

SECRET

UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE CIÊNCIAS AGRÁRIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PESCA

TENTATIVA DE CÁLCULO PARA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA USANDO A AMÔNIA COMO REFRIGERANTE.

José Stênio Pinheiro

Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia de Pesca do Centro de Ciências Agrárias da Universidade Federal do Ceará, como parte das exigências para a obtenção do título de Engenheiro de Pesca.

MONOG.
GRAD.
36

FORTALEZA - CEARÁ - BRASIL
1976

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

P72t Pinheiro, José Stênio.
Tentativa de calculo para instalação frigorífica usando a amônia como refrigerante / José Stênio Pinheiro. – 1976.
32 f.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Ciências Agrárias, Curso de Engenharia de Pesca, Fortaleza, 1976.
Orientação: Prof. Masayoshi Ogawa.

1. Produtos pesqueiros - Preservação. 2. Instalação frigorífica. I. Título.

CDD 639.2

JOSE STENIO PINHEIRO

PROF. AUX. ENS. MASAYOSHI OGAWA
- Orientador -

COMISSÃO EXAMINADORA

PROF. COLAB. IVO ALENCAR DE FREITAS
- Presidente -

PROF. COLAB. CARLOS GERMINIANO N.COELHO

Visto:

PROF. ASS. GUSTAVO HITZCHKY F. VIEIRA
Chefe do Departamento de Engenharia de Pesca

PROF. ADJ. MARIA IVONE MOTA ALVES
Coordenadora do Curso de Engenharia de Pesca

AGRADECIMENTOS

Externamos nossos relevantes agradecimentos ao Prof. Masayoshi Ogawa pela segura orientação e assistência assídua no presente trabalho.

Aos meus pais e irmãos que muito me incentivaram.

À professora Dra. Edna Furtado Ogawa pela ajuda prestada.

Ao Dr. Tacano, engenheiro técnico da MYCOM do Brasil, pelos ensinamentos competentes neste trabalho.

Ao amigo Ricardo Lincoln Barreira, pelo esforço dispensado na realização deste trabalho.

A Luís Osmar Pinheiro, Antonio Carneiro Brasil e Inêz Medeiros de Souza pelos trabalhos de mimeografia e datilografia.

Aos técnicos de "Tecnologia do Pescado" do Laboratório de Ciências do Mar.

TENTATIVA DE CÁLCULO PARA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA USANDO A AMÔNIA COMO REFRIGERANTE.

José Stênio Pinheiro

INTRODUÇÃO

A preservação de produtos pesqueiros pela ação do frio tem tido grande desenvolvimento nos últimos anos.

No nordeste brasileiro, este método de conservação vem substituindo a salga e a secagem, o que permite ao consumidor obter o pescado fresco.

O presente trabalho, que tem por objetivo o aperfeiçoamento de disciplina de Tecnologia do Frio e do Calor, consta da construção de um pequeno entreposto, localizado em regiões onde a pesca se faz artesanalmente, no qual serão beneficiados camarões e pequenas quantidades de peixes.

Foram calculadas as capacidades e dimensões das diversas instalações frigoríficas tanto na teoria quanto na prática.

MÉTODOS E CÁLCULOS

Este pequeno entreposto de pescado inclui os seguintes princípios:

- 1 - Uma câmara de resfriamento
Capacidade : 20 ton.
Temperatura : 0°C a 5°C
- 2 - Um tunel de congelamento
Capacidade : 10 ton/dia
~~Temperatura : - 25°C~~
Sistema : "air blast"
(circulação de ar forçado)
- 3 - Uma câmara de estocagem
Capacidade : 250 ton
Temperatura : - 20°C

É utilizado nesta instalação frigorífica, refrigerante NH₃, considerando-se aplicação de simples e duplo estágio.

4 - Um salão de beneficiamento com dimensões de 25x10m, tendo neste uma máquina classificadora de camarão e uma mesa de tratamentos (filetagem ou evisceração) de peixe, podendo este sistema ser adaptado para descascamento de camarão.

A figura 1 mostra uma planta baixa destacando as dependências acima citadas e outras que venham a surgir.

Câmara de Resfriamento

Dimensões da Câmara

Para se determinar as dimensões da câmara recorreremos à capacidade média, em quilogramas, dos monoblocos plásticos, como também suas áreas e volumes. Cada monobloco comporta 15,62 kg de produto, necessitando-se então de 1.280 monoblocos.

Cálculo da área e volume ocupado pelos monoblocos:

dimensão do monobloco: 0,60 x 0,56 x 0,20m

S_m - área do monobloco: 0,336m²

V_m - volume do monobloco: 0,0672m³

V_t - volume total ocupado pelos monoblocos com produto:
86,01m³.

Para facilitar o manuseio, usa-se uma altura de 1,60m, assim terão uma área de 53,75m². Sendo 12m de comprimento por 4,48m de largura.

Com base no volume total ocupado pelos monoblocos com produto, o volume da câmara (V_c) será:

$$\begin{aligned} V_c &= 12,0 \times 5,10 \times 2,40m \\ &= 146,88m^3. \end{aligned}$$

Para efeito de cálculo considera-se 2m³, o volume ocupado pelo evaporador e acessórios, por isso o volume do ar na câmara (V_{ac}) é igual:

$$V_{ac} = V_c - (V_t + 2) = 58,87m^3$$

Carga Térmica da Câmara

É a quantidade de calor em Kcal que deve ser retirada em 18 horas, a fim de manter dentro desta câmara uma temperatura de 0°C.

Há quatro fontes principais de calor a considerar:

Q₁- devido à penetração nas paredes por causa da diferença de temperatura entre o exterior e o interior.

Q₂- ocasionada pelo ar exterior que penetra na câmara.

Q₃- devido ao produto

Q₄- diversos (advindo de pessoas, iluminação, motores, etc.)

