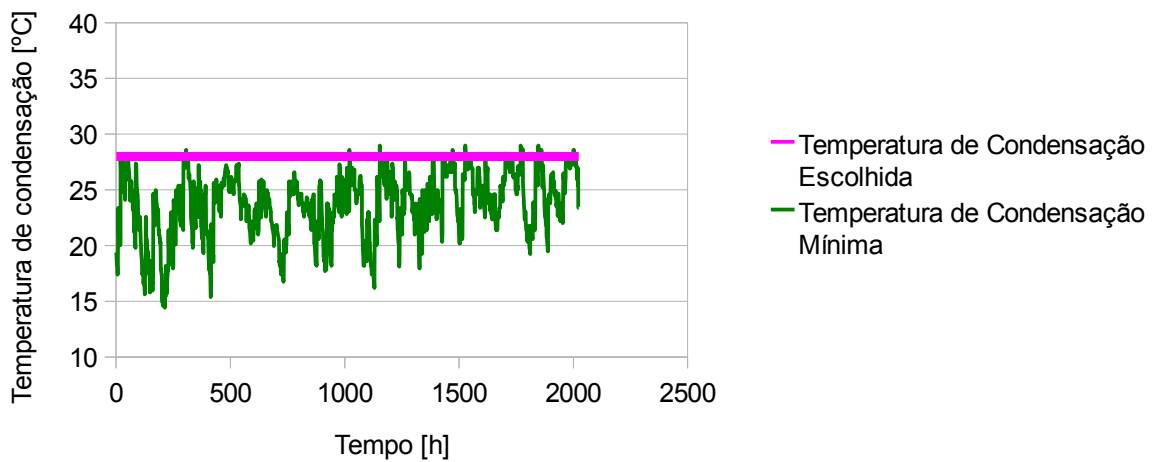


Figura 6.6 – Período noturno do inverno

Na Tabela 6.3 observam-se as temperaturas de condensação para os períodos que foram definidos nos gráficos.

Tabela 6.3 – Temperatura de condensação definida para os períodos

estação do ano	temperatura de condensação diurno[°C]	temperatura de condensação noturno[°C]
verão	34	33
inverno	31	28

Substituindo as novas temperaturas de condensação nas equações (4.1), (4.2), (4.3), (4.4), (4.7), (4.8), (4.9) e (4.11). A nova potência média do compressor é de 1340 kW. A potência do ciclo de refrigeração da situação com divisão dos regimes de evaporação comparado com a proposta de melhoria definindo *set-point* das temperaturas de condensação tem uma redução média de 8% da potência. A redução acumulada de potência de compressão é de 11%.

7. CONCLUSÕES

As modificações propostas mostraram-se ser muito vantajosas, pois foi possível alcançar uma economia da potência absorvida de 11%.

A separação de regimes de evaporação é uma medida bastante viável, pois como a tubulação já existe, o custo inicial é zero.

A temperatura ótima de condensação determinada para certos períodos oferece economia excelente e o retorno financeiro também é imediato. Com a instalação de uma estação meteorológica e um sistema automático de atuação na temperatura de condensação dos condensadores, a economia seria maior.

Além dessas modificações, a correta manutenção do sistema de refrigeração também é fundamental para que o ciclo se mantenha eficiente. A eliminação de água misturada na amônia, a eliminação dos gases incondensáveis, a estanqueidade das tubulações e dos equipamentos, a lubrificação dos equipamentos e a limpeza periódica dos condensadores evaporativos são algumas das ações que ajudam na conservação do sistema.

Um estudo mais detalhado dos evaporadores, certamente agregaria mais economia, pois um aumento de 0,1 bar da pressão de evaporação aumenta em 3% a eficiência do ciclo de refrigeração.

Enfim, a cada dia procura-se utilizar da melhor forma a energia que é disponível porque os recursos cada vez mais são escassos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLENGE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL LTDA; **“Catálogo de Equipamentos”**, Porto Alegre, Brasil, 2011.

COOLPACK, Version 1.49. (www.ipu.dk). Acessado 25/10/2011.

JOHSON CONTROLS INC. **“Catálogos de equipamentos Sabroe”**, São Paulo, Brasil, 2011.

KUNZE, W.; **“Tecnología para Cerveceros y Malteros”**, VLB Berlim, 1ª edición, 2006.

LOVE, R. J., CLELAND, D. J., MERTS I., EATON B. **“What is the Optimum Compressor Discharge Pressure Set-point for Condensers?”**, Massey University, Centre for Postharvest and Refrigeration Research, Palmerston North, 2005.

