

# **AValiação DO COEFICIENTE DE PERFORMANCE DE UMA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA DE AMÔNIA EM FUNÇÃO DAS CONDIÇÕES AMBIENTES.**

**Msc. Cassius Ricardo Nascimento Ferreira**

Universidade Federal de Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica  
Av. João Naves de Ávila, 2160 - Campus Santa Mônica, Bloco M  
38400-902, Uberlândia-MG, Brasil  
E-mail: [cassius@mecanica.ufu.br](mailto:cassius@mecanica.ufu.br)

**Prof. Dr. Orosimbo Andrade de Almeida Rego**

Universidade Federal de Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica  
Av. João Naves de Ávila, 2160 - Campus Santa Mônica, Bloco M  
38400-902, Uberlândia-MG, Brasil  
E-mail: [oaarego@ufu.br](mailto:oaarego@ufu.br)

**Resumo** No presente trabalho é apresentada uma análise do desempenho de uma planta frigorífica de grande porte instalada numa indústria de processamento de embutidos. O ciclo frigorífico opera com a compressão em estágios e resfriamento intermediário obtendo amônia nos separadores de líquido em três diferentes níveis de temperatura, que é utilizada como agente frigorífico com a expansão nas câmaras frias. O ciclo frigorífico e a carga térmica foram modelados e um programa computacional foi obtido através do modelo. A análise foi desenvolvida verificando-se como se comporta o COP (coeficiente de Performance) da instalação e outros dados operacionais em função das condições ambientes (temperatura ambiente e umidade relativa). A análise desenvolvida permitiu a empresa estabelecer estratégias operacionais visando a diminuição do consumo de energia para o acionamento dos compressores.

**Palavras-Chaves:** *Refrigeração, Simulação Numérica*

## **1. INTRODUÇÃO**

Nos últimos anos fica evidente a preocupação mostrada pelas empresas com o controle do consumo de energia. Essa preocupação se justifica devido ao aumento da demanda não acompanhada do correspondente aumento de disponibilidade fazendo com que os custos com energia atingissem valores bastante elevados.

Mais recentemente vimos a realização de cortes no fornecimento de energia devido à diminuição do nível dos reservatórios das hidroelétricas, causados pela escassez de chuvas e pela falta de investimentos na geração de energia, levando as indústrias a realizarem cortes no consumo, com a finalidade de atingirem metas estabelecidas pelas concessionárias de energia.

Em algumas atividades industriais, o custo com energia influencia de maneira significativa no preço final do produto, como consequência pode haver uma redução da competitividade das empresas como também na rentabilidade das mesmas.

Na região de Uberlândia, estão instalados alguns frigoríficos para abate e comercialização de suínos e bovinos, plantas para produção de refrigerantes, indústrias de processamento de carnes e vegetais e abatedouros de aves.

Em todas essas atividades estão instalados plantas frigoríficas de grande porte para atender a demanda de baixas temperaturas, tanto no processo de industrialização como na conservação dos produtos. Plantas frigoríficas de grande porte operam com amônia, como fluido refrigerante, num ciclo de compressão de vapor e são grandes consumidores de energia para o acionamento dos compressores.

Tendo em vista o exposto, essas empresas passaram a ter a preocupação em identificar nos seus procedimentos, quais são as atividades que influenciam diretamente no consumo de energia e como elas atuam na performance das suas instalações. Mais especificamente, para uma grande indústria de processamento de carnes que tem como produto final embutidos, salgados, defumados e refeições congeladas à base de carne bovina, suína e de frango, informações a respeito da utilização de energia elétrica passaram a ser de grande importância, tendo em vista que esta indústria, para atingir a meta de consumo estabelecida pela concessionária de energia elétrica teve que administrar os seus procedimentos visando atingir os índices determinados. Para isso é fundamental para a mesma ter uma estimativa de quanto cada parâmetro operacional adotado pode influenciar no consumo de energia e assim definir qual estratégia a ser adotada.