Carga térmica (QT) será a soma dos Q_1 a Q_4 :

$$QT = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (1)$$

Cálculo de Q_1

$$Q_1 = K.S.\Delta T \text{ (kcal/h)} \quad (2)$$

K - coeficiente de transmissão do calor ($\text{kcal/m}^2.\text{h}.\text{°C}$)

O valor de K depende do material isolante e da espessura (ver figura 2). A espessura do isolante é em função da temperatura interna da câmara. A figura 3 apresenta a parede da câmara.

Fórmula para determinação de K:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3)$$

Em que:

α_1 - transmitância de calor do ambiente e parede de fora, geralmente usa-se $20 \text{ kcal/m}^2.\text{h}.\text{°C}$

λ_2 - condutividade de calor do isolante isopor = $0,03 \text{ kcal/m}.\text{h}.\text{°C}$

δ_2 - espessura do isolante(m) = $0,1016\text{m}$

α_2 - transmitância de calor da parede interna e ambiente interno, geralmente usa-se $7 \text{ kcal/m}^2.\text{h}.\text{°C}$.

O valor de K não levando em consideração α_1 , $\frac{\delta_1}{\lambda_1}$ (impermeabilizante), $\frac{\delta_3}{\lambda_3}$ (reboco) e α_2 , porém daremos um acréscimo de 15% sobre Q_t , então $K = 0,29 \text{ Kcal/m}^2.\text{h}.\text{°C}$

S - área de parede (m^2)

ΔT - diferença de temperatura (°C)

Determinação de ΔT

$$\Delta T = T_a - T_i \quad (4)$$

$T\bar{a}$ - temperatura ambiente mais um fator de correção

T_i - temperatura interna da câmara.

Para efeito de cálculo, considera-se:

$$\text{ao lado} = T\bar{a} + 3^{\circ}\text{C} = T\bar{a} = 33^{\circ}\text{C}$$

$$\text{ao teto} = T\bar{a} + 8^{\circ}\text{C} = T\bar{a} = 38^{\circ}\text{C}$$

$$\text{ao piso} = T\bar{a} - 15^{\circ}\text{C} = T\bar{a} = 15^{\circ}\text{C}$$

~~$T\bar{a}$~~ - temperatura do bulbo seco, variando de região segundo tabela I.

Aplicando dados na fórmula (2) temos:

$$\text{ao lado } q_1 = 0,29(12 \times 2,40) \quad 33 \times 2 = 551,23$$

$$\text{ao lado } q_2 = 0,29(5,10 \times 2,40) \quad 33 \times 2 = 234,27$$

$$\text{ao teto } q_3 = 0,29(12 \times 5,10) \quad 38 \times 1 = 674,42$$

$$\text{ao piso } q_4 = 0,29(12 \times 5,10) \quad 15 \times 1 = 266,22$$

$$Q_1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 1.726,14 \text{ kcal/h}$$

Cálculo de Q_2

$$Q_2 = E.V. \frac{n}{h} \text{ (kcal/h)} \quad (5)$$

E - ar exterior que penetra na câmara por lm^3 (kcal/ m^3), valor obtido em função da temperatura interna, (tabela II).

V - volume da câmara (m)

n - nº de aberturas da porta (tabela III) em função do volume da câmara

h - horas de funcionamento

Aplicando os dados na fórmula (5), temos:

$$Q_2 = 28 \times 146,88 \times \frac{5,9}{18} = 1.348,03 \text{ kcal/h}$$

Cálculo de Q_3

$$Q_3 = M.cp (T_p - T_i) \frac{1}{h} \quad (6)$$

M - quantidade do produto (kg)

cp - calor específico do produto antes de congelar (kcal/kg.^oC), segundo tabela IV.

Tp - temperatura do produto antes de entrar na câmara (^oC)

Ti - temperatura interna da câmara (^oC)

Aplicando dados na fórmula (6), temos:

$$Q_3 = 15.000 \times 0,84 \cdot (10 - 0) \times \frac{1}{18} = 7.000 \text{ kcal/h}$$

Apesar da capacidade da câmara ter sido calculada para 20 ton, está sendo utilizada apenas para 15 ton. O calor específico acima é Q_3 , foi calculado pela média entre os calores específicos de peixes e de camarões.

Cálculo de Q_4

Q_{4a} : devido a iluminação

$$Q_{4a} = 0,860 \cdot W \cdot X \cdot Y / h \quad (7)$$

W - potência da lâmpada (w)

X - quantidades de lâmpadas (para cada 25m de área adota-se uma lâmpada de 100W).

Y - horas de luz

h - horas de funcionamento da câmara

Então:

$$Q_{4a} = 0,860 \times 100 \times 2 \times 3 / 18 = 28,66 \text{ kcal/h}$$

Q_{4b} : devido a pessoas

$$Q_{4b} = N \cdot Z_n \cdot Q_m / h \quad (8)$$

N - nº de pessoas (tabela V)

Z_n - nº de horas de permanência na câmara

Q_m - calor emitido por pessoa

$$Q_m = 5(47 - T_i) \quad (9)$$

Então:

$$Q_{4b} = 1 \times 3 \times 235/18 = 39,16 \text{ Kcal/h}$$

Q_{4c} : devido ao motor do ventilador

$$Q_{4c} = c \cdot q \quad (10)$$

c - potência do motor em HP

q - liberação de calor pelo motor (kcal/HP)

Para determinar Q_{4c} , faz-se a somatória dos: $Q_1+Q_2+Q_3+Q_{4a}+Q_{4b}$ dá-se um acréscimo de 20% e encontra-se o valor de Q_{4c}

$$Q_t = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{4a} + Q_{4b}) \times 1,2 \quad (11)$$

Então: $Q_t = 10.141,99 \times 1,2 = 12.170,38 \text{ kcal/h}$ ou 3,66 RT.