MYCOMW, **Software da Mayekawa 4.11, 2011** (www.refrigeration-engineer.com). Acessado 25/10/2011.

OPPITZ, E. F. **“Dimensionamento de desuperaquecedor e subresfriador em um Condensador evaporativo”**, Trabalho de Conclusão - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Escola de Engenharia. Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre, 2009.

SILVEIRA, R. G. **“Análise Térmica de Sistema de Refrigeração Direta em Fermentadores Cilíndricos”**, Trabalho de Mestrado – Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. Curso de Engenharia Mecânica, Bauru, 2009.

STOECKER, W. F., JABARDO, J. M. S. **“Refrigeração Industrial”**, Edgard Blucher, 2ª edição, 2002.

Anexo I – Curva característica do Compressor SMC 8-180

COMPRESSOR
type SMC 8-180

R 717

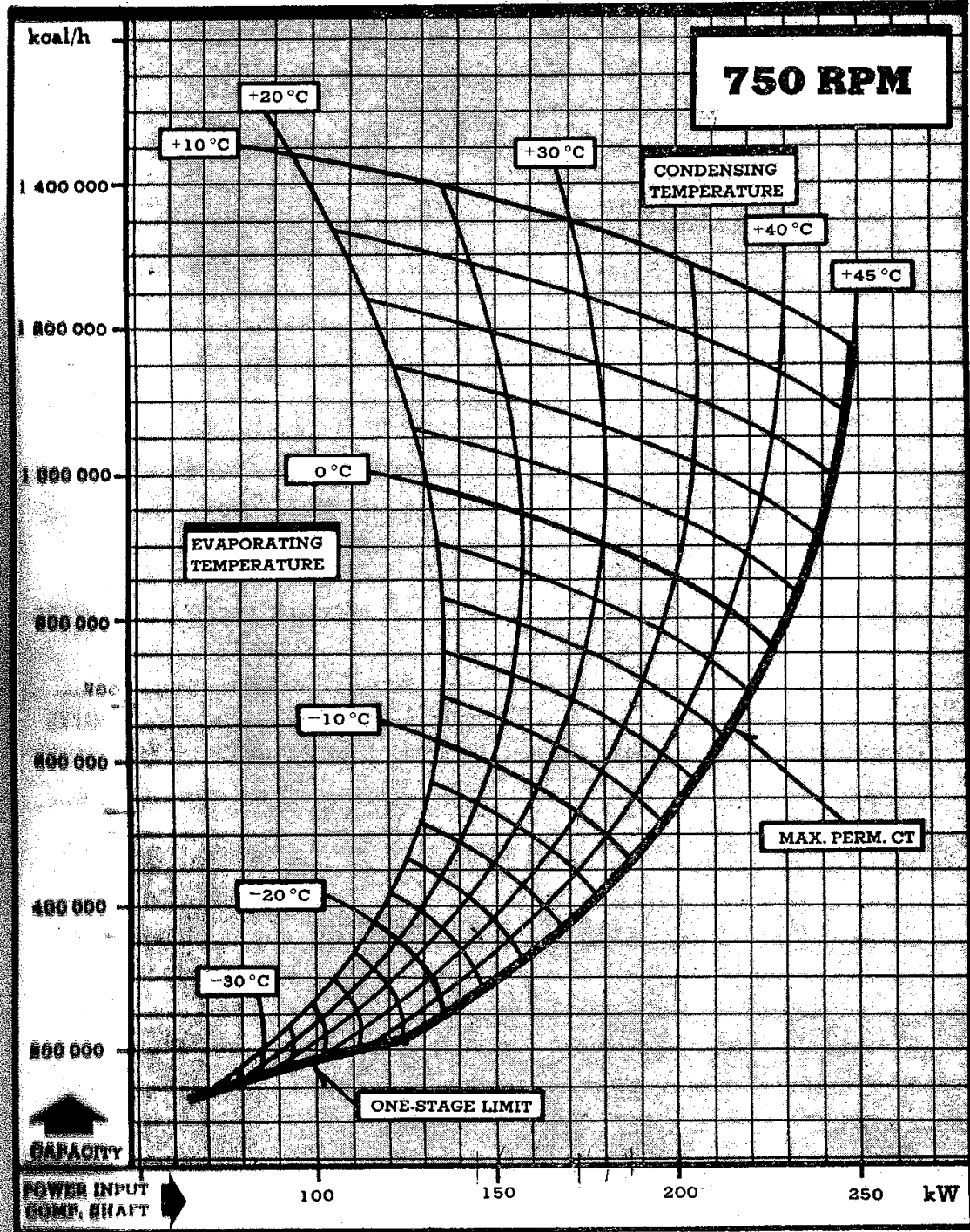


Figura A.1 - Curva Característica Compressor Sabroe

ANEXO II – CATÁLOGOS MIPAL

Modelo HD e HDL (Potência em kcal/h)