Não foi encontrado na literatura dados que possam nos fornecer com devida precisão resultados que envolvam todos os aspectos que serão estudados ao longo do presente trabalho, onde em muitos trabalhos pesquisados como também livros textos, pudemos encontrar apenas pequenas definições sobre diversos fatores que são estudados de forma isolada, tais como temperatura de evaporação, temperatura de condensação e compressores, sendo que nenhum destes fatores apresentaram de forma eficaz suas contribuições para o coeficiente de performance da instalação como um todo.

## **2. O CICLO FRIGORIFICO**

A Figura 1 apresenta de maneira esquemática a planta frigorífica que opera com amônia num ciclo de compressão em estágios com resfriamento intermediários e sub – resfriamento e com três níveis de temperatura de evaporação nos separadores de líquido. A condensação é feita num único nível de pressão através de uma bateria de condensadores evaporativos.

Os separadores de líquido são montados cada um com dois vasos em paralelo, o que permite a operação e a manutenção adequada dos mesmos.

No separador de líquido SL1, a amônia opera a uma temperatura que oscila em torno dos  $-45^{\circ}\text{C}$  e é bombeada para atender a demanda de frio dos túneis de choque térmico de carcaças, nos túneis de congelamento helicoidais e nos túneis contínuos longitudinais, que operam com temperaturas internas em torno dos  $-35^{\circ}\text{C}$ .

O segundo separador de líquido SL2, opera a  $-35^{\circ}\text{C}$  aproximadamente e fornece amônia a esta temperatura as câmaras de estocagem de produtos. Essas câmaras em número de 56 aproximadamente na fábrica, operam em diversos níveis de temperatura variando de  $-30^{\circ}\text{C}$  até  $5^{\circ}\text{C}$ .

O separador de líquido SL3 opera a  $-12^{\circ}\text{C}$  e a amônia produzida é consumida basicamente para a produção de água gelada com glicol aproximadamente a  $-5^{\circ}\text{C}$  que é utilizada em “fan-coils”, para o condicionamento do ar dos ambientes da fábrica (abate, desossa, industrialização e circulação) que operam com temperatura e umidade controladas.

Os estágios de compressão são realizados em compressores de parafuso, instalados em paralelo com a refrigeração do óleo lubrificante sendo feita por amônia à alta pressão que é depois recondensada.

A instalação esta devidamente instrumentada em termos industriais, para atender os aspectos de controle de operação do sistema, sendo que a carga de refrigerante nos compressores é regulada, de acordo com a demanda de frio, pelo nível de pressão nos separadores de liquido.

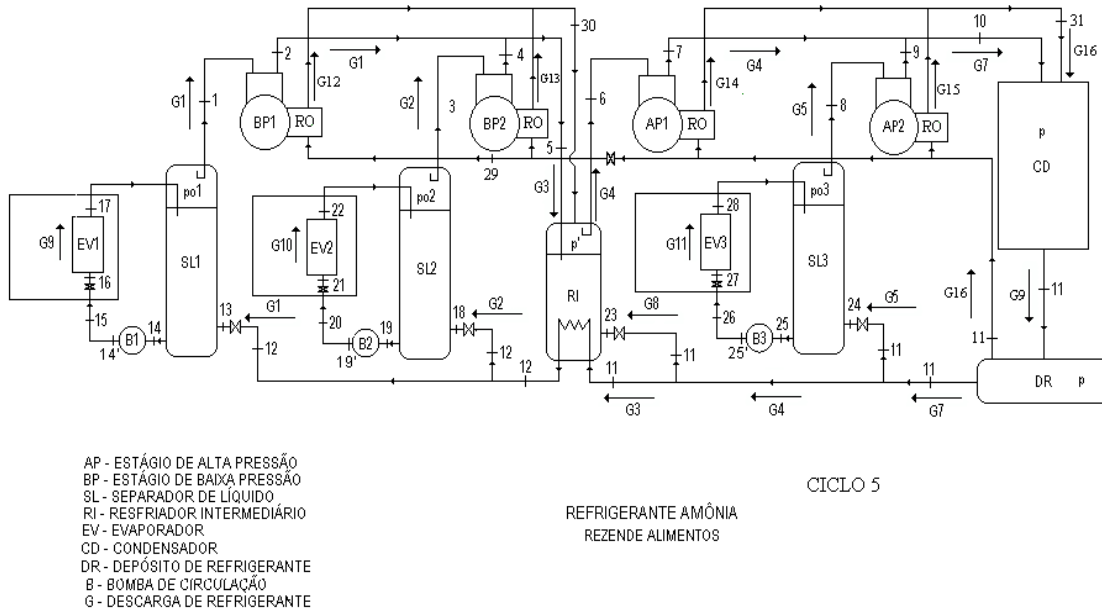


Figura 1 Planta do Ciclo Evaporativo.