Cálculo da vazão do ar no evaporador Ψ ($\text{m}^3/\text{min} \cdot \text{RT}$)

$$c = \Psi = \frac{RT \times v_a (\text{m}^3/\text{kg})}{(i_{s1} - i_{s2}) \times 60}$$

v_a - volume específico do ar no interior da câmara, correspondendo à temperatura interna (tabela VI).

i_{s1} - entalpia (kcal/kg) do ar no interior da câmara, correspondendo à temperatura interna (tabela VI).

i_{s2} - entalpia (kcal/kg) do ar no interior da câmara, correspondendo à temperatura do ar na saída do evaporador (tabela VI).

Então:

$$\Psi = \frac{3320 \times 0,7738}{(2,253 - 1,424) \times 60} = 51,64 \text{ m}^3/\text{min} \cdot \text{RT}$$

para cada RT precisa-se de $51,64 \text{ m}^3/\text{min}$., então para 3,66 RT são necessários $11.340 \text{ m}^3/\text{h}$ de ar (figura 4). Com esta vazão segundo as tabelas 7 e 8 encontra-se as características de ventiladores e a potência de seu motor.

Características do ventilador

tipo va 050

saída livre: $11.250 \text{ m}^3/\text{h}$

pressão: 17mmH₂O

diâmetro: 560mm

rotação : 1700 rpm

60 ciclos

máxima força abs.: 0,89 HP

Usam-se 2 motores de 1 HP

Então aplicando-se a fórmula (10), temos:

$$Q_c = 2 \times 642 \times 1/0,8 = 1.605 \text{ Kcal/h}$$

Fazendo-se a devida correção:

$$\begin{aligned} Q_t &= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{4a} + Q_{4b} + Q_{4c} \quad (13) \\ &= 10.141,99 + 1605 = 11.746,99 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

Fazendo-se uma comparação com as fórmulas (11) e (13), verifica-se que a diferença em kcal/h é pequena, então os dados encontrados do ventilador são satisfatórios, porém dá-se um acréscimo de 15% na fórmula (13), como medida de segurança. Então a capacidade de refrigeração será de:

$$Q_t = 13.509,03 \text{ kcal/h}$$

Cálculo da vazão do ar no evaporador

Com capacidade de refrigeração de 13.509,03 kcal/h ou 4,07 RT, e sabendo-se que para cada RT, a vazão foi de 51,64m³ / min, então a vazão total será 3,49m³/seg.

Cálculo de velocidade do ar (v m/seg) no interior da câmara

$$v = \frac{\Psi \times X}{V_{ac}} \quad (14)$$

x = fator de correção

Então:

$$v = \frac{3,49 \times 3}{58,87} = 0,18 \text{ m/seg}$$

Cálculo do compressor

Sabendo-se que a capacidade de refrigeração é de 13.509,03 kcal/h ou 4,07 RT, com temperatura de evaporação (TE) de -15°C e condensação (T_c) a 35°C , usando-se um evaporador a ar forçado tubo seco, havendo um superresfriamento de 5°C no condensador.

Cálculo do volume do deslocamento, quantidade de refrigerante necessário e potência do compressor, sendo utilizado o Diagrama de Mollier (figuras 5 curva A).

De acordo com as fórmulas usuais, temos:

$$V = \frac{Q_t \times v_a}{n_v (i_A - i_C)} \quad (15)$$

$$Q_r = \frac{Q_t}{(i_A - i_C)} \quad (16)$$

$$B = \frac{V}{v_a} n_v \frac{(i_B - i_A)}{n_c n_H} \quad (17)$$

V - volume de deslocamento do compressor (m^3/h)

Q_t - capacidade de refrigeração (kcal/h)

v_a - volume específico do gás (m^3)

i_A - entalpia do vapor saturado seco na sucção de compressor - (kcal/kg)

i_C - entalpia do líquido super resfriado na saída do compressor (kcal/kg)

i_B - entalpia do vapor superaquecido na descarga do compressor (kcal/kg)

P_c - pressão de condensação (kg/cm^2 .abs.)

P_e - pressão de evaporação (kg/cm^2 .abs.)

n - coeficiente de eficiência volumétrica baseado na proporção de P_c/P_e , segundo tabela 9 encontra-se n_v correspondente.

Q_r - quantidade de refrigerantes na circulação (kg/h)

B - potência do compressor (Kw)

n_c - coeficiente de eficiência do compressão, depende da diferença de temperatura de condensação e a temperatura de evaporação, quanto maior T_c , menor n_c , segundo a tabela 10

n_m - coeficiente de eficiência mecânica, varia entre 80 a 95% , depende do fabricante.

Então pelas fórmulas de (15) a (17) temos:

$$V = \frac{13.509,03 \times 0,5037}{0,71 (397,12 - 133,84)} = 36,76 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_r = \frac{13.509,03}{(397,12 - 133,84)} = 51,61 \text{ kg/h}$$

$$B = \frac{36,76}{0,5087} \times 0,71 \frac{457 - 397,12}{0,85 \times 0,85} \frac{1}{860} = 4,94 \text{ Kw}$$

mas para efeito de segurança aumenta-se 10%, logo:

$$B = 5,43 \text{ Kw}$$

calcula-se as dimensões do compressor

$$V = \pi/4 \cdot D^2 \cdot L \cdot M \cdot N \times 60 \quad (18)$$

D - diâmetro do cilindro (m)

L - custo do piston (m)

M - nº de cilindros

N - rpm

considerando-se $D=L$, e segundo tabela 11 temos:

$$36,76 = 3,14/4 \times D^3 \times 2 \times 400 \times 60$$

$$D^3 = 0,00097558$$

$$D = 0,009941 \text{ m} \text{ ----- } 100 \text{ mm, com o valor acima en-}$$

contrado, determina-se as características do compressor.

$$100 \text{ mm} \times 100 \text{ mm} \times 2 \times 400$$

$$D \quad \times L \quad \times M \times N$$

Calcula-se a eficiência teórica (E_t) e ideal (E_i) do compressor;

$$E_t = \frac{i_A - i_C}{i_B - i_A} \quad (19)$$

$$E_t = \frac{397,12 - 133,34}{457 - 397,12}$$

$$E_t \approx 4,40$$

$$E_i = \frac{T_2}{T_i - T_2} = \frac{253}{303 - 253} = 5,16 - (20)$$

T_1 - temperatura absoluta de liquefação do refrigerante no condensador.

