

LUIZ HENRIQUE WINDLIN
MARCOS AMINO

**Simulação de Condensador e Evaporador para
utilização em refrigeradores domésticos**

Trabalho de formatura apresentado
para a conclusão do curso de
Engenharia mecânica - energia e
fluidos - da Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo.

SÃO PAULO

1993

Agradecemos a todos que de alguma forma nos ajudaram no sucesso deste trabalho, especialmente ao prof Flavio Fiorelli, por toda a orientação dada na execução do trabalho, e, a todos os nossos familiares, pela ajuda dada nos momentos mais difíceis.

SUMÁRIO

1	MODELAGEM DO CONDENSADOR	3
1.1	INTRODUÇÃO TEÓRICA	4
1.1.1	Capacidade de condensação	4
1.1.2	Condensadores a ar	7
1.1.3	Condensadores a água.....	8
1.2	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	10
1.2.1	Alguns comentários	10
1.3	MODELAGEM DO SISTEMA	12
1.3.1	Modelagem do interior do Condensador	12
1.3.2	Modelagem na parede do Condensador.....	13
1.3.3	Modelagem do exterior do Condensador.....	13
1.3.4	Cálculos dos coeficientes de transferência de Calor.....	13
2	MODELAGEM DO EVAPORADOR	16
2.1	INTRODUÇÃO:.....	17
2.1.1	O ciclo de refrigeração:	17
2.1.2	Escopo do trabalho:	18
2.2	REVISÃO DA LITERATURA:	20
2.2.1	O Evaporador:.....	20
2.2.2	Formas construtivas:.....	21
2.2.3	Capacidade do evaporador:.....	23
2.2.4	Fator global de transferência de calor.....	23
2.2.5	Uso de aletas	27
2.3	MODELAGEM DO PROBLEMA.....	28
2.3.1	Hipóteses admitidas:.....	28
2.3.2	Lado interno do evaporador.....	29
2.3.3	Parede do evaporador	33
2.3.4	Lado externo do evaporador	34
3	PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO	35
3.1	IMPLEMENTAÇÃO.....	36
3.1.1	Etapas do processo de implementação:	36
3.2	ANÁLISE DO PROGRAMA.....	38
3.3	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE.....	39
3.3.1	Condensador :	39
3.3.2	Evaporador :	40
3.4	APÊNDICES	43
4	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	86

1 MODELAGEM DO CONDENSADOR

1.1 INTRODUÇÃO TEÓRICA

Como o evaporador, o condensador é basicamente um trocador de calor. O refrigerante vindo do compressor transmite seu calor pelas paredes do condensador para o meio externo. Como resultado desta perda de calor para o meio, o refrigerante é resfriado até a saturação e depois condensado até transformar-se em líquido.

Os condensadores podem ser de três tipos básicos : resfriados a água, resfriados a ar e evaporativos. Os condensadores resfriados a ar utilizam o ar como meio condensador, assim como os resfriados a água utilizam a água para resfriar o refrigerante. Em ambos os casos, o calor cedido pelo refrigerante aumenta a temperatura do ar ou da água usados.

Os condensadores evaporativos utilizam tanto água como ar. Embora ocorra um certo aumento na temperatura do ar que circula pelo condensador, a condensação do refrigerante resulta primordialmente na evaporação da água que é borrifada sobre o condensador. A função do ar é de aumentar a taxa de evaporação da água, arrastando o vapor.

1.1.1 Capacidade de condensação

O calor total rejeitado no condensador inclui tanto o calor absorvido pelo evaporador como a energia absorvida pelo trabalho de compressão.

Desde de que o trabalho de compressão depende da razão de compressão, a quantidade de calor rejeitado pelo condensador depende das condições de operação do sistema. O aquecimento devido à compressão também depende da configuração do compressor e é maior para compressores hermeticamente selados do que para compressores abertos, devido ao adicional calor absorvido pelo refrigerante.

Alguns fabricantes de compressores publicam dados sobre o calor total rejeitado como parte da calibração do compressor, e quando disponível estes dados devem ser usados como uma base para a seleção do condensador. Quando estes dados não estão disponíveis, pode-se estimar a capacidade de refrigeração multiplicando-se a potência do compressor pelo fator apropriado das Tabelas 1 e 2.

Evaporator temp. (°F)	Condensing temperature (°F)					
	90	100	110	120	130	140
-30	1.37	1.42	1.47	.*	.	.
-20	1.33	1.37	1.42	1.47	.	.
-10	1.28	1.32	1.37	1.42	1.47	.
0	1.24	1.28	1.32	1.37	1.41	1.47
10	1.21	1.24	1.28	1.32	1.36	1.42
20	1.17	1.20	1.24	1.28	1.32	1.37
30	1.14	1.17	1.20	1.24	1.27	1.32
40	1.12	1.15	1.17	1.20	1.23	1.28
50	1.09	1.12	1.14	1.17	1.20	1.24

* Outside of normal limits for single-stage compressor application.
(Courtesy Bohn Aluminum and Brass Company.)

Tabela 1 : Fatores de rejeição de calor para compressores abertos

Evaporator temp. (°F)	Condensing temperature (°F)					
	90	100	110	120	130	140
-40	1.66	1.73	1.80	2.00	.*	.
-30	1.57	1.62	1.68	1.80	.	.
-20	1.49	1.53	1.58	1.65	.	.
-10	1.42	1.46	1.50	1.57	1.64	.
0	1.36	1.40	1.44	1.50	1.56	1.62
5	1.33	1.37	1.41	1.46	1.52	1.59
10	1.31	1.34	1.38	1.43	1.49	1.55
15	1.28	1.32	1.35	1.40	1.46	1.52
20	1.26	1.29	1.33	1.37	1.43	1.49
25	1.24	1.27	1.31	1.35	1.40	1.45
30	1.22	1.25	1.28	1.32	1.37	1.42
40	1.18	1.21	1.24	1.27	1.31	1.35
50	1.14	1.17	1.20	1.23	1.26	1.29

* Outside of normal limits for single-stage compressor application.
(Courtesy Bohn Aluminum and Brass Company.)

Tabela 2 : Fatores de rejeição de calor para compressores hermeticamente selados

Um termo que é utilizado muitas vezes para relacionar a taxa de transferência de calor no condensador com a taxa de transferência de calor no evaporador é a relação de rejeição de calor, ou seja,

$$\text{relação de rejeição de calor} = \frac{\text{taxa de calor rejeitado no condensador}}{\text{taxa de calor absorvido no evaporador}}$$

Um gráfico dos valores típicos das relações de rejeição de calor é mostrado na Figura 1.

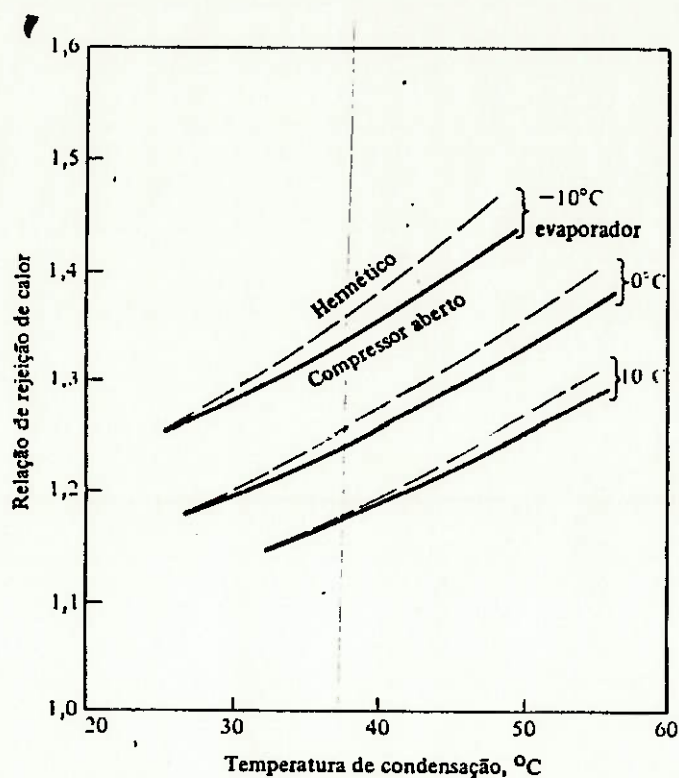


Figura 1 : Valores típicos da relação de rejeição de calor no condensador em função das temperaturas de condensação e evaporação.

1.1.2 Condensadores a ar

A circulação de ar sobre um condensador refrigerado a ar pode ser tanto natural quanto forçada. Quando a circulação é devido a convecção natural, há baixa movimentação de ar sobre o condensador e grandes superfícies de troca são necessárias. Devido às suas capacidades limitadas, condensadores com convecção natural são utilizados em pequenas aplicações, principalmente em refrigeração doméstica.

Condensadores com convecção natural utilizados em aplicações domésticas são geralmente do tipo placa ou com tubos aletados. Quando o tipo tubos aletados é utilizado, as aletas são espaçadas de forma a oferecerem pouca ou nenhuma resistência à livre circulação do ar.

Os condensadores do tipo placa são montados na parte traseira do refrigerador de forma a criar um fluxo de ar para aumentar a circulação. Os do tipo tubos aletados são montados tanto atrás como embaixo do refrigerador em posição inclinada.

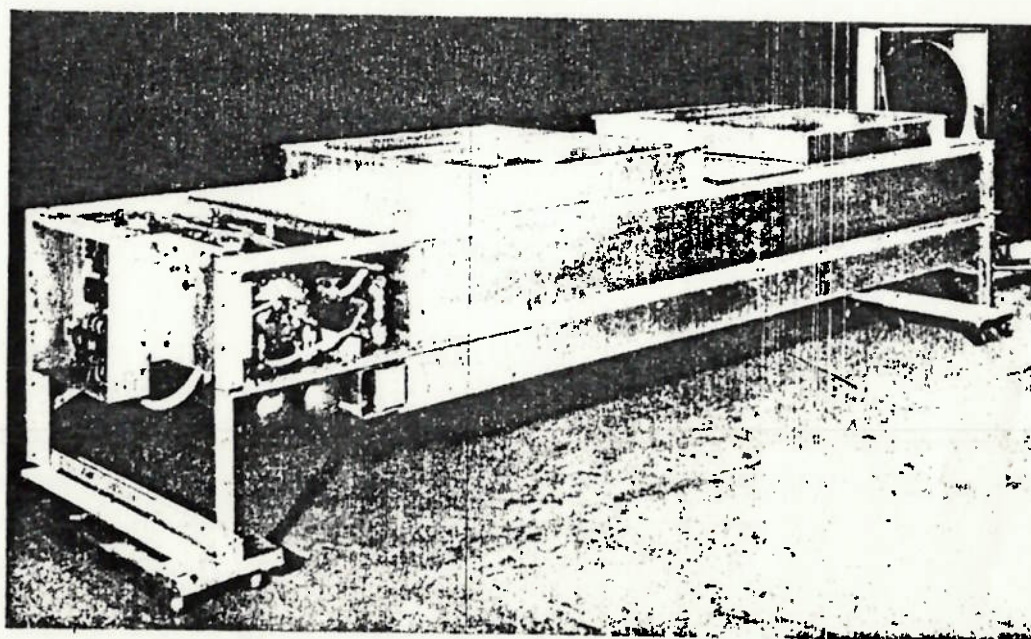


Figura 2 : Unidade condensadora a ar projetada para instalação isolada

Uma unidade condensadora é um grupo contendo o compressor e o condensador montados sobre o mesmo chassi, como pode ser visto na Figura 2. Este tipo de condensador fica geralmente localizado separadamente e a alguma distância do compressor

Alguns anos atrás condensadores a ar eram utilizados apenas em pequenos sistemas de refrigeração (menos de 100kW de capacidade de refrigeração), mas agora condensadores a ar são fabricados para capacidades de refrigeração da ordem de centenas de quilowatts. O condensador a água é preferível ao condensador a ar nas aplicações em que a distância entre o compressor e o local onde o calor é dissipado é grande. A maioria dos projetistas prefere transportar água a transportar refrigerante em linhas de grande comprimento.

1.1.3 Condensadores a água

Sistemas que utilizam condensadores a água podem ser divididos em dois tipos : a água perdida e com recirculação de água. Nos sistemas a água perdida, a água usada pelo condensador é jogada fora em rios ou córregos, sem se ter um aproveitamento da energia contida na mesma. Nos sistemas com recirculação de água, a água que deixa o condensador é bombeada para uma torre de resfriamento de água onde sua temperatura é reduzida até a temperatura de entrada no condensador, passando então novamente pelo condensador.

Um fator importante nos condensadores a água perdida é o custo e a disponibilidade desta na determinação da quantidade de água que circula pelo condensador.