### 3. FORMULAÇÃO DO CICLO E CARGA TÉRMICA

Apresenta-se o desenvolvimento da formulação feita de maneira separada para o ciclo frigorífico da instalação e para a carga térmica que o mesmo deve atender.

A formulação desenvolvida a seguir busca obter o valor do coeficiente de performance teórico, COP, segundo (Silva, Remi, 1973) do ciclo definido como:

$$COP = (CT_1 + CT_2 + CT_3) / (WBP_1 + WBP_2 + WAP_1 + WAP_2) \quad (1)$$

Onde:

$CT_i$  = Carga térmica atendida pelo separador de líquido  $SL_i$ .

$WBP_i$  = Potência teórica consumida no estágio de baixa pressão  $BP_i$ .

$WAP_i$  = Potência teórica consumida no estágio de alta pressão  $AP_i$ .

O COP é obtido aplicando a 1ª lei da termodinâmica em regime permanente para cada componente do ciclo, onde foram desprezados as variações de energia cinética e potencial e considerando este componente e tubulações idealmente isoladas.

Segundo (Silva, Remi, 1973)

$$CT_1 = G_1 (h_1 - h_{13}). \quad (2)$$

Diferentemente do que é apresentado no esquema da Figura 1, o SL1 que

bombeia a amônia líquida à  $-45^{\circ}\text{C}$ , não atende apenas uma, mas um conjunto de ambientes frigoríficos e considera-se como  $CT_1$ , portanto, como a soma das cargas térmicas deste conjunto de ambientes.

De maneira análoga para outros separadores de líquido SL2 e SL3 obtemos respectivamente.

Segundo (Silva, Remi, 1973)

$$CT_2 = G_2(h_3 - h_{14}). \quad (3)$$

$$CT_3 = G_5(h_8 - h_{16}). \quad (4)$$

### **Modelagem da Carga Térmica.**

A modelagem da carga térmica a que a instalação está submetida foi desenvolvida formulando e calculando separadamente para cada ambiente e por dia as seguintes formas de carga térmica.

#### **1. Carga Térmica de Produto.**

Essa carga térmica corresponde a quantidade de calor que deve ser retirado dos produtos para leva-los das condições a que o mesmo são introduzidos nas câmaras até as condições finais de estocagem. Dependendo do ambiente pode haver ou não congelamento do produto.

Esta carga térmica é calculado para cada ambiente pela expressão:  
Segundo (Silva, Remi, 1973)

$$Q_{PR} = D.[C_{pr} \cdot (T_e - T_{eg}) + L + C_{peg} \cdot (T_{eg} - T_f)] \quad (5).$$

Onde:

$Q_{PR}$  = Calor devido o resfriamento e congelamento do produto (kcal/dia).

$D$  = fluxo diário de produto (kg/dia)

$C_{pr}$  = Calor específico do produto resfriado (kcal/kg. $^{\circ}\text{C}$ ).

$C_{peg}$  = Calor específico do produto congelado (kcal/kg. $^{\circ}\text{C}$ ).

$L$  = Calor latente de congelamento (kcal/kg).

$T_{eg}$  = Temperatura de congelamento ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$T_e, T_f$  = Temperatura de entrada e final do produto ( $^{\circ}\text{C}$ ), respectivamente.

Foram utilizados para a carne os seguintes valores para suas propriedades térmicas de acordo com (Costa, Ennio, 1982)

$C_{pr} = 0,75 \text{ Kcal/kg.}^{\circ}\text{C}$ .

$C_{pc} = 0,40 \text{ Kcal/kg.}^{\circ}\text{C}$ .

$L = 54 \text{ Kcal/kg}$ .