T_2 - temperatura absoluta de evaporação do refrigerante no evaporador.

Cálculo do Evaporador

A capacidade de evaporação $Q_e = Q_t$ é de 13.509.03 Kcal/h, utilizando-se evaporador ar forçado Unit Cooler figura 6 tubo aletado.

O valor de K é calculado pela fórmula $K_1 = 10 + 6 v$ - (21).

Usando-se uma velocidade do ar 3m/seg., determina-se o valor de K_L , mas 40% deste valor correspondente ao K (Aletado) então $K_A = 11,20 v$ Kcal/m² h°C

Cálculo de Δ_{T_m} :

O valor a encontrar é função da temperatura do ar T_i , T_e , T_{se} (temperatura do ar na saída do evaporador)

$$\Delta T_m = \frac{\Delta 1 - \Delta 2}{\ln \frac{\Delta 1}{\Delta 2}} \quad (22)$$

$$\Delta 1 = T_i - T_e = 15^\circ C$$

$$\Delta 2 = T_{se} - T_e = 13^\circ C$$

Então:

$$T_m = \frac{15 - 13}{\ln \frac{15}{13}} = 14,28^\circ C$$

Cálculo da área de evaporação (A_e)

$$A_e = \frac{Q_e}{K \Delta T_m} \quad (23)$$

$$= \frac{13.509,03}{11,20 \times 14,28}$$

$$= 84,46 \text{ m}^2$$

Cálculo do comprimento de tabulação, utilizando cano de 3/4" , tubo aletado, com passo de 10 mm, logo 1 m² corresponde a 0,66m, então uma área de 84,46 m², tem 55,74 m.

Cálculo do Condensador

A capacidade do Condensador (Qc) corresponde a capacidade de refrigeração mais trabalho do Compressor;

Então:

$$Q_c = Q_t + B$$

$$= 18,178,83 \text{ Kcal/h} \quad (24)$$

Utilizando-se condensador horizontal, a transmitância de calor pode variar de 600 a 950 Kcal/m² h °C, (de acordo com as normas padronizadas).

Cálculo da quantidade de água necessária,

$$\gamma = \frac{Q_c \times N_g}{(T_s - T_g)} \quad (25)$$

γ = quantidade de água l/h ou l/s

Qc = fórmula (24)

N_g = Coeficiente conforme figura 7

T_s : Temperatura de água na saída do Condensador (°C)

T_g : Temperatura de água na entrada do condensador (°C)

Então:

$$\gamma = \frac{18,178,83 \times 1,30}{(32 - 27)} = 4.276,50 \text{ l/h}$$

$$= 1,310 \text{ l/seg.}$$

Cálculos da área do cano de circulação de água, usando cano de aço de 1 1/4" com diâmetro interno (pela fórmula $\frac{\pi}{4} D^2$) a área de:

$$s = 7,91 \text{ cm}^2/\text{cm.}$$

Cálculo da velocidade de água (V m/seg.)

dentro de cano.

$$\frac{\gamma}{5} = \frac{1310}{7,91} = 1,66 \text{ m/seg} \quad (26)$$

Cálculo de ΔT_m em funções da temperatura, T_c , T_s , e T_g .

$$\Delta T_m = \frac{\Delta 1 - \Delta 2}{\ln \frac{\Delta 1}{\Delta 2}} \quad (27) \text{ ou figura 8.}$$

$$\Delta 1 = T_c - T_g, \quad \Delta 2 = T_c - T_s$$

Então:

$$\Delta T_m = \frac{8 - 3}{\ln \frac{8}{3}} = 5,10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de K ($\text{Kcal/m}^2\text{h, } ^\circ\text{C}$) baseado na velocidade da água no cano, e a condutividade da mesma, $\lambda = 0,001 \text{ Kcal/m, h } ^\circ\text{C}$, determina-se valor de K segundo figura 9.

$$K = 700 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Cálculo da área do Condensador (A_c) é:

$$A_c = \frac{Q_c}{K \Delta T_m} = \frac{13,173,83}{700 \times 5,10} = 5,09 \text{ m}^2 \quad (28)$$

Cálculo do comprimento da tabulação, tendo-se usado cano de $1\frac{1}{4}$ " de diâmetro interno e 42,25 mm de diâmetro externo, obtém-se então: $0,132\text{m}^2/\text{m}$ entretanto para um área de $5,09 \text{ m}^2$, temos 38,56 de comprimento.

Cálculo da capacidade da bomba d'água

Determine-se a capacidade da bomba d'água em função de quantidade de água necessária (m^3/h ou l/h) segundo catálogos de fabricantes.

Túnel de Congelamento

Dimensionamento:

O congelamento é feito em carrinhos com as seguintes dimensões:

0,88 x 1,70m com uma capacidade média de 270 kg, sendo necessários 7,40 carros, sendo que para efeito de cálculo considera-se 9 carros, então: V_{tp} (volume ocupado pelo produto e carrinho) = $7,54m^3$

Por isso as dimensões e volume do túnel serão:

$$\begin{aligned} V_t &= 4,50 \times 2,10 \times 2,50m \\ &= 23,62m^3 \end{aligned}$$

Para efeito de cálculo considera-se $2m^3$, volume ocupado pelo evaporador e acessórios, assim o volume do ar no túnel (V_{at}) será igual a:

$$\begin{aligned} V_{at} &= V_t - (V_{tp} + 2) \\ &= 14,08m^3 \end{aligned}$$

Carga térmica do túnel

Na determinação desta carga térmica, serão utilizadas fórmulas conforme aplicações em cálculos anteriores para câmara de resfriamento, sendo considerado 19 horas de funcionamento.