Em muitos casos, a quantidade de água que circula pelo condensador determina o projeto do circuito de água no condensador. Desde que a transferência de calor é função do tempo, tem-se que onde uma baixa quantidade de água necessita abaixar uma alta diferença de temperatura no condensador, a água precisa permanecer no interior do condensador por um período de tempo maior do que quando a quantidade de água é grande e as diferenças de temperatura são baixas. Assim quando o fluxo de água é baixo, o número de circuitos de água pelo condensador é pequeno e os circuitos são longos de forma a manter a água dentro do condensador por um período de tempo suficientemente grande para prover a absorção do calor do refrigerante. Por outro lado, quando o fluxo de água é alto e as diferenças de temperatura são baixas, mais circuitos são usados e estes são menores a fim de se reduzir a queda de pressão a um valor mínimo.

1.2 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

O problema a ser analisado neste trabalho é o da simulação do funcionamento de um condensador para uso doméstico. Assim, partindo desta premissa, foram tomadas as seguintes hipóteses :

- o condensador foi assumido como sendo do tipo tubos aletados, resfriado a ar com circulação natural, devido a este ser o tipo mais comum para esta utilização;
- foi assumido que no interior dos tubos do condensador, a transferência de calor ocorre apenas por convecção forçada; já do lado externo foi assumido que as trocas de calor são feitas segundo os mecanismos da radiação e convecção natural;
- o refrigerante foi admitido que ao entrar no condensador está na forma de vapor superaquecido e ao sair do mesmo ele se encontra na forma de líquido comprimido ou ainda pode estar na saturação.

1.2.1 Alguns comentários

Como este trabalho tem o intuito de ser um instrumento para o estudo da transferência de calor entre o condensador e meio externo, e assim uma simulação do funcionamento do condensador para uma posterior análise do ciclo de refrigeração, optou-se pelo tipo de condensador que tivesse a maior representatividade no mercado de refrigeradores domésticos do Brasil; assim foi escolhido o condensador feito a base de tubos aletados e resfriado a ar.

Esta escolha acarreta na tomada da segunda hipótese, das formas com que a transferência de calor ocorre, tanto do lado de dentro do condensador (trocas de calor entre o refrigerante e a parede interna dos tubos), como do lado de fora do condensador (trocas entre a parede externa dos tubos e o ar).

No lado interno dos tubos do condensador a velocidade do refrigerante é significativa, fazendo com que a transferência de calor por radiação seja desprezível face às trocas por convecção, assim desprezou-se o termo da radiação na determinação do coeficiente de troca de calor do lado interno do condensador.

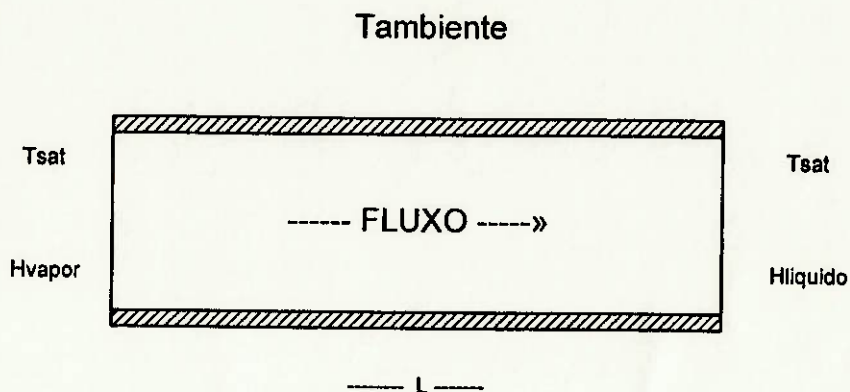
No lado externo, como a circulação de ar ocorre de maneira natural, a velocidade do ar é muito pequena e os efeitos da radiação não podem ser desprezados na determinação do coeficiente de troca de calor do lado externo do condensador.

A adoção de que o refrigerante entra e sai do condensador à temperatura de saturação foi uma simplificação feita para os cálculos das trocas de calor no interior dos tubos do condensador; assim o calor que é liberado pelo refrigerante é o calor de condensação do mesmo, logo ao longo do condensador a pressão e a temperatura do refrigerante se mantêm constante, alterando seu título em cada trecho do condensador.

Foi assumido que a proximidade da parede com o condensador não altera a transferência de calor entre este e o meio externo, embora este fato de a parede estar muito próxima do condensador somado ao fato da circulação de ar pelo condensador não ser forçada, afetam na temperatura média do ar que circula pelo condensador, elevando-a.

1.3 MODELAGEM DO SISTEMA

Partindo das hipóteses citadas anteriormente, a modelagem do sistema pode ser dividida em três partes, como mostrado a seguir.



Deseja-se chegar a uma equação final do tipo :

$$Q = \frac{\Delta T_{\text{Total}}}{\sum \text{Resistências térmicas}} = \frac{T_{\text{sat uração}} - T_{\text{ambiente}}}{(Res.)_{\text{interna}} + (Res.)_{\text{parede}} + (Res.)_{\text{externa}}}$$

1.3.1 Modelagem do interior do Condensador

A resistência térmica do lado interno do condensador pode ser escrita , conforme o que já foi dito, da forma :

$$(Resistência\ térmica)_{\text{interna}} = \frac{1}{h_{\text{interno}} A_{\text{interna}}}$$

onde h_{interno} é o coeficiente de troca de calor por convecção do lado interno dos tubos e A_{interna} é a área dos mesmos.

1.3.2 Modelagem na parede do Condensador

A resistência térmica na parede pode ser escrita como

$$(Resistência\ térmica)_{parede} = \frac{\ln(\frac{r_e}{r_i})}{2\pi kL}$$

onde r_e e r_i são respectivamente os raios externo e interno dos tubos, k é a condutividade térmica do material e L é o comprimento do condensador.

1.3.3 Modelagem do exterior do Condensador

O lado externo do condensador é o que apresenta maior número de peculiaridades a serem analisadas, devido ao fato já citado anteriormente. Assim, tem-se :

$$(Resistência\ térmica)_{externa} = \frac{1}{h_c(A_t + \eta_a A_a) + h_r(A_t + \frac{2\eta_a A_a}{\pi})}$$

onde, h_c e h_r são os coeficientes de troca de calor por convecção natural e por radiação do lado externa dos tubos, respectivamente, A_t e A_a são as áreas dos tubos e das aletas, respectivamente e η_a é a eficiência da aleta.

1.3.4 Cálculos dos coeficientes de transferência de Calor

Para o lado interno, pode-se usar a relação empírica de Jabardo , a saber:

$$Nu = 0,0009 \left[(Re_L)^2 * K_f \right]^{0,5}$$

onde:

$$K_f = \frac{\Delta X \cdot i_{L.V}}{C \cdot g}$$

ΔX = variação do título

$i_{L.V}$ = entalpia de vaporização do refrigerante

C = comprimento de tubo útil do evaporador

g = aceleração da gravidade

sendo válidas para $10^9 < (Re_L)^2 \cdot K_f < 0,6 \cdot 10^{12}$. E, lembrando que :

$$h_{\text{interno}} = \frac{Nu}{d_{\text{interno}}} \cdot k_{\text{refrigerante}}$$

onde $k_{\text{refrigerante}}$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção do refrigerante à temperatura de saturação e d_{interno} é o diâmetro interno dos tubos, tem-se o valor de h_{interno} .

Para o lado externo, pode-se usar a relação de Papanek para trocadores de calor na vertical :

$$Nu = 0,0188 Gr^{0,7556}$$

onde o número de Grashof (Gr) pode ser escrito da forma :

$$Gr = \frac{g (d_{\text{característico}})^3 (T_{\text{parede_externa}} - T_{\text{ambiente}})}{(\nu_{\text{ar}})^2 T_{\text{ar}}}$$

onde g é a aceleração da gravidade, $T_{\text{parede_externa}}$ e T_{ambiente} são as temperaturas na parede externa e no ambiente externo, respectivamente, ν_{ar} é a viscosidade cinemática do ar, T_{ar} é a temperatura do ar próximo à parede do tubo e $d_{\text{característico}}$ pode ser calculado como :

$$d_{\text{característico}} = \frac{A_t D_t + A_a D_a}{A_t + A_a}$$

onde A_t e A_a são as áreas do tubo e das aletas, respectivamente e D_t e D_a são os diâmetros do tubo e das aletas, respectivamente.

Assim, o coeficiente de troca de calor por convecção natural (h_c), pode ser calculado como :

$$h_c = \frac{Nu}{d_{\text{característico}}} k_{ar}$$

Já o coeficiente de troca de calor por radiação (h_r) pode ser calculado da seguinte forma :

$$h_r = \sigma \epsilon ((T_{\text{parede_externa}})^2 + (T_{\text{ambiente}})^2) ((T_{\text{parede_externa}}) + (T_{\text{ambiente}}))$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann e ϵ é a emissividade do material dos tubos.

2 MODELAGEM DO EVAPORADOR

2.1 INTRODUÇÃO:

2.1.1 O ciclo de refrigeração:

Diversos equipamentos que se utilizam do ciclo de compressão a vapor estão presentes no dia-a-dia do homem moderno. Desde instalações muito grandes de armazenagem de alimentos, com capacidade de armazenamento de milhões de toneladas de alimentos, até simples aparelhos residenciais de ar-condicionado e refrigeradores domésticos. Estas instalações têm princípios de funcionamento muito semelhantes, na qual o fluido de trabalho, chamado de Refrigerante, percorre um ciclo termodinâmico passando por quatro elementos básicos, ilustrados na figura abaixo:

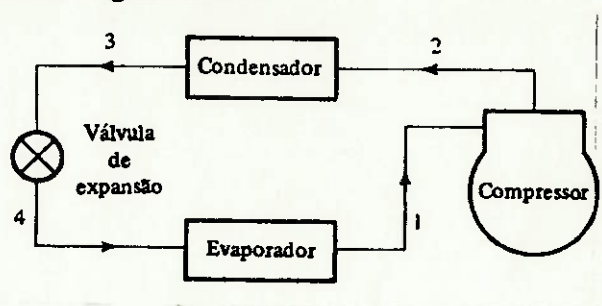


Figura 1.1.1 - Esquema dos componentes do ciclo de compressão a vapor

- 1.Evaporador: Elemento que troca calor com um reservatório a baixa temperatura proporcionando refrigeração à custa da vaporização do refrigerante.
- 2.Compressor: Elemento que comprime o vapor (em geral superaquecido) até a pressão de saturação de condensação
- 3.Condensador: Elemento que troca calor com um reservatório a alta temperatura à custa da condensação do refrigerante

4. Válvula de expansão: Proporciona a queda de pressão do refrigerante em alta pressão no condensador na sua passagem para o evaporador.

2.1.2 Escopo do trabalho:

O trabalho de formatura concentra-se neste ciclo, mais especificamente na simulação em computador do evaporador de um refrigerador doméstico produzido no Brasil. Este trabalho visa modelar e simular o funcionamento de um evaporador neste ciclo. Sendo que trabalhos semelhantes são desenvolvidos paralelamente a este para os outros elementos: condensador, válvula de expansão e compressor.

Até recentemente, o único procedimento disponível para a análise e desenvolvimento de refrigeradores domésticos tratava-se de testes experimentais. Que por sua vez são muito demorados, exigindo comumente mais de 24 horas para ser realizado, incluindo-se aí os tempos de ensaio e estabilização das condições. A velocidade do desenvolvimento tecnológico, associado a preocupações em relação à conservação da energia e aspectos ambientais, tornaram a necessidade de testes cada vez mais freqüentes, dispendiosas e importantes. Principalmente devido à corrida tecnológica para o lançamento de novos produtos, cada vez mais avançados. Essa necessidade, aliada à popularização dos computadores pessoais, tornou a utilização de modelos matemáticos em computador extremamente interessantes, pela possibilidade de agilização de testes e ensaios, na busca de vantagem competitiva no mercado.

Esta mesma necessidade, gerou a motivação para este trabalho. O objetivo final é possuir um programa que dadas as condições de entrada simule a performance de um ciclo de refrigeração doméstica completo. Com,

evaporador, compressor, condensador e válvula de expansão, e, ao menos forneça resultados que diminuam sensivelmente o número de testes necessários para o desenvolvimento de novos produtos.

2.2 REVISÃO DA LITERATURA:

2.2.1 O Evaporador:

Um evaporador é qualquer superfície de troca de calor na qual um líquido volátil é vaporizado a fim de remover calor de um espaço refrigerado, ou de um produto num espaço refrigerado. Tradicionalmente, o elemento refrigerante escoa por dentro do evaporador enquanto o elemento a ser refrigerado escoa por fora do evaporador. Porém, não é descartada a utilização de configurações diferentes.

Há diversas aplicações para evaporadores. Como mencionado no item 1.1, desde grandes instalações frigoríficas com capacidade de milhões de toneladas de armazenamento de produtos, até simples refrigeradores domésticos ou instalações de ar condicionado utilizam evaporadores. Por isso, eles são manufaturados em diversos tipos, formas e tamanhos.