$T_{cg} = -3^{\circ}\text{C}$  (Temperatura de congelamento)

Com a indústria em funcionamento, ocorrem diversas condições de fluxo de produtos e de condições de entrada e final dos mesmos nos ambientes condicionados.

Na análise desenvolvida no presente trabalho, considerou-se as cargas térmicas de produto nos três níveis de temperatura, em que operam os separadores de líquidos.

Assim para o separador de líquido SL1, que atende aos ambientes que opera com amônia a  $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , considerou-se para todos os ambientes  $T_e = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_f = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$ , significando que houve congelamento. Levando-se esses valores na expressão (17) obteve-se para o calor de produto atendido pelo separador de líquido SL1.

$$Q_{PR1} = 74,45m_{PR1} \text{ (kcal/kg de carne)} \quad (6)$$

onde  $m_{PR1}$  é carga diária de circulação de carne nesses ambientes.

De maneira análoga para o separador de líquidos SL2 que opera a  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  que operam a  $T_e = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $T_f = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , com isso, resulta para o calor de produto no SL2 a seguinte expressão:

$$Q_{PR2} = 59,05m_{PR2} \text{ (kcal/kg de carne)} \quad (7)$$

No SL3, não ocorre congelamento já que a temperatura das mesmas é superior a de congelamento. Para esses ambientes considerou-se  $T_e = 28,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_f = -1\text{ }^{\circ}\text{C}$  resultando para o calor de produto no SL3:

$$Q_{PR3} = 22,13m_{PR3} \text{ (kcal/kg de carne)}. \quad (8)$$

Com o problema assim formulado pode-se analisar a influência da circulação de produtos na carga térmica em cada nível de temperatura de operação.

## 2. Carga Térmica por Condução de Calor pelas Paredes.

O calor de penetração por condução para cada ambiente é calculado para cada, segundo (Silva, Remi, 1973) parede, teto e piso pela equação:

$$Q_p = U.A.[(T_{amb} + \Delta T_i) - T_{ef}].24 \quad (9)$$

Onde:

$A$  = Área da parede sub-metida á condução de calor ( $\text{m}^2$ )

$Q_p$  = Calor de Penetração (kcal/dia)

$U$  = Coeficiente global de transferência de calor ( $\text{kcal/hr.m}^2.\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

$T_{amb}$  = Temperatura ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\Delta T_i$  = Acréscimo de temperatura devido à insolação ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{ef}$  = Temperatura da câmara fria ( $^{\circ}\text{C}$ )

Nesta equação foram, desprezados as resistências térmicas de convecção nas paredes, devido os seus valores comparados aos de condução serem muito pequenos, dando a possibilidade de considerarmos apenas aquela devido a condução no isolante.

As paredes e teto do frigorífico são constituídos de painéis frigoríficos de poliestireno expandido com espessura de 150 mm, condutividade térmica  $K = 0,023\text{ kcal/m.h. }^{\circ}\text{C}$ .

O piso é constituído de placas rígidas de poliuretano com  $K = 0,026\text{ kcal/m.h. }^{\circ}\text{C}$ .

A expressão foi aplicada para todas as paredes de todas as câmaras com as propriedades descritas, em função da temperatura resultando para o calor de penetração nas câmaras atendidas pelo SL1.

$$Q_p = 152.865 + 2579T_{amb} \text{ (kcal/hr)} \quad (10)$$

De maneira análoga obteve-se para as câmaras atendidas pelo SL2:

$$Q_{p2} = 86.468 + 442T_{amb} \text{ (kcal/hr)} \quad (11)$$

E para aquelas atendidas pelo SL3:

$$Q_{p3} = 96.038 + 337T_{amb} \text{ (kcal/hr)}. \quad (12)$$

### 3. Carga térmica de infiltração de ar externo.

Essa carga térmica, segundo (Silva, Remi, 1973) é calculada pela expressão:

$$Q_i = V_e \cdot \gamma \cdot (h_e - h_i) \quad (13)$$

Onde:

$Q_i$  = Calor de infiltração (kcal/dia)

$V_e$  = Volume de ar externo que penetra na câmara por dia ( $m^3$ /dia)