Cálculo de Q_1

$$K = 0,12 \text{ kcal/m h}^\circ\text{C}$$

$$\Delta T \text{ ao lado } \Delta T = 58^\circ\text{C}$$

$$\text{no teto } \Delta T = 63^\circ\text{C}$$

$$\text{no piso } \Delta T = 40^\circ\text{C}$$

Então:

$$q_1 = 0,12 (4,50 \times 2,50) 58 \times 2 = 156,60$$

$$q_2 = 0,12 (2,10 \times 2,50) 58 \times 12 = 73,08$$

$$q_3 = 0,12 (4,50 \times 2,10) 63 \times 1 = 71,44$$

$$q_4 = 0,12 (4,50 \times 2,10) 40 \times 1 = 45,36$$

$$Q_1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 346,48 \text{ kcal/h}$$

Cálculo de Q₂

$$\begin{aligned} Q_2 &= 41 \times 23,62 \times \frac{14}{19} \\ &= 713,57 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

Cálculo de Q₃

$$\begin{aligned} Q_3 &= 10.000 \times 0,84 (20 - (-25)) \times 1/19 \\ &= 19.894,74 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

Cálculo de Q_{4a}

$$\begin{aligned} Q_{4a} &= 0,860 \times 100 \times 1 \times 3/19 \\ &= 13,58 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{4b} &= 1 \times 3 \times \frac{360}{19} \\ &= 56,84 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

Então:

$$\begin{aligned} Q_t &= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{4a} + Q_{4b} \\ &= 21.025,21 \text{ kcal/h.} \end{aligned}$$

Mais 80% dar 25,230,25 kcal/h (7,60 RT)

Cálculo da vazão do ar no evaporador

$$\begin{aligned} \Psi &= \frac{3320 \times 0,7030}{[(5,772) - (-6,294)] \times 60} \\ &= 74,52 \text{ ms/min} \end{aligned}$$

Então:

Para cada RT, são necessários 74,52m³/min; então para 7,60 RT precisa-se de 33.981m³/h de ar; com esta vazão segundo figura 4 e tabelas VII e VIII encontra-se as características dos ventiladores e a potência de seu motor.

Características do ventilador

Tipo Va 071

Saída livre 20200m /h

Pressões: 14mm H₂O

Diâmetro: 719mm

Rotação: 1.100 rpm

Ciclos : 60 ciclos

Máxima força abs: 1,33HP

Usar 3 motores de 1,5HP

Então:

$$Q_{4c} = 3 \times 1,5 \times 642 \cdot \frac{1}{0,8}$$

$$= 3.611,25 \text{ Kcal/h}$$

Fazendo a correção.

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{4a} + Q_{4b} + Q_{4c}$$

$$Q_t = 21.025,21 + 3.611,25$$

$$= 24.636,46 \text{ Kcal/h}$$

Fazendo-se uma comparação com as fórmulas (11) e (13) verifica-se que a diferença, em kcal/h é pequena, então os dados encontrados do ventilador são satisfatórios, porém dá-se um acréscimo de 15% na fórmula (13) como medida de segurança. Então a capacidade de refrigeração será de:

$$Q_t = 28.331,93 \text{ kcal/h.}$$

Cálculo da vazão do ar no evaporador (corrigido)

Com a capacidade de refrigeração de 28.331,93 kcal/h , (8.53RT) e sabendo-se que para cada RT a vazão foi de 74,52m³/min , então a vazão total será: 10,59m³/seg.

Câmara de Estocagem

Dimensionamento:

A estocagem é feita em caixa de papelão, tendo uma distribuição variável, para uma câmara de 100 ton. com 2,50m de altura ocupando uma área de 115m^2 (seg. tabela XII). O volume ocupado pelo produto corresponde a 70% do volume da câmara; logo uma câmara de 250 ton, as dimensões serão as seguintes:

$$S_c = 18,60 \times 15,50\text{m}$$

$$= 288\text{m}$$

$$V_{tp} = 18,60 \times 15,50 \times 2,50\text{m}$$

$$= 720\text{m}^3$$

$$V_{tp} = 720 \times 0,70$$

$$= 216\text{m}^3$$

Carga térmica da câmara de estocagem.

Explicação segundo enunciado feito para câmara de resfriamento, considerando 22 horas de funcionamento, e temperatura interna de -20°C .

Cálculo de Q_1

$$K = 0,20 \text{ kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T = \text{ao lado} = 53^{\circ}\text{C}$$

$$\text{no teto} = 58^{\circ}\text{C}$$

$$\text{no piso} = 35^{\circ}\text{C}$$

Então:

$$q_1 = 0,20 (18,60 \times 2,50) 53 \times 2 = 965,80$$

$$q_2 = 0,20 (15,50 \times 2,50) 53 \times 2 = 821,50$$

$$q_3 = 0,20 (18,60 \times 15,50) 58 \times 1 = 2.344,28$$

$$q_4 = 0,20 (18,60 \times 15,50) 35 \times 1 = 2.018,10$$

$$Q_1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 7.169,68 \text{ kcal/h}$$

Cálculo de Q₂

$$Q_2 = 41 \times 720 \times 2,3 \times 1/22$$

$$Q_2 = 3.086,18 \text{ kcal/h}$$

Cálculo de Q₃

$$Q_3 = 10.000 \times 0,47 (-15 - (-20)) 1/22$$

$$= 1.068,18 \text{ kcal/h}$$

Cálculo de Q₄

$$Q_{4a} = 0,860 \times 100 \times 12 \times 3/22$$

$$= 140,73 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{4b} = 3 \times 3 \times \frac{335}{22}$$

$$= 137,04 \text{ kcal/h}$$

Então:

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{4a} + Q_{4b}$$

$$Q_t = 11.601,82 \text{ kcal/h}$$

mais 20% da 13.922,18 kcal/h (4,19RT)

Cálculo da vazão do ar no evaporador

$$\psi = \frac{3320 \times 0,7172}{-4,427 - (-5,242) \times 60}$$

$$= 48,40 \text{ m}^3/\text{min RT}$$

Então:

Para cada RT, são necessários 48,40 m³/min; então para 4,19 RT precisam-se de 12.168 m³/h de ar, com esta vazão segundo figura 4 etab.VII e VIII, encontra-se as características dos ventiladores e a potência de seu motor.