Quanto à classificação de evaporadores, pode-se classifica-los pelos seguintes aspectos:

- Forma construtiva
- Método de alimentação do líquido refrigerante
- Condições de operação
- Método de circulação do ar (ou líquido) refrigerado
- Tipo do controle do refrigerante
- Aplicação

2.2.2 Formas construtivas:

Dentre as diversas formas construtivas utilizadas em evaporadores, há três que são as mais comuns:

1. Tubo simples
2. Placa
3. Tubo aletado

No caso do trabalho em estudo, há especial interesse no estudo de fenômenos que ocorrem em evaporadores de tipo placa em convecção natural, já que esses representam a esmagadora maioria dos tipos de evaporadores atualmente utilizados nos refrigeradores domésticos produzidos no Brasil.

Um evaporador tipo placa pode assumir diferentes configurações:

Algumas são construídas a partir de duas folhas lisas de metal que são moldadas e unidas formando uma cavidade pela qual escoar o líquido refrigerante. Este tipo é o preferido para o uso em refrigeradores domésticos porque permite fácil limpeza e podem ser conformados de diversas maneiras com um preço de fabricação economicamente interessante para aplicações domésticas. Um exemplo deste tipo de evaporador é mostrado a seguir:

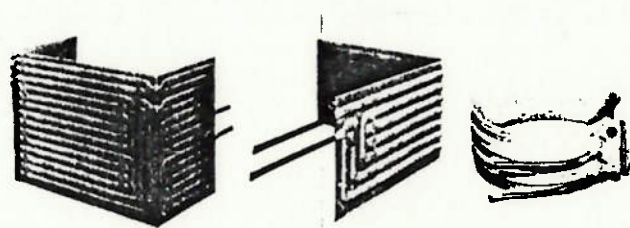


Figura 2.2.1 - Algumas configurações de evaporadores tipo placa

Outro tipo, trata-se de um tubo em forma de serpentina prensado entre duas placas. Com um líquido especial ou vácuo colocado entre os vazios (a

fim de aumentar o contato entre o tubo e as placas) e, conseqüentemente a troca de calor. Este tipo é usado especialmente em caminhões frigoríficos de entrega. Basicamente, durante a noite o sistema é conectado à uma central refrigeradora que dota o caminhão de uma capacidade refrigeradora, armazenada no líquido especial. Essa capacidade, é suficiente para o caminhão operar durante todo o expediente de trabalho no dia seguinte sendo que a temperatura das placas é controlada pela temperatura de fusão do líquido especial. Um exemplo deste outro tipo de evaporador é mostrado a seguir:

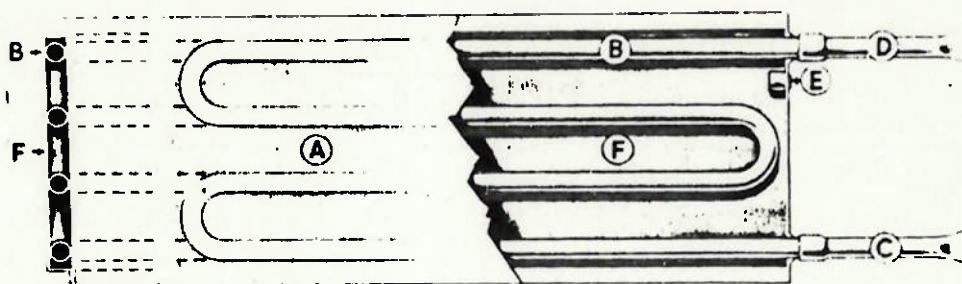


Figura 2.2.2 - Uma configuração de evaporador tipo placa

- (A) Placa
- (B) Tubo pelo qual escoo o refrigerante
- (C) e (D) Conexões para a válvula de expansão e compressor
- (E) Válvula para a produção de vácuo ou entrada do líquido especial
- (F) Espaço preenchido pelo vácuo ou líquido

2.2.3 Capacidade do evaporador:

A capacidade de um evaporador é a taxa à qual o calor passa do espaço refrigerado ao líquido refrigerante. Um evaporador selecionado para uma dada aplicação, deve ter capacidade suficiente para absorver calor a uma taxa

adequada produzindo a devida refrigeração, requerida nas dadas circunstâncias.

Há três formas de o calor chegar ao evaporador. Através de condução, radiação e convecção. Em refrigeradores domésticos, a principal e mais significativa fonte de transferência de calor é a convecção, que pode ser natural (refrigeradores comuns), ou, forçada (geladeiras *frost-free*). No caso em estudo, no lado externo, admitimos que ocorre apenas convecção natural, enquanto no lado interno ocorre somente convecção forçada. Quanto aos efeitos menos significativos (condução e radiação), no lado externo, a condução aparece quando há algum alimento em contato direto com o evaporador no fundo da câmara e a radiação está sempre presente proveniente das paredes da câmara e dos produtos dentro da câmara (porém, desprezível devido à baixa temperatura no interior da câmara).

2.2.4 Fator global de transferência de calor

Dos três fatores envolvidos, o fator devido ao material do evaporador é o menos significativo e, em geral, desprezível em relação à convecção nos lados interno e externo do evaporador.

Em geral, devido ao efeito que tem sobre o coeficiente global de troca de calor (U), através do valor do coeficiente de troca de calor por convecção (h) e da área, interna e externa do evaporador, Os fatores citados a seguir não devem ser negligenciados:

- Tipo de construção da placa
- Material usado
- Quantidade de superfície molhada no interior do evaporador
- Velocidade e condutividade do refrigerante nas cavidades entre as placas
- Quantidade de óleo presente no evaporador

- Elemento que está sendo resfriado
- Condição da superfície externa
- Velocidade do fluido externo sobre as placas
- Razão das áreas de troca

Sabe-se, no entanto, que a troca de calor por condução é maior nos líquidos que nos gases, ou seja, a taxa de calor que o refrigerante retira das placas aumenta conforme aumenta a superfície molhada no interior do evaporador.

Qualquer sujeira, tanto no interior quanto no exterior do evaporador tende a agir como isolante térmico diminuindo a quantidade de calor trocado.

Na superfície interna, a sujeira geralmente é causada pela presença excessiva de óleo no líquido refrigerante e/ou por baixas velocidades do refrigerante. A baixas velocidades, as bolhas de vapor, formadas pela ebulição do fluido refrigerante, tendem a grudar-se nas paredes das cavidades diminuindo o montante de área molhada no interior do evaporador. O aumento da velocidade do refrigerante produz uma ação de limpeza nas paredes internas o que arrasta embora as bolhas de vapor e óleo da parede, aumentando a taxa de troca de calor. Por isso, para um dado diâmetro, o coeficiente do filme interno aumenta com o aumento da velocidade. Porém, isso é limitado pela máxima perda de pressão permitida no evaporador pois apesar de poder haver um ganho em um certo ponto do evaporador, esse aumento da velocidade implica em um aumento da perda de pressão, o que, para o ciclo é prejudicial já que a pressão de sucção do compressor diminui, ocasionando um aumento da potência consumida que gera um resultado global negativo.

Devido a este efeito, não é utilizada a configuração na qual o líquido passa por fora do evaporador enquanto o gás passa por dentro pois a vazão em

volume dos gases é muito alta o que ocasiona uma perda de pressão muito elevada.

Sujeira na superfície externa de evaporadores de ar condicionado, é usualmente causado por pó suspenso no ar e gordura que aderem à superfície do evaporador. No caso de refrigeradores domésticos além destes efeitos, há também o gelo que acumula-se na superfície do evaporador quando a temperatura do mesmo cai abaixo da temperatura de solidificação da água no interior da câmara. Esse gelo é prejudicial pois serve como isolante térmico principalmente se presente em camadas espessas. Isso tudo implica em uma diminuição da quantidade de calor trocado.

Por outro lado, qualquer aumento da turbulência aumenta a taxa de transferência de calor. Em geral, a turbulência interna aumenta com a diferença de temperatura através da parede do evaporador e também com a rugosidade do material na parede interna do evaporador.

Outro fator que não pode ser negligenciado é a variação do título ao longo do evaporador pois na entrada do mesmo, em geral, o refrigerante possui uma pequena fração de vapor e ao sair, geralmente está superaquecido. Esse aumento da fração de vapor provoca uma intensificação da agitação no escoamento, e, conseqüentemente, um aumento no coeficiente de troca. Quando o refrigerante está quase todo vaporizado, o valor do coeficiente cai para aquele que pode ser determinado através das equações de transferência de calor para convecção forçada, como mostra a figura a seguir:

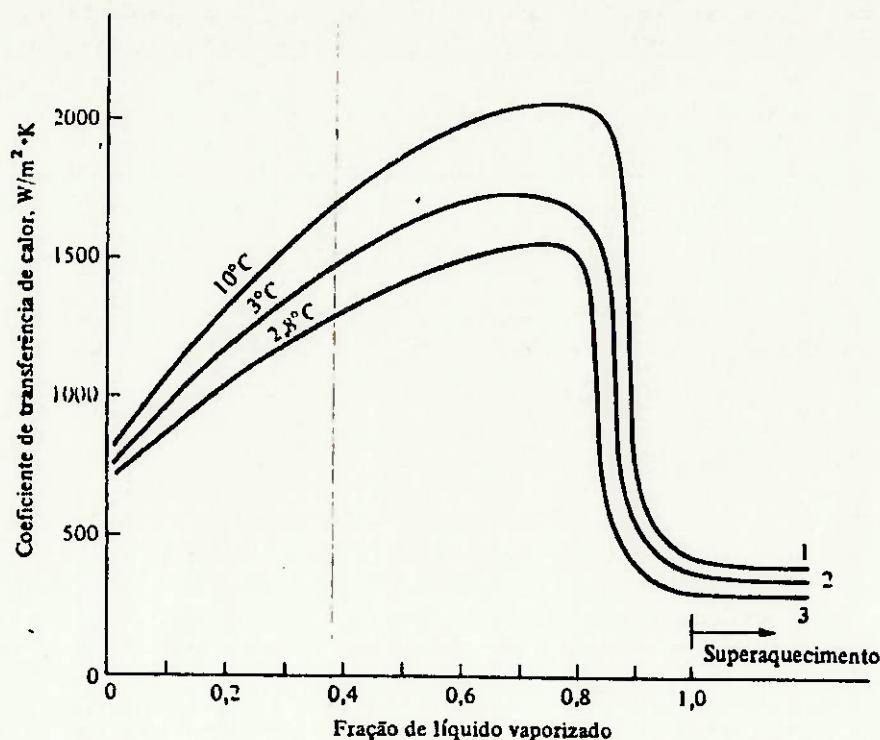


Figura 2.3.1 - Coeficientes de transferência de calor para o refrigerante 22 evaporando no interior dos tubos. As temperaturas de evaporação são: curva 1 a 10°C, curva 2 a 3°C e curva 3 a 2,8°C

Podemos observar na mesma, que conforme aumenta a temperatura de evaporação, aumenta também o coeficiente de troca de calor. Isso ocorre pois temperaturas mais altas implicam em pressões maiores na região de saturação e nessas condições o vapor do refrigerante apresenta uma alta densidade. Como a densidade é alta existem condições para que uma maior fração de superfície do evaporador esteja em contato com a fase líquida do refrigerante.

2.2.5 Uso de aletas

O uso de aletas só representa vantagem quando há uma diferença muito grande entre os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção interno e externo. Pois a resistência maior pode se impor no fluxo de calor, se

o valor da resistência menor for insignificante frente ao valor maior. Então, se isso ocorrer, o coeficiente global de troca de calor é determinado somente pelo valor maior (sem esquecer que fenômeno semelhante ocorre na relação entre as convecções e conduções no modelamento do evaporador, como citado no item 2.4). No caso em estudo, ocorre um fenômeno deste tipo pois na face interna dos evaporadores há fase líquida em contato enquanto na face externa há somente gás, o que torna a resistência externa bem maior que a interna. Por isso, os evaporadores tipo placa têm áreas bem maiores de troca de calor no lado externo, com a placa fazendo um papel de aleta a fim de tentar diminuir essa resistência externa.

2.3 MODELAGEM DO PROBLEMA

2.3.1 Hipóteses admitidas:

1. Admitiu-se um evaporador do tipo placa (devido a quase totalidade de utilização nos refrigeradores domésticos comerciais), sendo as cavidades modeladas como tubos e as placas como aletas.
2. No lado interno, devido à velocidade do fluido foi admitido que ocorre somente convecção forçada.
3. No lado externo, desprezou-se os efeitos devido à radiação, devido à baixa temperatura da câmara, e, condução admitindo-se que não há alimentos em contato direto com as placas (ocorrência muito comum nas aplicações do dia-a dia).
4. Perda de carga desprezível ao longo do evaporador. O que permite admitir que a temperatura ao longo do interior do evaporador permanece constante.