Tabela B.1 – Catálogo de Evaporadores Mipal modelo HD e HDL(Potência em kcal/h)

HD	Temperatura de evaporación en °C										
	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
1	1900	1800	1750	1650	1600	1480	1370	1260	1150	1030	860
2	2900	2750	2650	2500	2400	2200	2000	1850	1700	1530	1280
3	3800	3630	3500	3350	3200	2900	2700	2500	2300	2070	1730
4	4800	4550	4400	4200	4000	3700	3400	3100	2900	2610	2190
5	5800	5500	5300	5000	4800	4400	4000	3700	3400	3060	2570
6	7800	7400	7100	6700	6400	5900	5500	5000	4600	4140	3470
7	9000	8600	8200	7800	7400	6800	6300	5800	5300	4770	4000
8	10000	9500	9100	8600	8200	7600	7000	6400	5900	5310	4460
9	12000	11400	10900	10400	9900	9200	8500	7800	7100	6390	5360
10	13300	12700	12100	11500	10900	10100	9400	8600	7900	7110	5970
11	15900	15200	14500	13800	13100	12100	11200	10300	9400	8460	7100
12	18300	17400	16600	15800	15000	13900	12900	11900	10900	9810	8240
13	20100	19200	18300	17400	16500	15300	14200	13100	12000	10800	9070
14	24000	22900	21900	20800	19800	18400	17000	15600	14300	12870	10800
15	27500	26300	25100	23900	22700	21000	19500	17900	16400	14760	12400
16	32000	30600	29300	27900	26600	24700	22900	21000	19200	17280	14500
17	36800	35200	33600	32000	30400	28200	26100	24000	21900	19710	16550

HDL	Temperatura de evaporación en °C										
	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
1	1260	1220	1190	1150	1100	1070	1020	960	860	770	650
2	1890	1830	1780	1720	1600	1580	1520	1440	1300	1170	980
3	2520	2440	2370	2300	2200	2120	2030	1920	1700	1530	1280
4	3150	3060	2970	2880	2700	2640	2540	2400	2100	1890	1580
5	3780	3670	3560	3450	3300	3170	3050	2800	2500	2250	1890
6	5080	4930	4790	4640	4400	4250	4100	3900	3400	3060	2570
7	5830	5670	5500	5340	5100	4920	4700	4460	4000	3600	3020
8	6480	6300	6120	5930	5700	5450	5240	4960	4450	4000	3360
9	7790	7560	7340	7120	6800	6580	6290	5950	5300	4770	4000
10	8630	8380	8130	7890	7600	7250	6970	6550	5900	5300	4450
11	10300	10000	9760	9460	9100	8700	8350	7900	7000	6300	5290
12	11860	11520	11180	10840	10400	10000	9580	9000	8100	7290	6120
13	13000	12660	12290	11920	11400	11000	10530	9900	8900	8000	6720
14	15600	15200	14750	14300	13800	13200	12630	11900	10700	9600	8060
15	17900	17400	16900	16370	15700	15100	14460	13600	12200	10900	9150
16	21000	20400	19800	19200	18400	17700	16950	15900	14400	12900	10800
17	23900	23250	22500	21800	21000	20200	19300	18200	16400	14700	12340

Modelo MI (Potência em W)

Tabela B.2 – Catálogo de Evaporadores Mipal modelo MI(Potência em W)

Modelo	Área m²	Temperatura de Evaporación						
		-40 -40	-22 -30	-4 -20	14 -10	23 -5	32 0	41 5
14	4,41	1234	1339	1398	1442	1511	1610	1679
19	5,88	1545	1677	1751	1805	1892	2017	2103
29	8,82	2467	2678	2796	2883	3022	3220	3359
32	11,76	3090	3354	3502	3611	3784	4033	4207
43	13,23	3701	4017	4194	4325	4532	4831	5038
50	17,64	4635	5031	5253	5416	5676	6050	6310
58	17,64	4934	5356	5592	5766	6043	6441	6718
72	23,52	6180	6707	7004	7222	7569	8067	8414
90	29,40	7725	8384	8755	9027	9461	10084	10517
108	35,28	9270	10061	10506	10833	11353	12100	12620
114	41,16	10815	11738	12257	12638	13245	14117	14724
144	47,04	12360	13415	14008	14444	15137	16134	16827

Watts

APÊNDICE I – INTERFACE COOLPACK

O programa Coolpack foi usado para determinação da potência de condensação.