Características do ventilador

Tipo Va 050

saída livre 11.250 m³/h

Pressão: 17mm H₂O

Diâmetro: 506mm

Máxima força abs: 0,89HP

usar 2 moteres de 1 HP

Rotação: 1.700 rpm

ciclos: 60 ciclos

Então:

$$Q_c = 2 \times 1 \times 642 \times 1/0,8$$

$$= 1.605 \text{ kcal/h}$$

Fazendo-se a correção.

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{4a} + Q_{4b} + Q_{4c}$$

$$11.601,82 + 1605 = 13.206,82 \text{ kcal/h}$$

Fazendo-se uma comparação com as fórmulas (11) e (13) verifica-se que a diferença em kcal/h é pequena, então os dados encontrados do ventilador são satisfatórios, porém dá-se um acréscimo de 15% na fórmula (13), como medida de segurança. Então a capacidade de refrigeração será de:

$$Q_T = 15.187,84 \text{ kcal/h}$$

Cálculo de vazão do ar no evaporador (corrigido)

Com capacidade de refrigeração de 15.187,84 kcal/h ou 4,57 RT, e sabendo-se que para cada RT, a vazão foi de 48,40m³ / min, então a vazão total será de 3,69m³/seg.

Cálculo da velocidade de ar (m/seg) no interior da câmara (estocagem)

$$v = \frac{3,69 \times 3,5}{216} = 0,06 \text{ m/seg}$$

Cálculo do compressor

Está sendo, utilizado um único sistema de refrigeração! para as capacidades térmicas totais do túnel e estocagem). Segundo cálculos, a capacidade de refrigeração total (túnel e estocagem) é de 0..

$$\begin{aligned}
 Q_T &= Q_T \text{ (túnel)} + Q_T \text{ (estocagem)} \\
 &= 28.331,93 + 15.187,84 \\
 &= 43.519,77 \text{ ou } 13,11 \text{ RT}
 \end{aligned}$$

Com temperatura de evaporação de -35°C (T_e) condensação de 35°C (T_c) mas para efeito de cálculo do compressor, considera-se temperatura de evaporação a -35°C (T_e), usando-se evaporadores a ar, forçado, tubo aletado sem aquecimento e com resfriamento de 5°C no condensador.

Cálculo do volume do deslocamento, quantidade de refrigerante necessária, e potência do compressor, sendo utilizado o diagrama de mollier. (figura 10) de acordo com as fórmulas (15), (16) e (17), temos:

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{43.519,77 \times 1,215}{0,5 \times (390,03 - 133,82)} \\
 &= 412,79 \text{ m}^3/\text{h}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_R &= \frac{43.519,77}{390,03 - 133,84} \\
 &= 169,87 \text{ kg/h}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B &= \frac{412,79}{1,215} \times 0,5 \frac{(492 - 390,03)}{0,65 \times 0,85} \\
 &= 31412,09 \text{ Kcal/h para efeito de segurança acrescenta} \\
 &\text{se este valor.}
 \end{aligned}$$

Então: $B = 34.553,30$ ou $40,18 \text{ kw}$.

Cálcula-se as dimensões do compressor; pela fórmula (18) e considerando-se, $D = L$ e segundo tabela XI temos:

$$412,79 = \frac{3,4}{4} \times D^2 \times L \times 2 \times 350 \times 60$$

$D \approx 0,2325\text{m} = 232,5\text{mm}$, com o valor acima encontrado, determina-se as possíveis características do compressor. (230 ou 250)mm x (230 ou 250)mm x 2 x 350

D
L
M
N

Cálculo da eficiência teórica (Et) e ideal (Ei) do compressor:

$$Et = \frac{390,03 - 133,84}{492 - 390,03}$$
$$= 2,51$$

$$Ei = \frac{238}{308-238}$$

$$Ei = 3,40$$

Cálculo do evaporador para túnel

A capacidade de evaporação ($Q_c = Q_t$) é de 28.331,93 kcal/h, utilizando-se evaporador a ar forçado tubo molhado, aletado.

O valor de k é calculado pela fórmula:

$$K_L = 10 + 9V$$

Usando-se uma velocidade do ar de 3m/seg, determina-se o valor de K, mas 40% deste valor corresponde ao K_A (aletado).

Então:

$$K(\text{aletado}) = 16,60 \text{ kcal/m}^2\text{h}^0\text{C}$$

Cálculo de ΔT_m

O valor a encontrar é em função das temperaturas (T_i, T_e, T_{se}), onde $T_{se} = -27^0\text{C}$.

$$\Delta T_m = 8,96^0\text{C}$$

Cálculo da área de evaporação (A_e)

$$A_e = \frac{28.331,93}{16,60 \times 8,96}$$
$$= 190,48 \text{ m}^2$$

Cálculo do comprimento da tubulação, utilizando cano de 3/4" aletado, com passo de 15mm, logo 1m^2 corresponde a 0,84m, então uma área de $190,48\text{m}^2$, terá 55,74m.

Cálculo do evaporador para estocagem

A capacidade de evaporação ($Q_e = Q_T$) é de 15.187,84kcal/h, utilizando-se evaporador a ar forçado tubo molhado, aletado.

O valor de K_L é calculado pela fórmula

$$K_L = 10 + 9V$$

Usando-se uma velocidade do ar de 3m/seg, determina-se o valor de K_L , mas 40% deste valor corresponde ao K (aletado) então:

$$K \text{ (aletado)} = 14,80 \text{ kcal/m}^2\text{h}^0\text{C}$$

Cálculo de ΔT_m

O valor a encontrar é em função das temperaturas: (T_i , T_e , T_{se}), onde: $T_{se} = -23^0\text{C}$

$$\Delta T_m = 8,3^0\text{C}$$

Cálculo da área da evaporação (A_e (m^2))

$$\begin{aligned} A_e &= \frac{15.187,84}{14,80 \times 8,3} \\ &= 112,84 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Cálculo do comprimento da tubulação utilizando, as mesmas características e dimensões, usado no túnel, obtém-se 0,84m/m², por isso para uma área de 112,84m², necessita-se de 94,76m de comprimento.