Partindo das hipóteses citadas anteriormente, construímos um modelo simplificado, de um trocador de calor, para o problema, como mostra a figura abaixo:

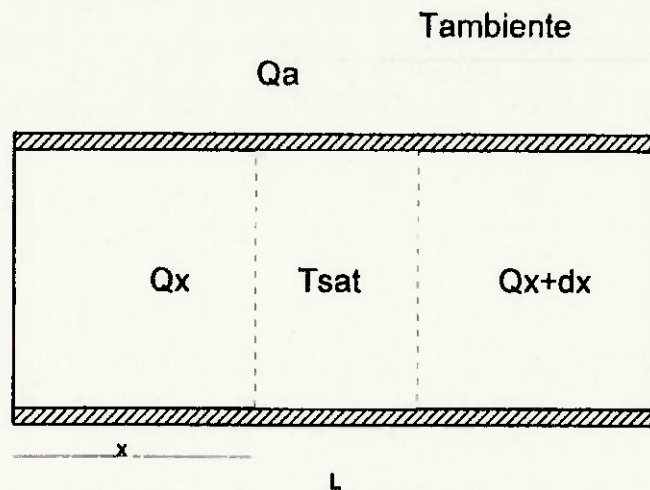


Figura 3.1.1 - Representação esquemática do evaporador

Do balanço de energia para o volume de controle acima, temos:

$$Q_x + Q_A = Q_{x+dx}$$

Aplicando as propriedades de troca de calor, chegamos a:

$$Q_A = U \cdot A \cdot (\Delta T_{tot}) = \frac{T_{amb.} - T_{sat.}}{\Sigma \text{Resistências térmicas}}$$

$$\therefore \frac{1}{U \cdot A} = \Sigma \text{Resistências térmicas}$$

Da literatura, para um tubo, temos:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{R_e}{R_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e}$$

2.3.2 Lado interno do evaporador

A resistência térmica do lado interno do evaporador pode ser escrita , conforme o que já foi dito, da forma :

$$\frac{1}{h_i A_i}$$

onde h_i é o coeficiente de troca de calor por convecção do lado interno dos tubos e A_i é a área dos mesmos.

Estamos interessados em determinar um valor médio constante para o coeficiente de transferência de calor na região bifásica, pois isso facilitará a aplicação computacional do problema.

Podemos admitir que para as condições de funcionamento da grande maioria dos evaporadores frigoríficos (o líquido refrigerante entra no evaporador saturado, com um título aproximado de 20%, pequenas diferenças de temperatura entre a temperatura média da mistura e a de saturação em cada seção), o coeficiente de transmissão de calor varia com o título conforme é ilustrado na figura a seguir:

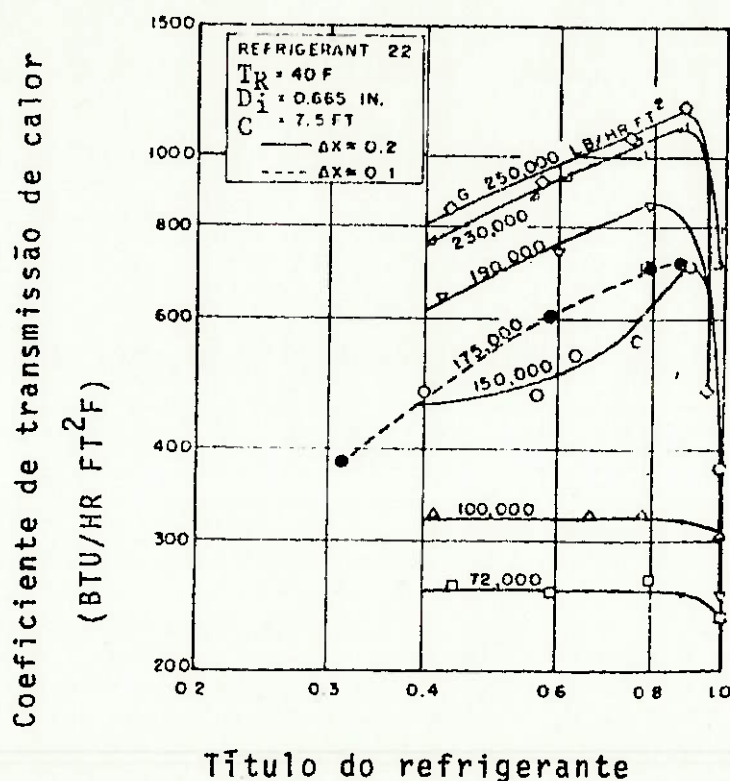


Figura 3.2.1 - Variação do coeficiente de troca de calor do refrigerante com o título

A análise da figura mostra que para vazões específicas baixas (menores que $10^5\text{ lb/hr}\cdot\text{ft}^2 = 4,48 \cdot 10^5\text{ kg/hr}\cdot\text{m}$) o coeficiente de troca de calor mantém-se praticamente constante independentemente do título. Nestas

vazões, a fase líquida tende a se acumular no fundo do tubo. Ocorrendo escoamento ondulado e estratificado. Podendo até ocorrer escoamento pistonado. Nas regiões finais, onde o título já está bem mais alto, ocorre a transição para um escoamento em forma de névoa, no qual o vapor a alta velocidade carrega as gotículas de líquido dispersas ocorrendo a queda do coeficiente de troca de calor.

Para vazões maiores, no início do evaporador ocorre escoamento ondulado e estratificado, passando depois a o que se chama de escoamento anular. Neste a fase líquida molha toda a superfície do tubo e o vapor escoando pelo centro em alta velocidade. Esse movimento tende a acelerar a camada de líquido, aumentando a turbulência que gera o aumento do coeficiente de troca de calor, como pode ser visto na figura. A queda brusca do coeficiente de troca de calor para títulos maiores que 90% é justificada pela transição do escoamento anular para um escoamento tipo névoa.

Na literatura, há diversos trabalhos que tratam da determinação do coeficiente de troca de calor local e para situações bem definidas. Porém, sabe-se que são raros os trabalhos que tratam do coeficiente de troca de calor médio para escoamento bifásico, devido à sua complexidade. Jabardo (8) indica duas fórmulas empíricas para uma avaliação do coeficiente médio em escoamento bifásico e uma para a região de superaquecimento. As fórmulas são:

1. Para título na saída menor que 0,9:

$$Nu = 0,0009 \left[(Re_L)^2 * K_f \right]^{0,5}$$

2. Para vapor superaquecido na saída (6º de superaquecimento):

$$Nu = 0,0082 \left[(Re_L)^2 * K_f \right]^{0,4}$$

onde:

$$K_f = \frac{\Delta x * i_{L,V}}{C * g}$$

Δx = variação do título

$i_{L,V}$ = entalpia de vaporização do refrigerante

C = comprimento de tubo útil do evaporador

g = aceleração da gravidade

Sendo válidas para $10^9 < (Re_L)^2 * K_f < 0,6 * 10^{12}$ e para títulos de entrada maiores que 15%.

Já para a parte superaquecida do evaporador, é recomendada a seguinte equação:

$$Nu = 0,021 * (Re_v)^{0,8} * (Pr_v)^{0,4}$$

Muito parecida com a relação de Dittus e Boelter para escoamento turbulento, plenamente desenvolvido em tubos lisos:

$$Nu = 0,023(Re_v)^{0,8}(Pr_v)^{0,33}$$

onde Nu , Re e Pr são os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl, respectivamente.

Sem esquecer que a partir do número de Nusselt chegamos ao valor do coeficiente de troca de calor para qualquer das situações acima:

$$h_i = \frac{Nu * k_{refr}}{d_i}$$

onde k_{refr} é o coeficiente de transferência de calor por convecção do refrigerante à temperatura de saturação e d_i é o diâmetro interno dos tubos, tem-se o valor de h_i .

O valor calculado para o coeficiente de troca de calor no escoamento bifásico é de ordem de grandeza maior que o coeficiente de troca de calor do vapor superaquecido. Isso gera uma descontinuidade no valor do coeficiente de troca de calor ao longo do evaporador. Porém, imagino que não haverá problemas na implementação em computador deste fato.

2.3.3 Parede do evaporador

Como mostrado acima, a resistência térmica na parede pode ser escrita como:

$$\frac{\ln\left(\frac{R_e}{R_i}\right)}{2\pi kL}$$

onde R_e e R_i são respectivamente os raios externo e interno dos tubos, k é a condutividade térmica do material e L é o comprimento do condensador. Que é o valor para a resistência térmica na parede de um tubo com transmissão de calor unidimensional.

2.3.4 Lado externo do evaporador

Para o lado externo do evaporador pensamos em modelá-lo como se o evaporador de placas fosse composto por tubos e aletas. As cavidades entre as placas fazem o papel de um tubo, enquanto o restante das placas trabalham como aletas. Ocorrendo apenas convecção natural.

Porém, a avaliação do valor do coeficiente de troca de calor para a superfície externa não foi determinada, pois trata-se de uma configuração extremamente rara na literatura e com pouca pesquisa publicada a respeito. Isso decorre de ser uma configuração comercialmente fora de uso, especialmente nos Estados Unidos o que gera desinteresse por parte de pesquisadores da comunidade internacional em estudá-lo.

A idéia é iniciar o programa mantendo fixo este valor e no futuro, estudar especificamente esta parte incorporando-a ao programa

3 PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO

3.1 IMPLEMENTAÇÃO

3.1.1 Etapas do processo de implementação:

Durante o primeiro semestre deste ano, foram desenvolvidos dois modelos matemáticos para a simulação do funcionamento de um condensador e de um evaporador para utilização doméstica. A partir destes modelos, conforme planejado anteriormente, inicio-se a construção do **software** em si. Aqui convém ressaltar que foi escolhido prosseguir os dois trabalhos em conjunto, devido ao ganho de tempo, velocidade de execução das etapas e agilidade na análise que isto acarretaria.

Assim, primeiramente se pensou em elaborar um programa de computador que atendesse aos objetivos dos dois equipamentos : condensador e evaporador. Para tratar as peculiaridades de cada modelo, foi proposta a presença de uma variável do tipo booleana (tipo=verdadeiro : evaporador e tipo=falso : condensador) que identificaria qual dos dois equipamentos estaria sendo usado. Com isto teria-se uma espinha dorsal com algumas "funções" onde seria necessária a diferenciação entre os dois equipamentos.

Outra vantagem deste método é, além da que já foi citada, que se trataria os dois equipamentos como trocadores de calor, o que poderia ser útil em aplicações industriais, onde os aparelhos podem funcionar tanto como evaporador como condensador, dependendo apenas da inversão do fluxo de refrigerante. Porém esta simplificação do ponto de vista da utilização do programa para a simulação do refrigerador inteiro, pode não ser muito atraente devido ao fato de ser necessário ter-se variáveis independentes para uma verificação do estado atual no evaporador, por exemplo, o que não ocorreria no método unificado.

Assim, adotou-se o modelo de dois programas independentes, que rodam em separado, aproveitando as similaridades e aprofundando nas peculiaridades para a execução de maneira mais rápida e eficiente.

Como já foi mencionado anteriormente não foi possível ter uma relação matemática confiável para o modelamento do lado externo do evaporador. Isso ocorreu devido ao fato de não haver bibliografia disponível a esse respeito. Com isso, o programa não podia ser desenvolvido pois o cálculo da transferência de calor entre o refrigerante e o meio não podia ser feito de uma forma confiável. Isso por si só inviabilizava o trabalho. Porém, conseguimos um valor experimental para o coeficiente global de transferência de calor $U = 8 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. A partir de então, foi possível desenvolver um programa completo e confiável, e, com a vantagem de que se algum dia for dada continuidade ao trabalho aqui desenvolvido e já houver uma formulação para a parede externa do evaporador é necessário somente trocar o valor experimental pela formulação matemática que calcula o valor do coeficiente global de transferência de calor. Outro aspecto importante é que a perda de carga foi desprezada devido ao seu valor ser muito pequeno (ordem de grandeza de $10\text{E}-8 \text{ Pa}$) e devido a dificuldade de se calcular o valor geométrico L/D na formulação da perda de carga devido à complexidade geométrica das cavidades entre as placas do evaporador.

3.2 ANÁLISE DO PROGRAMA

Adotando-se os resultados de testes fornecidos por um fabricante como base para a verificação de quão bom está o programa, pode-se fazer as seguintes conclusões: verificou-se que os resultados são muito satisfatórios, desprezando-se ou não as perdas de pressão ao longo do condensador, embora sejam diferentes dos valores testados. Obteve-se que na saída do condensador o fluido ainda permanece saturado, com título de aproximadamente 0.3 o que não deixa de ser uma situação possível para um condensador. Como os dados de testes fornecidos não mostram as pressões na entrada e saída, não se pode avaliar de quanto difere o modelo do programa da situação real. Pode-se notar que as perdas de pressão são muito pequenas (da ordem de 10^{-8}), o que pode ser devido à formulação adotada.

3.3 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Na terminologia da engenharia a análise de sensibilidade significa o processo de examinar de que modo uma variável do sistema é afetada por uma mudança em outra variável ou parâmetro do sistema. É de suma importância para o conhecimento do comportamento do ciclo de refrigeração saber a influência das capacidades de cada um dos componentes sobre a capacidade de refrigeração. Assim, deve-se saber a sensibilidade de cada componente em si com relação a suas variáveis e parâmetros.