$\gamma$  = Peso específico do ar externo ( $kg/m^3$ )

$h_e$  = Entalpia do ar externo (kcal/kg)

$h_i$  = Entalpia do ar nas condições da câmara fria (kcal/kg)

O volume de ar externo é estimado considerando-se o tempo de abertura das portas dos ambientes e a vazão de ar pelas mesmas quando estão abertas segundo (Silva, Remi, 1973) pelas expressões:

$$V_e = v_e \cdot t \quad (14)$$

$$v_e = 0,7 \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{1 - h \cdot (T_c/T_e)} \quad (15)$$

Onde:

$v_e$  = Vazão de ar que penetra na câmara pela porta aberta ( $m^3/s$ )

$t$  = Tempo que a porta permanece aberta por dia (s/dia)

$b, h$  = Largura e altura da porta em metros (m)

$T_c, T_e$  = Temperaturas da câmara e do ar externo ( $^{\circ}C$ ), respectivamente.

Os valores das propriedades termodinâmicas do ar foram obtidos através de cartas psicrométricas adequadas em função de temperaturas e da umidade relativa.

### 4. Carga Térmica de Motores.

Obteve-se na indústria a relação dos motores elétricos instalados nas câmaras com a potência nominal de cada um deles e o tempo de funcionamento.

Esses motores elétricos em sua maioria são instalados nos evaporadores de líquido para acionamento dos ventiladores.

Com os valores acima, calcula-se para cada motor em cada câmara a carga térmica segundo (Silva, Remi, 1973) devido aos mesmos através da expressão:

$$Q_m = (P_{cv}/\eta_{motor}).632.\tau \quad (16)$$

Onde:

632 = Fator de conversão de CV (cavalo vapor) para Joules (J)

$Q_m$  = Calor devido à dissipação de calor pelos motores no interior das câmaras (kcal/dia)

$P_{cv}$  = Potencia elétrica instalada (CV)

$\tau$  = numero de horas diárias de funcionamento dos motores (horas)

$\eta_{motor}$  = Rendimento dos motores elétricos admitido como 85%

## 5 Carga térmica devido a iluminação

Com o levantamento da potência instalada para a iluminação e para às lâmpadas germicidas e conhecendo-se o tempo diário de funcionamento das mesmas obteve-se, segundo (Silva, Remi, 1973), utilizando-se a expressão:

$$Q_{il}=0,86.W.\tau \quad (17)$$

Onde:

0,86 = Fator de conversão

$Q_{il}$  = Calor devido à iluminação (kcal/dia)

$W$  = potência de iluminação instalada nas câmaras (Watts)

$\tau$  = número de horas diárias de funcionamento das lâmpadas (horas)

## 6. Carga Térmica de Pessoas.

Essa carga térmica foi considerada apenas para aqueles ambientes onde a presença de pessoas é considerável. Nos ambientes atendidos pelos separadores de líquidos SL1 e SL2 as temperaturas são muito baixas e a presença de pessoas é apenas ocasional para alguns procedimentos.

Assim o calor de pessoas foi considerado apenas para as câmaras atendidas pelo separador de líquido SL3. Segundo (Silva, Remi, 1973) e calculado através da expressão:

$$Q_{pes} = n.\tau.q_m/24 \quad (18)$$

Onde:

$Q_{pes}$  = calor devido à presença de pessoas nas câmaras frias (kcal/dia)

$n$  = numero de pessoas presentes nas câmaras .

$\tau$  = numero de horas diárias de permanência nas câmaras (horas)

$q_m$  = calor de metabolismo (kcal/hr.pessoa)

## 7 Carga Térmica Total.

A carga térmica total a que cada câmara está submetida, CT, é a soma de todas as cargas térmicas aqui consideradas. Assim:

$$CT = Q_p + Q_{PR} + Q_i + Q_{mot} + Q_{il} + Q_{pes} \quad (19)$$

Com a finalidade de sistematizar a análise que será desenvolvida para a instalação, definimos uma carga térmica de penetração  $Q_p$ , como sendo a soma das cargas térmicas devido a condução de calor pelas paredes, infiltração, motores, iluminação e pessoas, como segue:

$$Q_p = Q_p + Q_i + Q_m + Q_{il} + Q_{pes} \quad (20)$$

Daí resulta que:

$$CT = Q_{PR} + Q_p \quad (21)$$

## 4. RESULTADOS

De posse da formulação desenvolvida para modelar a carga térmica e o ciclo frigorífico, utilizou-se o “software”, “EES Engineering Equation Solver” para se calcular os parâmetros desejados e realizar as análises pretendidas. Isso é feito verificando a influência dos parâmetros operacionais no COP de uma situação padrão da instalação com base em dados usuais obtidos na indústria.