Cálculo do condensador

A capacidade do compressor (Q_c) corresponde a capacidade de refrigeração mais o trabalho do compressor.

$$\begin{aligned} Q_c &= 43.187,84 + 34.554,80 \\ &= 77.742,64 \text{ Kcal/h} \end{aligned}$$

Utilizando-se condensador horizontal, a transmitância de calor pode variar de 600 a 950 kcal/m²h⁰C, de acordo com normas padronizadas.

Cálculo da quantidade de água necessária

$$\gamma = \frac{77.742,64 \times 1,30}{(32 - 27)} = 20.213,09 \text{ l/h}$$
$$= \text{ou} \quad 5,62 \text{ l/seg.}$$

Cálculo da área do cano de circulação da água

Foi utilizado com as mesmas características, usadas para a câmara de resfriamento.

Então:

$$S = 7,91 \text{ cm}^2$$

Cálculo da velocidade da água (Vm/s) dentro do carro

Então:

$$v = \frac{\gamma}{S} = \frac{5620}{7,91} = 7,11 \text{ m/seg}$$

Cálculo da ΔT_m em função das temperaturas: T_c , T_s , T_Y , resultados idênticos aos da câmara de resfriamento.

$$\Delta T_m = 5,10^\circ \text{C}$$

Cálculo de K ($\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$), baseado na velocidade da água do cano, e da condutividade da mesma, $\lambda = 0,001 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$, curva C,

$$K = 700 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Cálculo da área do condensador (A_c) é:

$$A_c = \frac{77.742,64}{700 \times 5,10}$$

$$A_c = 21,78 \text{ m}^2$$

Cálculo do comprimento de tubulação.

Foi utilizado cano com as mesmas características e dimensões do usado na câmara de resfriamento.

Obtêm-se então: $0,132 \text{ m}^2/\text{m}$.

Entretanto para uma área de $21,78 \text{ m}^2$, temos 165 m de comprimento.

Cálculo de capacidade da bomba d'água.

A mesma observação feita para câmara de resfriamento.

DUPLO ESTÁGIO

A aplicação para o sistema em duplo estágio, é feita levando-se em consideração a temperatura de evaporação de -35°C , tanto para o túnel como para a câmara de estocagem. Tem-se então:

$$T_c = 35^{\circ}\text{C}$$

$$T_e = -35^{\circ}\text{C}$$

Cálculo do Compressor

Calcula-se a partir da capacidade de refrigeração encontrada no sistema de simples estágio, não levando em consideração as eficiências de: compressão, volumétrica e mecânica.

$$Q_T = R = \text{capacidade de refrigeração total (kcal/h)}$$

PARÂMETROS

P_a : Pressão e evaporação (kg/cm)

P_c : Pressão condensação (kg/cm)

P_m : Pressão média (kg/cm)

i_A : Entalpia do vapor saturado seco na sucção do compressor de baixa pressão.

i_E : Entalpia do vapor superaquecido na descarga de sucção do compressor de baixa pressão.

i_F : Entalpia do vapor na sucção do compressor de alta pressão

i_G : Entalpia do vapor superaquecido na descarga do compressor de alta pressão.

i_I : Entalpia do vapor superaquecido descarregado do compressor de baixa pressão.

$$i_I = i_E \text{ (quando não tem resfriador por água)}$$

i_H : Entalpia do líquido saturado na entrada do resfriador intermediário.

i_C : Entalpia do líquido superresfriado na saída do resfriador intermediário.

$i_C = i_P$ (quando i_P é entalpia saturado na entrada do evaporador).

G' : Kg/h quantidade de refrigerante que evapora em intermediário.

~~G'' : Quantidade de vapor que admite no compressor de baixa pressão (Kg/h)~~

~~G : Quantidade de vapor que admite no compressor de alta pressão (total de refrigerante circulante)~~

R' : Capacidade de refrigeração do intermediário

B' : Potência necessária para compressor de baixa pressão (kcal/h ou kw)

B'' : Potência total dos compressores de baixa e alta pressão (kcal/h ou kw)

E_t : eficiência teórica do compressor

E_i : eficiência ideal do compressor

Segundo gráfico de Mollier (figura 10).

$$P_a = 0,95 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_c = 13,765 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_m = \sqrt{P_a \times P_c} \text{ kg/cm}^2$$

$$P_m = 3,615 \text{ Kg/cm}^2$$

Temperatura de vapor na entrada do resfriador intermediário $-4,7^\circ\text{C}$.

Fórmulas Usuais

$$G'' = \frac{R}{iA - iC}$$

$$R' = G'' \{ (iH - iC) + (iI - iF) \} \text{ ou } = \frac{(iH - iC) + (iI - iF)}{iA - iC} R$$

$$G' = \frac{R'}{iF - iH} \text{ ou } = \frac{(iH - iC) + (iI - iF)}{(iA - iC)(iF - iH)} R$$

$$G = G' + G'' \text{ ou } = \frac{iI - iC}{(iA - iC)(iF - iH)}$$

$$B' = G'' (iE - iA) \text{ ou } = \frac{iE - iA}{iA - iC} R$$

$$B'' = G' (iG - iF) \text{ ou } = \frac{(iG - iF)(iI - iC)}{(iA - iC)(iF - iH)} R$$

$$B = B' + B'' \text{ ou } = \frac{(iE - iA)(iF - iH) + (iG - iF)(iI - iC)}{(iA - iC)(iF - iH)} R$$

$$E_T = \frac{R}{B} \text{ ou } = \frac{(iA - iC)(iF - iH)}{(iF - iA)(iF - iH) + (iG - iF)(iI - iC)}$$

$$E_i = \frac{273 + (T_e) \text{ do compressor de baixa pressão}}{273 + (T_c) \text{ do compressor de alta pressão} - (273 + (T_e) \text{ do compressor de baixa pressão})}$$