Aqui foi adotado o método de se alterar uma variável, deixando as outras fixas e verificar a consequente variação global.

3.3.1 Condensador :

Para o condensador, será analisada a sensibilidade da variação dos seguintes parâmetros:

Temperatura ambiente;

Temperatura do fluido na entrada do condensador;

Pressão do fluido na entrada do condensador;

em relação à situação padrão que é a mesma fornecida pelos testes da Consul.

1.1) Temperatura ambiente : com um aumento de 10% no valor da temperatura do meio ambiente (de 42.3 °C para 46.53 °C), obteve-se uma redução de 40.5% no valor do calor total trocado ($Q = -56.33 \text{ kW}$) e um aumento de 79.63% no valor do título na saída ($X_s = 0.76664$). Como era de se esperar, o aumento da temperatura externa implica na redução do gradiente de

temperatura entre o meio externo e o fluido no interior do condensador, o que se traduz em menor calor total trocado.

1.2) Temperatura do fluido na entrada do condensador : aumentando-se esta temperatura em 10% (de 71.5 °C para 78.65 °C) acarreta no aumento de 4% no valor do calor total trocado ($Q = -98.50 \text{ kW}$) e um aumento no valor do título de saída de 5% ($X_s = 0.44775$). Novamente, como era de se esperar, com o aumento do gradiente de temperatura entre o meio ambiente e o lado interno, obteve-se um aumento no calor total trocado e devido ao fato do fluido entrar mais quente, ele

demora mais tempo para entrar na saturação e, por conseguinte, para sair dela.

1.3) Pressão do fluido na entrada do condensador : ao aumentar-se a pressão do fluido na entrada do condensador em 10% (de 1.44MPa para 1.584MPa) constata-se o aumento no calor total trocado em 44.4% (de $Q = -94.8 \text{ kW}$ para $Q = -136.88 \text{ kW}$) e na queda do valor do título na saída em 78.7% (de $X_s = 0.4268$ para $X_s = 0.0908$). Com o aumento da temperatura, o calor total aumenta devido ao gradiente de temperatura entre o meio externo e o meio interno ser maior durante mais tempo ($T_{\text{saturação}}$ é maior para pressões maiores) e com isto tem-se um título menor na saída, pois a troca de calor é maior além da faixa de saturação ser menor.

3.3.2 Evaporador :

Para a análise de sensibilidade do evaporador, foi estudado o comportamento do sistema frente às variações dos seguintes parâmetros :

Temperatura ambiente;

Temperatura do fluido na entrada do evaporador;

Temperatura média do gabinete

Temperatura média do freezer

Cabe lembrar que os valores geométricos foram mantidos constantes (retirados dos testes de bancada) e que o título de entrada assim como o fluxo em massa também foram fixados a fim de facilitar a comparação de resultados.

2.1) Temperatura ambiente : elevando a temperatura do meio externo em 10% (de 42 °C para 46.2 °C), nota-se que a variação nos parâmetros de saída não é muito significativa : o título aumentou em 0.4% (de $X_s = 0.773$ para $X_s = 0.776$) e o calor total trocado aumentou em 0.5% (de $Q = 112.19$ kW para $Q = 112.81$ kW). Apesar de se aumentar o gradiente de temperatura entre o fluido e o meio externo, este aumento não é significativo frente as outras formas de troca de calor pois a quantidade de calor que atravessa a parede de poliuretano é desprezível. Isso motivou a não formulação da resistência para a parede externa do refrigerador no que diz respeito à convecção natural;

2.2) Temperatura do fluido na entrada do evaporador : diminuindo-se esta temperatura em 10% (de -25.2 °C para -27.72 °C), observa-se que ocorre um aumento no título de saída de 24.2% (de $X_s = 0.773$ para $X_s = 0.96$) e um aumento no calor total trocado da ordem de 34.51% (de $Q = 112.19$ kW para $Q = 150.91$ kW). De fato, com o aumento, em módulo, da temperatura de entrada, o gradiente de temperatura entre o evaporador e os meios com os quais ele troca calor aumenta e com isso o calor total trocado sofre um aumento, que se traduz também no aumento do título da saída;

2.3) Temperatura média do gabinete : ao aumentar-se a temperatura do gabinete em 10% (de 0.4 °C para 0.44 °C) verifica-se que os dados de saída quase não sofreram alteração : o título de saída não variou e o calor total trocado variou 0.1% (de $Q = 112.19$ kW para $Q = 112.31$ kW). Apesar da

variação sofrida pela variável ser de 10% como as outras sofreram, em termos absolutos, a variação não deveria causar alterações significativas, pois trocar calor com uma fonte a $0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ou a $0.44\text{ }^{\circ}\text{C}$ é praticamente a mesma coisa, quando as outras fontes estão a temperaturas de 50 a 100 vezes maiores;

2.4) Temperatura média do freezer : com um aumento em módulo de 10% (de $-19\text{ }^{\circ}\text{C}$ para $-20.9\text{ }^{\circ}\text{C}$) observa-se que o calor total trocado diminuiu em 7.9% (de $Q = 112.19\text{ kW}$ para $Q = 103.32\text{ kW}$) e o título de saída sofreu uma queda de 6% (de $X_s = 0.773$ para $X_s = 0.727$). Devido a queda no gradiente de temperatura entre o freezer e o fluido, era de se esperar uma queda no valor do calor total trocado e no título de saída;

3.4 APÊNDICES

PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DO CONDENSADOR

```

{-----}
{ Program Condensador.pas }
{ }
{ Funcao: Executa a simulação da transferência de calor em um condensador }
{ }
{ Units utilizadas : crt, }
{ }
{ } freon, }
{ } freon1, }
{ } prop1, }
{ } apresent, }
{ } graph }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Luiz H. Windlin versao 1.0 1993 }
{ Marcos Amino }
{ }
{-----}

```

```
program Condensador;
```

```
uses crt,freon,freon1,prop1,apresent,graph;
```

```

const g = 9.87;      {aceleracao da gravidade (m/s2) }
      sigma = 5.669E-8; {constante de Stefan-Boltzmann (W/m2*K4) }
      W=164;         {constante de acerto do referencial de entalpia }
      A_a = 0.3604;  {area de troca de calor das aletas (m2) }

```

```
type minivetor = array[1..5] of double;
```

```

var H,      {vetor das entalpias }
    P,      {vetor das pressoes }
    Q,      {calor trocado pelo equipamento }
    T,      {vetor das temperaturas }

```

```

X      :vetor;      {vetor dos titulos na saturacao      }
Coef   :minivetor; {vetor dos coeficientes de perda de carga      }
saturado,      {indica entre saturado ou nao      }
superaquecido, {indica entre superaquecido e liq.comprimido      }
flagsat,      {indica saturacao para parte grafica      }
flagvapor,     {indica fora da saturacao para parte grafica      }
grafico,      {indica escolha de saida grafica      }
perda_de_carga :boolean; {indica se a perda de carga sera calculada      }
N_fluido,      {numero do fluido de trabalho      }
maxdivisao,    {numero maximo de divisoes do equipamento      }
a1,           {variavel auxiliar da parte grafica      }
a2,           {variavel auxiliar da parte grafica      }
b1,           {variavel auxiliar da parte grafica      }
b2,           {variavel auxiliar da parte grafica      }
n           :integer; {contador que atualiza o andamento do programa      }
c,           {variavel auxiliar da parte grafica      }
da,          {diametro das aletas HC      }
de,          {diametro externo      }
di,          {diametro interno      }
Delta_Ae      {area externa      }
Delta_Ai,     {area interna      }
Delta_Aa,     {area das aletas      }
Delta_Q,      {troca de calor no interior de um passo      }
epsilon,      {emissividade da parede do trocador      }
Hlv,          {entalpia de vaporizacao      }
Hv,           {entalpia do vapor saturado      }
Sv,           {entropia do vapor saturado      }
Vv,           {volume especifico do vapor saturado      }
Vliq,         {volume especifico do liquido saturado      }
Hl,           {entalpia especifica do liquido saturado      }
k_parede,     {coef. troca de calor por conducao da parede      }
k_ar,         {coef. troca de calor por conducao do ar      }
k_aleta,      {coef. troca de calor por conducao do fluido      }
L,            {comprimento do tubo      }
M,            {vazao massica      }
n_a,          {eficiencia da aleta      }
P_aux,        {pressao interna do fluido      }
titulo_aux,   {variavel auxiliar no looping da saturacao      }
T_ambiente:double; {temperatura do meio ambiente      }

```

```

{-----}
{ Function TANH }

```

```

{
{ Valor de retorno: a tangente hiperbolica de x
{
{ Outras Sub-rotinas utilizadas:
{
{ Obs:
{
{ Luiz H. Windlin      versao 1.0      1993
{ Marcos Amino
{
{
{-----}

```

```

Function TANH(x:double):double;
begin
  tanh:=(exp(x)-exp(-x))/(exp(x)+exp(-x));
end;

```

```

{-----}
{ Function KFLUIDO
{
{ Valor de retorno: Coeficiente de perda de calor por conducao do fluido
{
{
{ Obs:
{
{ Luiz H. Windlin      versao 1.0      1993
{ Marcos Amino
{
{
{-----}

```

```

Function KFLUIDO:double;
var press_aux :double; {variavel auxiliar
begin
  if saturado
  then begin
    PS(press_aux,T[n-1]);
    if abs(press_aux-P[n-1])>=1.0E-3
    then begin
      writeln('Erro no proc. KFLUIDO na linha 61');
      repeat until keypressed;
    end;
    KFLUIDO:=X[n-1]*KFluidoVap(T[n-1],N_fluido)+(1-X[n-1])
      *KFluidoLiq(T[n-1],N_fluido);
  end;
end;

```

```

    end
    else if superaquecido
        then KFLUIDO:=KFluidoVap(T[n-1],N_fluido)
        else KFLUIDO:=KFluidoLiq(T[n-1],N_fluido);
    end;

```

```

{-----}
{ Function MI }
{ }
{ Valor de retorno: Viscosidade cinematica }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas: ViscFluidoVap }
{ ViscFluidoLiq }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Luiz H. Windlin versao 1.0 1993 }
{ Marcos Amino }
{ }
{-----}

```

```

Function MI:double;
var press_aux :double; {variavel auxiliar}
begin
    if saturado
        then begin
            PS(press_aux,T[n-1]);
            if abs(press_aux-P[n-1])>=1.0E-3
                then begin
                    writeln('Erro no proc. MI na linha 57');
                    repeat until keypressed;
                end;
            MI:=X[n-1]*ViscFluidoVap(P[n-1],T[n-1],N_fluido)+(1-X[n-1])
                *ViscFluidoLiq(T[n-1],N_fluido);
        end
        else if superaquecido
            then MI:=ViscFluidoVap(P[n-1],T[n-1],N_fluido)
            else MI:=ViscFluidoLiq(T[n-1],N_fluido);
    end;
end;

```

```

{-----}
{ Function REYNOLDS }
{ }

```

```

{ Valor de retorno: numero de Reynolds }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas: MI }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Luiz H. Windlin versao 1.0 1993 }
{ Marcos Amino }
{ }

```

```

{-----}

```

```

Function REYNOLDS(m,diam,visc : double) : double;
begin
  REYNOLDS:=m*4/(pi*diam*visc);
end;

```

```

{-----}
{ Function POT }
{ }
{ Valor de retorno: o numero elevado a potencia desejado }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas: }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Luiz H. Windlin versao 1.0 1993 }
{ Marcos Amino }
{ }
{-----}

```

```

Function POT(a,b : double) : double;
begin
  if a=0 then POT:=0
  else if a>0 then POT:=exp(b*ln(a))
    else if trunc(b) mod 2 = 0
      then POT:=exp(b*ln(abs(a)))
      else POT:=-exp(b*ln(abs(a)));
end;

```

```

{-----}
{ Procedure FASE }
{ }

```

```

{ Funcao: Identifica a fase em que se encontra o fluido dada a pressao }
{ e a temperatura. }
{ }
{ Variaveis alteradas: saturado indica se esta saturado ou nao }
{ superaquecido indica se esta superaquecido }
{ ou liquido-comprimido }
{ titulo_n1 valor do titulo no passo (n-1) }
{ titulo_n valor do titulo no passo (n) }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas : TS }
{ Maior_Igual }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Luiz H. Windlin versao 1.0 1993 }
{ Marcos Amino }
{ }
{ }
{-----}

```

```

Procedure FASE(var temp,press:double;var titulo_n:double;var
titulo_n1:double);
var Tsat : double; {temperatura de saturacao }
begin
  TS(Tsat,press);
  If (temp-Tsat<=1.0E-3) and (titulo_n1>0)
  then begin
    saturado:=true;
    temp:=Tsat;
    P_aux:=0;
    DHR(Hlv,Hv,Sv,Vv,Vliq,Hl,T[n-1],P_aux);
    Hl:=Hl-W;
    Hv:=Hv-W;
    titulo_n1:=(H[n-1]-Hl)/Hlv;
  end
  else begin
    saturado:=false;
    if Maior_Igual(Tsat,temp) or (titulo_n1<0)
    then begin
      superaquecido:=false;
      titulo_n1:=0;
      titulo_n:=0;
    end
    else superaquecido:=true;
  end
end