Para essa condição de operação padrão os seguintes valores foram considerados.

- $m_{pr1} = m_{pr2} = m_{pr3} = 10$  toneladas/hr.
- $T_{amb} = 28$  °C.
- Umidade Relativa = 60%.
- Temperatura de bulbo úmido = 21,95 °C.
- $T_2 = T_4 = 30$ °C. ( Temperatura de descarga dos estágios de baixa)
- $T_7 = T_9 = 80$ °C. ( Temperatura de descarga dos estágios de alta)
- $T_{11} = T_{bu} + 1$  °C ( Temperatura na saída do condensador)
- $Sub_{RI} = T_{11} - T_{12} = 5$  °C (Subresfriamento no RI)
- Condições de operação do ciclo padrão.
  - $P_{01} = 0,5447$  bar ;  $T_{01} = -45$  °C (SL1)
  - $P_{02} = 0,9307$  bar ;  $T_{02} = -35$  °C (SL2)
  - $P_{03} = 2,679$  bar ;  $T_{03} = -12$  °C (SL3 e RI)
  - $P_c = 15,55$  bar ;  $T_c = 40$  °C (CD e DR)

As vazões mássicas de amônia de acordo com a nomenclatura especificada na Figura 1 são apresentados na Tabela 1 a seguir.

Tabela 1 Fluxos mássicos de amônia.

Descarga	G1	G2	G3	G4	G5	G6	G7
Kg/hr.	4341	2922	7264	7897	1596	9493	633,8



A partir deste ciclo básico e utilizando-se o modelo desenvolvido, apresenta-se a seguir uma análise da influência de alguns parâmetros de operação no COP da instalação.

As condições ambientes influem na carga térmica da instalação e também no funcionamento do ciclo frigorífico já que consideramos que a temperatura do refrigerante na saída do condensador, ponto 11, como sendo igual a temperatura de bulbo úmido mais 1(um) grau Celsius,  $T[11] = T_{bu} + 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , essa formulação é definida por (Dossat, Roy, 1980)

Essa é uma condição bastante real para condensadores evaporativos como os empregados na instalação.

As Figuras 2 e 3 apresentam respectivamente a variação na carga térmica de penetração,  $Q_{pe}$ , como definido anteriormente e a carga térmica total CT em TR (Toneladas de Refrigeração), como função da temperatura ambiente. (1TR=12640 KJ/Kg)

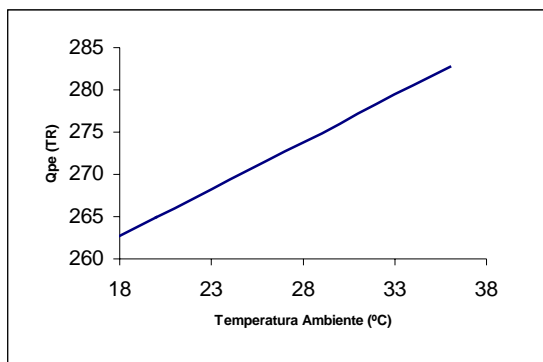


Figura 2 Variação do calor de penetração com a temperatura ambiente.

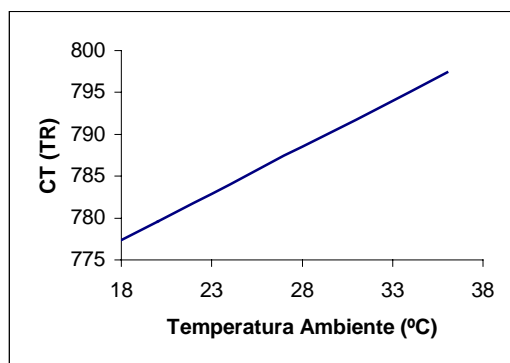


Figura 3 Variação da carga térmica com a temperatura ambiente.