Cálculo para determinação da capacidade do compres-

sor.

$$G'' = \frac{43.519,77}{390,03 - 94,6}$$

$$= 147,31 \text{ Kg/h}$$

$$R' = 147,31 \{ (133,84 - 94,6) + (421,5 - 400,5) \}$$

$$= 8.873,95 \text{ kcal/h}$$

$$G' = \frac{8.873,95}{(400,5 - 133,84)}$$

$$= 33,28 \text{ kg/h}$$

$$G = 33,28 + 147,31$$

$$= 180,59 \text{ kg/h}$$

$$B' = 147,31 (434,5 - 390,03)$$

$$= 6.550,88 \text{ kcal/h } (7,617 \text{ kw})$$

$$B'' = 180,59 (446 - 400,50)$$

$$= 8.216,84 \text{ kcal/h } (9,55 \text{ kw})$$

$$B = 6.550,88 + 8.216,84$$

$$= 14.767,72 \text{ Kcal/h } (17,17 \text{ kw})$$

Cálculo da eficiência teórica (Et) e ideal (Ei)

$$E(t) = \frac{43.519,77}{14.767,72}$$

$$E(t) = 2,94$$

$$Ei = \frac{273 + (-35)}{273+35-(273+(-35))}$$

$$Ei = 3,40$$

Cálculo do potência.. do compressor para simples esta
gio não levando em consideração as eficiências de: compressão,
volumétricas e mecânicas.

$$Qr = \frac{Qt}{iA - iC}$$

$$Qr = \frac{43.519,77}{390,03 - 133,84}$$

$$Qr = 169,87 \text{ kg/h}$$

$$B = Qr \{ iB - iA \}$$

$$= 169,87 \{ 492 - 390,03 \}$$

$$= 17.321,64 \text{ kcal/h } (20,14 \text{ kw})$$

Cálculo da eficiência teórica (Et) e ideal (Ei)

$$E_t = \frac{R}{B} \quad \text{Ou} \quad E(t) = \frac{i_A - i_C}{i_B - i_A}$$

$$E_t = \frac{43.519,72}{17.321,64}$$

$$E_t = 2,51$$

$$E_i = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

$$E_i = 3,40$$

O duplo estágio economiza em média 14 a 15% de energia comparando com o simples estágio, de acordo com o cálculo que segue:

$$\sigma = \frac{20,1 - 17,17}{20,14} = 0,147$$

σ = Rendimentos

DISCUSSÃO

Dentre os refrigerantes usados em refrigeração, é a amônia (NH_3) que representa características termodinâmicas mais adequadas, pois apesar de seu aspecto com relação à toxidez, é de mais fácil operação. Outra característica, é com respeito a natureza dos materiais constituintes, devendo em geral serem de aço ou ferro, uma vez que o cobre e seus derivados reagem com a amônia (NH_3), quando há umidade.

O dimensionamento do separador de óleo, separador de líquido, recebedor, filtro, válvulas e demais acessórios, é determinado segundo o volume de gás deslocado no compressor, ou pelas calorias de refrigeração, dados catalogados pelos próprios fabricantes destes aparelhos. Quanto à colocação e instalação dos compressores, de simples ou de duplo estágio, conforme as figuras 11 e 12, respectivamente, o segundo fornece maior economia quanto ao consumo de energia, conforme definido pela figura 10, para o caso da amônia (NH_3). Além disso, mediante cálculos efetuados, a uma dada eficiência de trabalho, não havendo grandes diferenças entre as pressões de sucção e descarga, não há aumento excessivo na temperatura do gás após a compressão. O cálculo dessa eficiência de trabalho foi calculado separadamente para a refrigeração da câmara de resfriamento, uma vez que a temperatura de evaporação é de -15°C . Para os mesmos cálculos, referentes ao túnel e câmara de estocagem, pela aproximação de suas temperaturas, estes foram ajuntados na parte anterior do compressor, usando-se um só sistema, conforme mostra a figura 11, havendo então um sobrecarregamento do compressor, havendo então a necessidade de que este trabalho mais pesado, perdendo seu

coeficiente de permanência (ver figura 5B).

Quanto ao evaporador, o tipo UNIT COOLER deve ser dotado de um sistema de abastecimento de água, a fim de evitar a formação de neve nas serpentinas (ver figura 6).

A velocidade do ar no túnel de congelamento é normalmente de 3 a 5m/s. No presente trabalho, foi encontrado o valor de 3m/s (ver figura 13), fazendo desse modo com que este valor chegue a 5m/s pelo efeito de redução no tempo de congelamento devido ao vento, o que não é muito considerável.

A velocidade da corrente de água também tem influência na condutividade térmica. Quando esta é superior a 1m/s, a transmitância de calor ao refrigerante (amônia), é de 5.000 kcal/m². h^oC, havendo então menor condutividade térmica no lado da água que resfria, fazendo necessário o uso de tubo liso, no caso da amônia (NH₃). No caso do Freon, o tubo deve ser aletado.

De um modo geral, a quantidade de calor que sai do condensador é cerca de 1,3 vezes a capacidade de refrigeração. Para fábricas de gelo e ar condicionado, este valor torna-se 1,2. Entretanto este valor não difere com a natureza do refrigerante usado.

As trocas de calor com o ambiente externo é também um fator a considerar no rendimento da refrigeração. A correção para essa deficiência é feita com o uso de "cortinas de ar" na porta de entrada da câmara, evitando assim a entrada de ar de mais alta temperatura do exterior.

No caso específico deste trabalho, o entreposto necessita de um fornecimento de gelo, recomendando-se por isso a instalação de uma fábrica de gelo compacto para o beneficiamento de pescado, o uso de gelo britado.