```

```

    end;
end;

```

```

{-----}
{ Function HI                                     }
{ }                                              }
{ Valor de retorno: coeficiente de troca de calor por conveccao }
{      no lado interno do tubo.                 }
{ }                                              }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas: DHR            }
{      REYNOLDS                                }
{      PrFluidoLiq                             }
{      PrFluidoVap                             }
{ }                                              }
{ Obs:                                          }
{ }                                              }
{      Luiz H. Windlin      versao 1.0      1993 }
{      Marcos Amino                                     }
{ }                                              }
{-----}

```

```

Function HI(var temp, press : double) : double;
var Kf,           {variavel auxiliar}
    Nu :double;   {numero de Nusselt}
begin
    if saturado
    then begin
        Kf:=abs(X[n]-X[n-1])*Hlv*1000/(L/maxdivisao*g);
        Nu:=0.0009*REYNOLDS(M,di,MI)*sqrt(Kf);
    end
    else if superaquecido
    then Nu:=0.021*POT(REYNOLDS(M,di,MI),0.8)
        *POT(PrFluidoVap(press,temp,N_fluido),0.4)
    else Nu:=0.023*POT(REYNOLDS(M,di,MI),0.8)
        *POT(PrFluidoLiq(temp,N_fluido),0.33);
    HI:=Nu*KFLUIDO/(di);
end;

```

```

{-----}
{ Function HC                                     }
{ }                                              }
{ Valor de retorno: coeficiente de troca de calor por conveccao natural }
{      no lado externo do condensador         }
{ }

```

```

{
{ Outras Sub-rotinas utilizadas: ViscAr
{                               DensAr
{
{ Obs:
{
{   Luiz H. Windlin      versao 1.0      1993
{   Marcos Amino
{
{ -----
{

```

```

Function HC : double;
var D_carac,      {diametro caracteristico
    Gr,           {numero de Grashof
    Nu :double;    {numero de Nusselt
begin
    D_carac:=(Delta_Ae*de+Delta_Aa*da)/(Delta_Ae+Delta_Aa);
    Gr:=g*POT(D_carac,3)*(T[n-1]-T_ambiente)/
        (sqr(ViscAr(T_ambiente)/DensAr(0.1,T_ambiente))*T_ambiente);
    Nu:=0.0188*POT(Gr,0.7556);
    HC:=Nu*k_ar/D_carac;
end;

```

```

{ -----
{ Function HR
{
{ Valor de retorno: coeficiente de troca de calor por radiacao
{                               no lado externo do condensador
{
{ Outras Sub-rotinas utilizadas:
{
{ Obs:
{
{   Luiz H. Windlin      versao 1.0      1993
{   Marcos Amino
{
{ -----
{

```

```

Function HR : double;
begin
    HR:=sigma*epslon*(sqr(T[n-1])+sqr(T_ambiente))
        *(T[n-1]+T_ambiente)
end;

```

```

{-----}
{ Function RES_INT }
{ }
{ Valor de retorno: Resistencia termica da parede interna do tubo. }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas: HI }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Luiz H. Windlin versao 1.0 1993 }
{ Marcos Amino }
{ }
{-----}

```

```

Function RES_INT : double;
begin
  res_int:=1/(HI(T[n-1],P[n-1])*Delta_Ai);
end;

```

```

{-----}
{ Function RES_PAREDE }
{ }
{ Valor de retorno: Resistencia termica da parede do tubo. }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas: }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Luiz H. Windlin versao 1.0 1993 }
{ Marcos Amino }
{ }
{-----}

```

```

Function RES_PAREDE : double;
begin
  RES_PAREDE:=ln(de/di)/(2*k_parede*pi*L/maxdivisao);
end;

```

```

{-----}
{ Function RES_EXT }
{ }
{ Valor de retorno: Resistencia termica da parede externa do tubo. }
{ }

```

```

{
{ Outras Sub-rotinas utilizadas: HC
{           HR
{           TANH
{
{ Obs:
{
{ Luiz H. Windlin      versao 1.0      1993
{ Marcos Amino
{
{-----}

```

```

Function RES_EXT : double;
var lambda,           {variavel auxiliar
    H_convect:double;  {coeficiente de perda de carga por conveccao
                        {natural
begin
    H_convect:=HC;
    lambda:=sqrt(H_convect/(k_aleta*da))*0.06;
    n_a:=TANH(lambda)/lambda;

RES_EXT:=1/(H_convect*(Delta_Ae+n_a*Delta_Aa)+HR*(Delta_Ae+(2*n_a
*
    Delta_Aa)/pi));
end;

```

```

{-----}
{ Function UA
{
{ Valor de retorno: UA da resistencia termica equivalente
{
{ Outras Sub-rotinas: RES_INT
{           RES_PAREDE
{           RES_EXT
{
{ Obs:
{
{ Luiz H. Windlin      versao 1.0      1993
{ Marcos Amino
{
{-----}

```

```

Function UA : double;

```

```

begin
  UA:=1/(RES_INT+RES_PAREDE+RES_EXT);
end;

```

```

{-----}
{ Function DELTA_P }
{ }
{ Valor de retorno: Perda de pressao no passo }
{ }
{ Outras Sub-rotinas: REYNOLDS }
{     POT }
{     ViscFluidoVap }
{     ViscFluidoLiq }
{     FLUIDO }
{ }
{ Obs: }
{ }
{     Luiz H. Windlin     versao 1.0     1993 }
{     Marcos Amino }
{ }
{-----}

```

```

Function DELTA_P : double;
var FI,           {fator de correlacao da perda de carga}
    Xtt,          {relacao entre as perdas de pressao da fase }
                {liquida pelas perdas da fase vapor}
    V,            {volume especifico}
    H,            {entalpia especifica}
    S,            {entropia especifica}
    Fi_aux1,      {auxiliar no calculo de FI}
    Fi_aux2,      {auxiliar no calculo de FI}
    f:double;     {coeficiente de perda de carga distribuida}
    i:integer;    {contador auxiliar}
begin
  f:=0.046*POT(REYNOLDS(M,di,MI),-0.2);
  if saturado then
    begin
      Fi_aux2:=0;
      Xtt:=POT((1-X[n-1])/X[n-1],0.9)*POT(ViscFluidoLiq(T[n-1],N_fluido)/
        ViscFluidoVap(P[n-1],T[n-1],N_fluido),0.1)*sqrt(Vliq/Vv);
      for i:=1 to 5 do begin
        Fi_aux1:=ln(Xtt)/ln(10);
        Fi_aux1:=POT(Fi_aux1,(i-1));

```

```

        Fi_aux1:=Cocf[i]*Fi_aux1;
        Fi_aux2:=Fi_aux2+Fi_aux1;
    end;
    FI:=POT(10,Fi_aux2);
    DELTA_P:=2*f*sqr(M*(1-X[n-1]))*L*FI*Vliq/(di*maxdivisao);
end
    else begin
        if superaquecido
            then begin
                V:=0;
                H:=0;
                S:=0;
                FLUIDO(P[n-1],V,T[n-1],H,S);
            end
            else V:=Vliq;
                DELTA_P:=2*f*sqr(M)*L*V/(di*maxdivisao);
            end;
end;
end;

```

```

{-----}
{ Procedure Atualiza }
{ }
{ Funcao: Altera as propriedades para um novo passo }
{ }
{ Variaveis alteradas: }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas : DELTA_P }
{          TS }
{          CpFluidoVap }
{          CpFluidoLiq }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Luiz H. Windlin      versao 1.0      1993 }
{ Marcos Amino }
{ }
{-----}

```

```

Procedure Atualiza;
var Cp:double;           {calor especifico do fluido a pressao constante }
begin
    if (perda_de_carga) then P[n]:=P[n-1]-DELTA_P
        else P[n]:=P[n-1];

```

```

if (saturado)
  then if (perda_de_carga) then TS(T[n],P[n])
        else T[n]:=T[n-1]
  else begin
    if superaquecido
      then Cp:=CpFluidoVap(P[n-1],T[n-1],N_fluido)/1000
      else Cp:=CpFluidoLiq(T[n-1],N_fluido)/1000;
    T[n]:=T[n-1]+(Delta_Q/(M*Cp));
    h[n]:=h[n-1]+(Delta_Q/M);
  end;
end;

```

```

{-----}
{ Procedure MostraCondicoesIniciais }
{ }
{ Funcao: Mostra na saida grafica os parametros iniciais }
{ }
{ Variaveis alteradas: }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas : }
{ }
{ Obs: }
{ }
{   Luiz H Windlin      versao 1.0      1993 }
{   Marcos Amino }
{ }
{-----}

```

```

procedure MostraCondicoesIniciais;

```

```

const

```

```

  Xis = 10;

```

```

var

```

```

  ViewInfo : ViewPortType; { Parametro de procedimentos de consulta }

```

```

  LineInfo : LineSettingsType;

```

```

  FillInfo : FillSettingsType;

```

```

  TextInfo : TextSettingsType;

```

```

  Palette : PaletteType;

```

```

  DriverStr : string;

```

```

  ModeStr : string;

```

```

  Y : word;

```

```

procedure WriteOut(S : string);

```

```

                                {Escreve um string e incrementa para uma nova
linha}
begin
  OutTextXY(Xis, Y, S);
  Inc(Y, TextHeight('M')+2);
end; { WriteOut }

begin
  GetViewSettings(ViewInfo);
  GetLineSettings(LineInfo);
  GetFillSettings(FillInfo);
  GetTextSettings(TextInfo);
  GetPalette(Palette);
  Y := 4;
  SetTextJustify(LeftText, TopText);
  WriteOut("");
  WriteOut('CONDICOES INICIAIS');
  WriteOut("");
  WriteOut('Fluido Refrig. : '+Int2Str(n_fluido));
  WriteOut("");
  WriteOut('Compr.Tubo [m]: '+Dbl2Str(L,2,2));
  WriteOut('Diam.Externo[mm]: '+Dbl2Str(de*1000,2,2));
  WriteOut('Diam.Interno[mm]: '+Dbl2Str(di*1000,2,2));
  WriteOut("");
  WriteOut('P entrada [MPa]: '+Dbl2Str(P[0],2,2));
  WriteOut('T entrada [oC]: '+Dbl2Str(T[0],2,2));
  WriteOut('H entr [KJ]: '+Dbl2Str(H[0],2,2));
  WriteOut('T ambiente [oC]: '+Dbl2Str(T_ambiente,2,2));
  WriteOut("");
  WriteOut('FluxoMassa[kg/h]: '+Dbl2Str(M*3600,2,2));
end;

{-----}
{ Procedure Entrada_de_dados }
{ }
{ }
{ Funcao: Promove a entrada de dados do sistema }
{ }
{ Variaveis alteradas: }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas : }
{ }
{ Obs: }
{ }