Verificou-se através dos resultados apresentados, que na faixa de temperatura ambiente estudada, o calor de penetração varia 7,6% e a carga térmica total 2,6%.

Já a influência da variação da temperatura ambiente nos condensadores pode ser visualizada na Figura 4 que mostra o aumento da temperatura com que a amônia deixa o condensador,  $T[11]$ , com o acréscimo da temperatura ambiente. Esses valores foram obtidos para umidade relativa de 60%. Quanto mais alta a temperatura de saída do condensador, menor terá sido a eficiência do processo de sub-resfriamento da amônia.

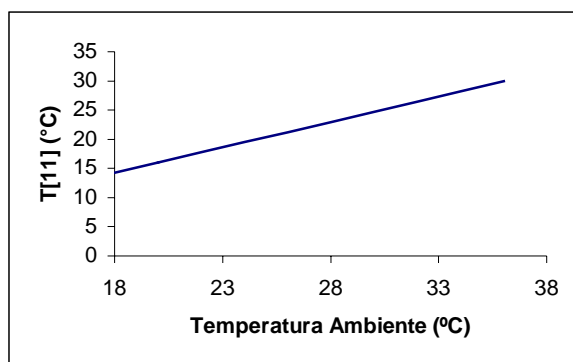


Figura 4 Variação da temperatura de descarga do condensador com a temperatura ambiente.

A influência dos dois efeitos citados, carga térmica e processo de condensação, de maneira conjunta pode ser avaliado através da Figura 5 que mostra a variação no COP<sub>pr</sub> ( $T_a = 28\text{ °C}$ ), com a temperatura ambiente.

Na faixa estudada esta variação se situa entre ( + 3,9% e - 3,2%).

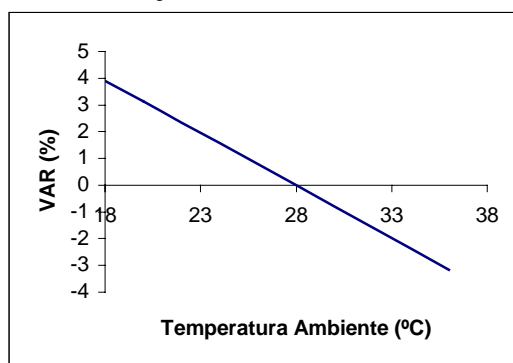


Figura 5 Variação no coeficiente de performance da instalação com a temperatura ambiente.

A eficiência dos condensadores evaporativos empregados na instalação, em função do seu princípio de funcionamento que se baseia na saturação do ar ambiente, é bastante influenciada pela umidade relativa do mesmo. Quanto mais seco o ar melhor a eficiência do processo.

Isso foi simulado quando fizemos  $T[11] = T_{bu} + 1\text{ °C}$ , resultando na curva mostrada na Figura 6, onde a temperatura ambiente foi mantida a  $28\text{ °C}$  e variamos a umidade relativa.

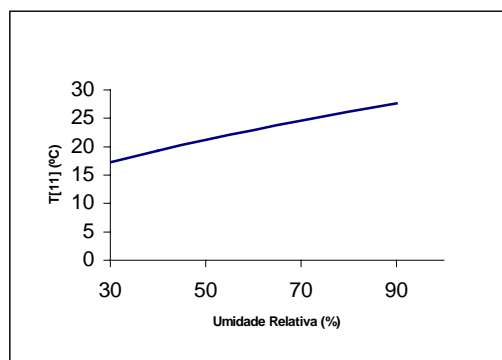


Figura 6 Variação da temperatura de descarga do condensador com a umidade relativa.