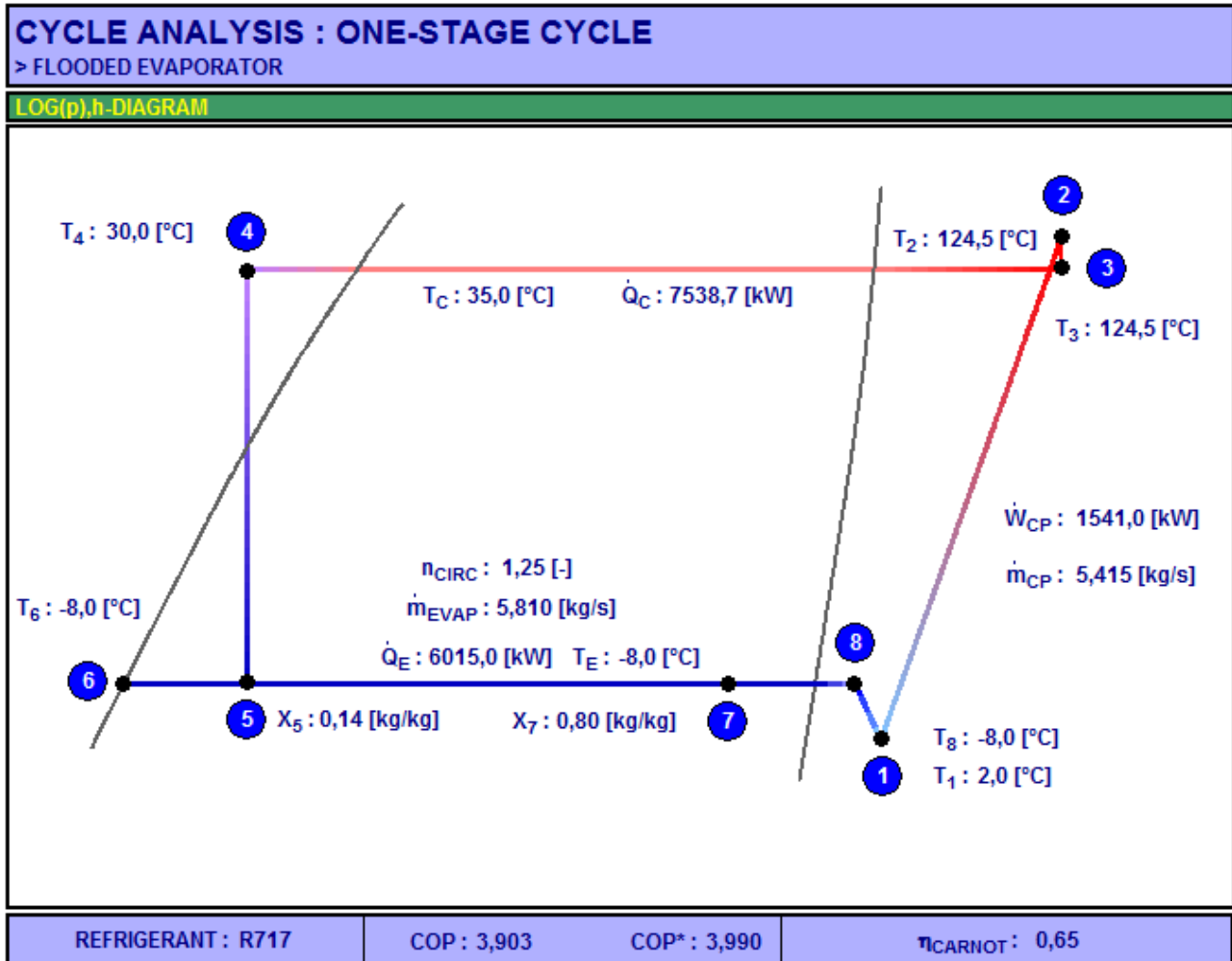


Figura A.2 – Interface Coolpack

APÊNDICE II – DIAGRAMA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO ESTUDADO