```

```
{ Luiz H Windlin      versao 1.0      1993      }
{ Marcos Amino                                     }
{                                                     }
{-----}
```

```
procedure Entrada_de_dados;
var SouN:char;
begin
  writeln;
  writeln('Entre com os dados referentes a geometria do equipamento :');
  writeln;
  write('Entre com o comprimento do tubo do condensador ( m ) : ');
  readln(L);
  write('Entre com o diametro externo do tubo ( mm ) : ');
  readln(de);
  de:=de/1000;
  write('Entre com o diametro interno do tubo ( mm ) : ');
  readln(di);
  di:=di/1000;
  write('Entre com o diametro das aletas ( mm ) : ');
  readln(da);
  da:=da/1000;

  writeln;
  writeln;
  writeln('Entre com os dados referentes ao fluido de trabalho :');
  writeln;
  repeat
    write('Entre com o numero do fluido ( 12 para R12 ou 134 para R134 ) : ');
    readln(N_fluido);
  until (N_fluido=12) or (N_fluido=134);
  writeln;
  write('Entre com a pressao na entrada do equipamento ( MPa ) : ');
  readln(P[0]);
  write('Entre com a temperatura na entrada do equipamento ( oC ) : ');
  readln(T[0]);

  writeln;
  write('Entre com a vazao massica do fluido na entrada do equipamento ( kg/h
) : ');
  readln(M);
  M:=M/3600;
  writeln;
```

```
writeln;
writeln('Entre com os dados referentes ao meio ambiente :');
writeln;
write('Entre com a temperatura do meio ambiente ( oC ) : ');
readln(T_ambiente);

writeln;
writeln;
writeln('Voce deseja que leve em consideracao a perda de carga? ( S ou N
):');
writeln;
repeat
  write('Digite S ou N:');
  readln(SouN)
until (SouN='s') or (SouN='S') or (SouN='n') or (SouN='N');
if (SouN='s') or (SouN='S')
  then begin
    perda_de_carga:=true;
    Coef[1]:=1.4;
    Coef[2]:=-0.87917;
    Coef[3]:=0.14062;
    Coef[4]:=0.0010417;
    Coef[5]:=-0.00078125;
  end
else perda_de_carga:=false;

write('Em quantas partes voce deseja dividir o tubo para o calculo?
(max=200):');
repeat
  write('Entre com o numero de divisoes:');
  readln(maxdivisao)
until maxdivisao<201;
write('Voce deseja saida grafica? ( S ou N ):');
repeat
  write('Digite S ou N:');
  readln(SouN)
until (SouN='s') or (SouN='S') or (SouN='n') or (SouN='N');
if (SouN='s') or (SouN='S')
  then grafico:=true
  else grafico:=false;

end;
{----- }
```

```
{----- PROGRAMA PRINCIPAL -----}
{-----}
BEGIN
  clrscr;

  Entrada_de_dados;

  LeArquivo(N_fluido);
  k_ar:=KAr(T_ambiente);
  Q[0]:=0;
  Delta_Ae:=pi*de*L/maxdivisao;
  Delta_Ai:=pi*di*L/maxdivisao;
  Delta_Aa:=A_a/maxdivisao;
  k_parede:=50;
  K_aleta:=50;
  epsilon:=0.26;
  saturado:=false;
  superaquecido:=true;
  flagsat:=false;
  flagvapor:=false;
  X[0]:=1;
  for n:=1 to maxdivisao do
    begin
      X[n]:=1;
      T[n]:=0;
      P[n]:=0;
      H[n]:=0;
      Q[n]:=0;
    end;
  Vv:=0;
  H[0]:=0;
  Sv:=0;
  FLUIDO(P[0],Vv,T[0],H[0],Sv);
  H[0]:=H[0]-W;

  if grafico=true then begin
    INITIALIZE;
    DrawBack(0,7);
    with ViewInfo do
      begin
        SetColor(15);
        Rectangle(5,4,217,314);
        Rectangle(222,4,maxX-5,314);
```

```

        Rectangle(5,318,317,448);
        Rectangle(322,318,maxX-5,448);
    end;
    StatusLine('Pressione Ctrl-Break para interromper');
    DrawBack(1,0);
    MostraCondiçõesIniciais;
    DrawBack(2,8);
    SetColor(0);
    SetTextStyle(0,HorizDir,2);
    SetTextJustify(CenterText, CenterText);
    OutTextXY(190,20,'CONDENSADOR');
    DrawBack(3,4);
    SetColor(15);
    SetTextStyle(0,HorizDir,1);
    SetTextJustify(CenterText, CenterText);
    OutTextXY(150,20,'PROJETO DE FORMATURA 1993');
    OutTextXY(150,40,'SIMULACAO          DE          UM
CONDENSADOR');
    OutTextXY(150,70,'LUIZ  HENRIQUE  WINDLIN  &
MARCOS          AMINO');
    OutTextXY(150,90,'PROF.  ORIENTADOR    :  FLAVIO
FIORELI');
    DrawBack(4,10);
    c:=(378/maxdivisao);  {cte para o passo na animacao}
    end{then}
    else begin
        writeln('compr  temp  press  titulo          entalpia          Q
saturado          superaquecido');
    end;

for n:=1 to maxdivisao do
begin
    FASE(T[n-1],P[n-1],X[n],X[n-1]);
    if saturado
    then begin
        titulo_aux:=X[n-1]-0.001;
        while abs(X[n]-titulo_aux)>=1.0e-4 do
        begin
            X[n]:=titulo_aux;
            Delta_Q:=UA*(T_ambiente-T[n-1])/1000;
            H[n]:=H[n-1]+Delta_Q/M;
            titulo_aux:=(H[n]-Hl)/Hlv;
        end;
    end;

```

```

    end
    else Delta_Q:=UA*(T_ambiente-T[n-1])/1000;
    Q[n]:=Q[n-1]+Delta_Q;
    Atualiza;
    if grafico=false      { escreve o valor calculado }
    then writeln((n-1),' ',T[n-1]:2:2,' ',P[n-1]:2:2,' ',
                X[n-1]:2:5,' ',h[n-1]:2:2,' ',
                (Q[n-1]*1000):2:2,' ',saturado,' ',superaquecido)
    else begin            { faz a animacao grafica }
        a1:=10;
        b1:=180;
        a2:=390;
        b2:=220;
        Janela(2);
        with ViewInfo do
            begin
                SetColor(10);
                Rectangle(a1,b1,a2,b2);
                if saturado then begin
                    SetFillStyle(4,14);
                    if flagsat=false
                    then begin
                        SetColor(0);
                        SetTextStyle(DefaultFont, VertDir, 1);
                        SetTextJustify(CenterText, BottomText);
                        a1:=11+5+trunc((n-1)*c);
                        OutTextXY(a1,b1+1-20,'saturado');
                        flagvapor:=false;
                    end;
                    flagsat:=true;
                end
                else if superaquecido
                then begin
                    SetFillStyle(1,4);
                    if flagvapor=false
                    then begin
                        SetColor(4);
                        SetTextStyle(DefaultFont, VertDir, 1);
                        SetTextJustify(CenterText, BottomText);
                        a1:=11+5+trunc((n-1)*c);
                        OutTextXY(a1,b1+1-20,
                                'superaquecido');
                    end;
                end;
            end
        end
    end

```

```

        flagvapor:=true;
    end
else begin
    SetFillStyle(1,1);
    if flagvapor=false
    then begin
        SetColor(1);
        SetTextStyle(DefaultFont, VertDir, 1);
        SetTextJustify(CenterText, BottomText);
        a1:=11+5+trunc((n-1)*c);
        OutTextXY(a1,b1+1-20,
            'LiqComprimido');
        end;
        flagvapor:=true;
    end;
    a1:=11+trunc((n-1)*c);
    a2:=11+trunc(n*c);
    Bar(a1,b1+1,a2,b2-1);
end;

Janela(4);    {desenha a janela com os valores          }
SetTextStyle(DefaultFont, HorizDir, 1);
SetTextJustify(LeftText, TopText);
DrawFillBox(30,10,50,20,7,'n',Int2Str(n),");
DrawFillBox(30,50,70,20,7,'T',Dbl2Str(T[n],2,2),'oC');
DrawFillBox(30,90,70,20,7,'P',Dbl2Str(P[n],2,2),'MPa');
DrawFillBox(170,10,50,20,7,'X',Dbl2Str(X[n],2,2),");
DrawFillBox(170,50,100,20,7,'H',Dbl2Str(H[n],2,2),'KJ');
DrawFillBox(170,90,100,20,7,'Q',Dbl2Str(Q[n]*1000,2,2),'W');

    end;          {else          }
end;             {for           }
if grafico=false
then writeln(L:2:1,' ',T[maxdivisao]:2:2,' ',
    P[maxdivisao]:2:2,' ',X[maxdivisao]:2:5,' ',
    h[maxdivisao]:2:2,' ',(Q[n]*1000):2:2,' ',
    saturado,' ',superaquecido)
else begin
    StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q ou tecla F para
finalizar');
    repeat
        repeat
            opcao:=upcase(readkey);

```

```
until ((opcao='T') or (opcao='H') or (opcao='X') or (opcao='P') or
      (opcao='Q') or (opcao='F'));
case opcao of
  'T' : begin
    Graphic(T,maxdivisao,5,5,'Diagrama Temperatura x Num
passos','T
           (oC)');
    StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q ou tecla F
para          finalizar');
    end;
  'H' : begin
    Graphic(H,maxdivisao,5,5,'Diagrama Entalpia x Num
passos','H
           (kJ)');
    StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q');
    end;
  'X' : begin
    Graphic(X,maxdivisao,5,5,'Diagrama Titulo x Num passos','X
(-)');
    StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q ou tecla F
para          finalizar');
    end;
  'P' : begin
    Graphic(P,maxdivisao,5,5,'Diagrama Pressao x Num
passos','P
           (MPa)');
    StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q ou tecla F
para          finalizar');
    end;
  'Q' : begin
    Graphic(Q,maxdivisao,5,5,'Diagrama Troca de Calor x Num
passos','Q (kW)');
    StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q ou tecla F
para          finalizar');
    end;
  end;
until (opcao='F');
end;
END.
```

PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DO EVAPORADOR

```

{-----}
{ Program Evaporador.pas }
{ }
{ Funcao: Executa a simulação da transferência de calor em um evaporador }
{ }
{ Units utilizadas : crt, }
{ }
{ } freon, }
{ } freon1, }
{ } prop1, }
{ } apresent, }
{ } graph }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Marcos Amino versao 1.0 1993 }
{ Luiz H Windlin }
{ }
{-----}

```

```

program Evaporador;

```

```

uses crt,freon,freon1,prop1,apresent,graph;

```

```

const g = 9.87;      {aceleracao da gravidade (m/s2) }
      W=164;         {const. de acerto da entalpia de referencia }

```

```

var opcao : char;
    H,      {vetor das entalpias }
    Q,      {calor trocado pelo equipamento }
    P,      {vetor das pressoes }
    T,      {vetor das temperaturas }
    X      :vetor; {vetor dos titulos na saturacao }
    saturado, {indica entre saturado ou nao }
    superaquecido, {indica entre superaquecido e liq.comprimido }
    flagsat, {indica saturacao para parte grafica }
    flagvapor, {indica fora da saturacao para parte grafica }

```

```

grafico      :boolean; {indica escolha de saida grafica      }
N_fluido,    {numero do fluido de trabalho                  }
a1,          {variavel auxiliar da parte grafica            }
a2,          {variavel auxiliar da parte grafica            }
b1,          {variavel auxiliar da parte grafica            }
b2,          {variavel auxiliar da parte grafica            }
maxdivisao,  {numero maximo de divisoes do equipamento      }
n            :integer; {contador que atualiza o andamento do programa }
deltaA,      {variacao de area por passo                    }
AreaPlacaFreezer, {area da placa do freezer                                }
AreaPlacaFria,  {area da placa fria                                  }
n1,          {regiao da placa do freezer                    }
n2,          {regiao da placa fria                          }
T_Freezer,    {temperatura media do freezer                 }
T_gabinete,   {temperatura media do gabinete                }
dx_poliuretano, {espessura do isolamento                    }
K_poliuretano, {coeficiente de conducao do isolamento        }
c,            {variavel auxiliar da parte grafica            }
Cp,           {calor especifico do fluido a pressao constante }
Delta_Q,      {troca de calor no interior de um passo      }
Hlv,          {entalpia de vaporizacao                      }
Hv,           {entalpia do vapor saturado                   }
Sv,           {entropia do vapor saturado                   }
Vv,           {volume especifico do vapor saturado          }
Vliq,         {volume especifico do liquido saturado        }
Hl,           {entalpia especifica do liquido saturado      }
M,            {vazao massica                                 }
P_aux,        {pressao interna do fluido RES_INT            }
titulo_aux,   {variavel auxiliar no looping da saturacao   }
T_ambiente   :double; {temperatura do meio ambiente        }

```

```

{-----}
{ Procedure FASE }
{ }
{ Funcao: Identifica a fase em que se encontra o fluido dada a pressao }
{ e a temperatura. }
{ }
{ Variaveis alteradas: saturado indica se esta saturado ou nao }
{ superaquecido indica se esta superaquecido }
{ ou liquido-comprimido }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas : TS }
{ Menor_Igual }

```

```

{
{ Obs:
{
{ Marcos Amino      versao 1.0      1993
{ Luiz H Windlin
{
{-----}

```

```

procedure FASE(temp,press : double);
var Tsat : double;      {temperatura de saturacao}
begin
  TS(Tsat,press);
  If abs(Tsat-temp)<=1.0E-1
  then begin
    saturado:=true;
    superaquecido:=false;
  end
  else begin
    saturado:=false;
    if Menor_Igual(Tsat,temp) then superaquecido:=true
      else superaquecido:=false;
  end;
end;

```

```

{-----}
{ Function ResPoliuretano
{
{ Valor de retorno: a resistencia termica do isolamento da geladeira
{
{ Outras Sub-rotinas utilizadas:
{
{ Obs:
{
{ Marcos Amino      versao 1.0      1993
{ Luiz H Windlin
{
{-----}

```

```

function ResPoliuretano : double;
begin
  ResPoliuretano:=dx_poliuretano/K_poliuretano;
end;

```

```

{-----}
{ Procedure DeltaQFreezer }
{ }
{ Funcao: Calcula a troca de calor no freezer }
{ }
{ Variaveis alteradas: }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas : ResPoliuretano }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Marcos Amino      versao 1.0      1993 }
{ Luiz H Windlin }
{ }
{-----}