Isso também pode visualizado através da Figura 7, que mostra na faixa de umidade relativa estudada, a variação do calor retirado nos condensadores calculado pela expressão:

Segundo (Van Wylen 1996)

$$Q_{\text{cond}} = G_6 (h_{10} - h_{11}) \quad (22)$$

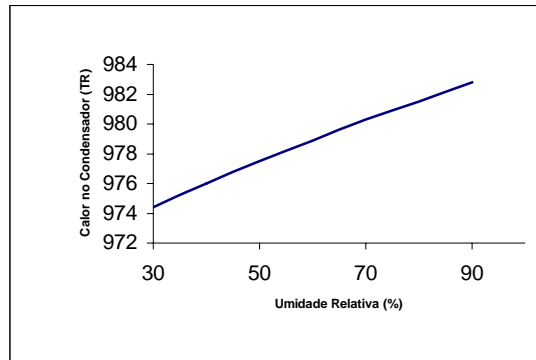


Figura 7 Variação do calor retirado nos condensadores com a umidade relativa.

A variação provocada pelo efeito da umidade relativa no COPpr, da instalação. ( $\phi = 60\%$ ) pode ser visualizada na Figura 8 que na faixa de umidade relativa estudada foi de 2,5% a -2%.

Não foi considerado na análise aqui apresentada a variação que a umidade relativa causa na carga térmica de infiltração, podendo ser objeto de avaliação em outra análise.

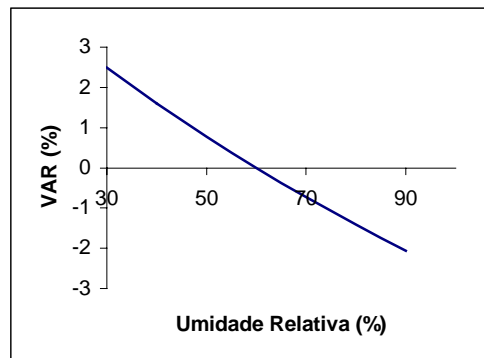


Figura 8 Variação do coeficiente de performance da instalação com a umidade relativa.

## 6. CONCLUSÃO

Apesar da simplicidade do modelo, desenvolvido para uma simulação em regime permanente, o mesmo permite avaliações preliminares que podem contribuir na tomada de decisões no que diz respeito a parâmetros térmicos de operação e de estratégia de produção da fábrica visando diminuir os custos e atender as cotas estabelecidas com energia elétrica na produção do frio. Esta análise preliminar permite também constatar a importância da refrigeração no processo de compressão. Já as análises desenvolvidas na temperatura de resfriamento dos compressores, permitem estabelecer estratégias de operação visando melhores valores do COP. As condições ambientais não permitem que

se façam uma previsão do consumo já que são fatores externos á industria. O modelo esta sendo aprimorado considerando o regime não regular de operação do ciclo e incluindo no mesmo outros equipamentos, sistemas e a carga térmica nos diversos pontos de consumo de frio.

## **7. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS:**

1. Stoecker, W. F. e Jones, W. F.; “Refrigeração e Ar Condicionado”; Ed.McGraw-Hill, São Paulo, 1996
2. Van Wylen, G. J., “Fundamentos da Termodinâmica Clássica”, Ed.McGraw-Hill, São Paulo, 1996
3. Yasuda, H.; Touber, S. and Machielsen, C.H.M., “Simulation Model of a Vapor Compression Refrigeration System”; ASHRAE Transactions; Vol. 89: Pt. 2A and B: 1983.
4. Ferreira, C. R. N.; “Desenvolvimento de um modelo computacional para simulação de plantas frigoríficas de grande porte”; Dissertação de Mestrado apresentada em setembro de 2002 na FEMEC-UFU.
5. EES, Engineering Equation Solver, 1999
6. Jennings, Burgess H.Aire acondicionado y refrigeracion, Mexico Continental, 1971
7. Dossat, Roy J.Manual de refrigeracao Sao Paulo, Hemus, 1980.
8. Dossat, Roy J.Principios de refrigeracao; teoria, pratica, exemplos, problemas, soluções,Sao Paulo: Hemus, 1978 c1961
9. Costa, Ennio Cruz da, 1923- Refrigeração / Ennio Cruz da Costa. Edição 3a ed.,São Paulo : E. Blucher, c1982.
10. Sonntag, Richard E., Introduction to thermodynamics; classical and statistical.New York: John Wiley, c1971.