```

```

procedure DeltaQFreezer;
begin
  if (T_Freezer-T[n-1])<0 then
    writeln('A temperatura do freezer e maior que a do fluido!!!');
  Delta_Q:=8*deltaA/2*(T_Freezer-T[n-1])/1000+
    1/((1/8)+ResPoliuretano)*deltaA/3*(T_ambiente-T[n-1])/1000+
    1/((1/8)+ResPoliuretano)*deltaA/6*(T_gabinete-T[n-1])/1000;
end;

```

```

{-----}
{ Procedure CalculaDeltaQ }
{ }
{ Funcao: Calcula a troca de calor no evaporador inteiro }
{ }
{ Variaveis alteradas: }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Marcos Amino      versao 1.0      1993 }
{ Luiz H Windlin }
{ }
{-----}

```

```

procedure CalculaDeltaQ;
begin
  if n < n1

```

```

then begin {1 parte Freezer}
    DeltaQFreezer;
end
else if n < n2
    then begin {placa fria}
        Delta_Q:=8*deltaA*(T_gabinete-T[n-1])/1000;
    end
    else begin {2 parte Freezer}
        DeltaQFreezer;
    end;
end;

```

```

{-----}
{ Procedure Atualiza }
{ }
{ Funcao: Altera as propriedades para um novo passo }
{ }
{ Variaveis alteradas: }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas : FLUIDO }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Marcos Amino      versao 1.0      1993 }
{ Luiz H Windlin }
{ }
{-----}

```

```

procedure Atualiza;
var V,
    S:double;
begin
    P[n]:=P[n-1];
    if saturado then begin
        if X[n]>=1 then begin
            saturado:=false;
            superaquecido:=true;
            H[n]:=H[n]+W;
            V:=0;
            T[n]:=0;
            S:=0;
            FLUIDO(P[n],V,T[n],H[n],S);
            H[n]:=H[n]-W;

```

```

        X[n]:=1.0;
      end
    else T[n]:=T[n-1];
  end
else begin
  if X[n]<=0 then begin
    saturado:=false;
    superaquecido:=false;
    end;
  if superaquecido
  then begin
    H[n]:=H[n]+W;
    V:=0;
    T[n]:=0;
    S:=0;
    FLUIDO(P[n],V,T[n],H[n],S);
    H[n]:=H[n]-W;
    X[n]:=1.0;
  end

  else Write('liq comprimido!!');
end;
end;

{-----}
{ Procedure MostraCondicoesIniciais }
{ }
{ Funcao: Mostra na saida grafica os parametros iniciais }
{ }
{ Variaveis alteradas: }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas : }
{ }
{ Obs: }
{ }
{   Marcos Amino      versao 1.0      1993 }
{   Luiz H Windlin }
{ }
{-----}

procedure MostraCondicoesIniciais;
const
  Xis = 10;

```

```
var
  ViewInfo : ViewPortType;  { Parametros de procedimentos de consulta }
  LineInfo : LineSettingsType;
  FillInfo : FillSettingsType;
  TextInfo : TextSettingsType;
  Palette : PaletteType;
  DriverStr : string;
  ModeStr : string;
  Y : word;
```

```
procedure WriteOut(S : string);
{ Escreve um string e o incrementa para uma proxima linha }
begin
  OutTextXY(Xis, Y, S);
  Inc(Y, TextHeight('M')+2);
end; { WriteOut }
```

```
begin
  GetViewSettings(ViewInfo);
  GetLineSettings(LineInfo);
  GetFillSettings(FillInfo);
  GetTextSettings(TextInfo);
  GetPalette(Palette);
  Y := 4;
  SetTextJustify(LeftText, TopText);
  WriteOut("");
  WriteOut('CONDICOES INICIAIS');
  WriteOut("");
  WriteOut('Fluido Refrig. : '+Int2Str(12));
  WriteOut("");
  WriteOut('A Pl.Freez [m2]: '+Dbl2Str(AreaPlacaFreezer,2,3));
  WriteOut('A Pl.Fria [m2]: '+Dbl2Str(AreaPlacaFria,2,3));
  WriteOut("");
  WriteOut('T entrada [oC]: '+Dbl2Str(T[0],2,2));
  WriteOut('P entrada [MPa]: '+Dbl2Str(P[0],2,2));
  WriteOut('X entrada [-]: '+Dbl2Str(X[0],2,2));
  WriteOut('H entr [KJ]: '+Dbl2Str(H[0],2,2));
  WriteOut("");
  WriteOut('T ambiente [oC]: '+Dbl2Str(T_ambiente,2,2));
  WriteOut('T freezer [oC]: '+Dbl2Str(T_freezer,2,2));
  WriteOut('T gabinete [oC]: '+Dbl2Str(T_gabinete,2,2));
  WriteOut("");
  WriteOut('FluxoMassa[kg/h]: '+Dbl2Str(M*3600,2,2));
```

end;

```

{-----}
{ Procedure Entrada_de_dados }
{ }
{ Funcao: Promove a entrada de dados do sistema }
{ }
{ Variaveis alteradas: }
{ }
{ Outras Sub-rotinas utilizadas : }
{ }
{ Obs: }
{ }
{ Marcos Amino versao 1.0 1993 }
{ Luiz H Windlin }
{ }
{-----}

```

```

procedure Entrada_de_dados;
var PouT,
    SouN:char;
begin
    writeln('Entre com os dados referentes a geometria do equipamento :');
    writeln;
    write('Entre com a area da placa do freezer, so um lado! ( m2 ) : ');
    readln(AreaPlacaFreezer);
    AreaPlacaFreezer:=2*AreaPlacaFreezer;
    write('Entre com a area da placa fria, so um lado! ( m2 ) : ');
    readln(AreaPlacaFria);
    AreaPlacaFria:=2*AreaPlacaFria;
    write('Entre com a espessura do isolante de poliuretano ( mm ) : ');
    readln(dx_poliuretano);
    dx_poliuretano:=dx_poliuretano/1000;
    write('Entre com o coef. transf. calor por conducao (K) do poliuretano
        ( W/m°C ) : ');
    readln(K_poliuretano);

    writeln;
    writeln;
    writeln('Entre com os dados referentes ao fluido de trabalho :');
    writeln;
    repeat

```

```
write('Entre com o numero do fluido ( 12 para R12 ou 134 para R134 ) :
');
readln(N_fluido);
until (N_fluido=12) or (N_fluido=134);
writeln;
writeln('Voce deseja entrar com a pressao ou temperatura ?');
repeat
  write('Entre com a letra ( P ou T ) : ');
  readln(PouT);
until (PouT='p') or (PouT='P') or (PouT='t') or (PouT='T');
if (PouT='p') or (PouT='P')
  then begin
    write('Entre com a pressao na entrada do equipamento ( MPa ) : ');
    readln(P[0]);
    TS(T[0],P[0]); { calculo da pressao de saturacao a To }
  end
else begin
  write('Entre com a temperatura na entrada do equipamento ( oC ) :
');
  readln(T[0]);
  PS(P[0],T[0]); { calculo da pressao de saturacao a To }
end;
write('Entre com o titulo de entrada do equipamento: ex. 0.2 : ');
readln(X[0]);
write('Entre com a vazao massica do fluido na entrada do equipamento
( kg/h ) : ');
readln(M);
M:=M/3600;
writeln;
writeln;
writeln('Entre com os dados referentes ao meio ambiente :');
writeln;
write('Entre com a temperatura do meio ambiente ( oC ) : ');
readln(T_ambiente);
write('Entre com a temperatura interna do freezer ( oC ) : ');
readln(T_freezer);
write('Entre com a temperatura interna do gabinete ( oC ) : ');
readln(T_gabinete);
writeln;
writeln;
write('Em quantas partes voce deseja dividir o tubo para o calculo?
(max=200):');
repeat
```

```

    write('Entre com o numero de divisoes:');
    readln(maxdivisao)
until maxdivisao<201;
write('Voce deseja saida grafica? ( S ou N ):');
repeat
    write('Digite S ou N:');
    readln(SouN)
until (SouN='s') or (SouN='S') or (SouN='n') or (SouN='N');
if (SouN='s') or (SouN='S')
    then grafico:=true
    else grafico:=false;
end;

```

```

{-----}
{----- PROGRAMA PRINCIPAL -----}
{-----}

```

BEGIN

clrscr;

Entrada_de_dados;

LeArquivo(N_fluido); {leitura do arquivo do fluido escolhido }

PS(P[0],T[0]);

P_aux:=0;

DHR(Hlv,Hv,Sv,Vv,Vliq,Hl,T[0],P_aux);

Hl:=Hl-W;

Hv:=Hv-W;

H[0]:=(X[0]*Hv)+((1-X[0])*Hl); { calculo da entalpia dado o titulo }

Q[0]:=0; { inicializacoes }

for n:=1 to maxdivisao do

begin

X[n]:=1;

T[n]:=0;

P[n]:=0;

H[n]:=0;

Q[n]:=0;

end;

deltaA:=(AreaPlacaFreezer+AreaPlacaFria)/maxdivisao;

n1:=0.5*AreaPlacaFreezer/deltaA;

n2:=n1+(AreaPlacaFria/deltaA);

flagsat:=false;

```
flagvapor:=false;
```

```
if grafico=true then
```

```
begin
```

```
  INITIALIZE;
```

```
  DrawBack(0,7);
```

```
  with ViewInfo do
```

```
    begin
```

```
      SetColor(15);
```

```
      Rectangle(5,4,217,314);
```

```
      Rectangle(222,4,maxX-5,314);
```

```
      Rectangle(5,318,317,448);
```

```
      Rectangle(322,318,maxX-5,448);
```

```
    end;
```

```
  StatusLine('Pressione Ctrl-Break para interromper');
```

```
  DrawBack(1,0);
```

```
  MostraCondiçõesIniciais;
```

```
  DrawBack(2,8);
```

```
  SetColor(0);
```

```
  SetTextStyle(0,HorizDir,2);
```

```
  SetTextJustify(CenterText, CenterText);
```

```
  OutTextXY(190,20,'EVAPORADOR');
```

```
  DrawBack(3,4);
```

```
  SetColor(15);
```

```
  SetTextStyle(0,HorizDir,1);
```

```
  SetTextJustify(CenterText, CenterText);
```

```
  OutTextXY(150,20,'PROJETO DE FORMATURA 1993');
```

```
  OutTextXY(150,40,'SIMULACAO DE UM EVAPORADOR');
```

```
  OutTextXY(150,70,'LUIZ HENRIQUE WINDLIN & MARCOS  
    AMINO');
```

```
  OutTextXY(150,90,'PROF. ORIENTADOR : FLAVIO
```

```
  FIORELI');
```

```
  DrawBack(4,10);
```

```
  c:=(378/maxdivisao); {cte para o passo na animacao}
```

```
end{then}
```

```
else begin
```

```
  writeln('n temp press titulo entalpia Q sat.  
    superaquecido');
```

```
  writeln(0,' ',T[0]:2:2,' ',P[0]:2:2,' ',X[0]:2:3,' ',
```

```
    h[0]:2:2,' ',Q[0]:2:2);
```

```
end;
```

```

for n:=1 to maxdivisao do
begin
  FASE(T[n-1],P[n-1]);
  if saturado
    {utilizando valor experimental de U}
    then begin {saturacao}
      P_aux:=0;
      DHR(Hlv,Hv,Sv,Vv,Vliq,Hl,T[n-1],P_aux);
      Hl:=Hl-W;
      Hv:=Hv-W;
      titulo_aux:=X[n-1]+0.0001;
      while abs(X[n]-titulo_aux)>=(1.0e-3) do
        begin
          X[n]:=titulo_aux;
          CalculaDeltaQ;
          H[n]:=H[n-1]+Delta_Q/M;
          titulo_aux:=(H[n]-Hl)/Hlv;
        end;
      end
    else begin {superaquecido ou liquido comprimido}
      CalculaDeltaQ;
      H[n]:=H[n-1]+(Delta_Q/M);
      end;
    Q[n]:=Q[n-1]+Delta_Q;
    Atualiza; {Temperatura, Pressao e Cp}
    if grafico=false {escreve o valor calculado}
    then writeln(n:1,' ',T[n]:2:2,' ',P[n]:2:2,' ',X[n]:2:3,' ',
      h[n]:2:2,' ',(Q[n]*1000):2:2,' ',saturado,' ',
      superaquecido)
    else begin {desenha o tubo-animacao}
      a1:=10;
      b1:=180;
      a2:=390;
      b2:=220;
      Janela(2);
      with ViewInfo do
        begin
          SetColor(10);
          Rectangle(a1,b1,a2,b2);
          if saturado then begin
            SetFillStyle(4,14);
            if flagsat=false
              then begin

```

```

        SetColor(0);
        SetTextStyle(DefaultFont, VertDir, 1);
        SetTextJustify(CenterText, BottomText);
        a1:=11+5+trunc((n-1)*c);
        OutTextXY(a1,b1+1-20,'saturado');
        flagvapor:=false;
    end;
    flagsat:=true;
end
else if superaquecido
then begin
    SetFillStyle(1,4);
    if flagvapor=false
    then begin
        SetColor(4);
        SetTextStyle(DefaultFont, VertDir, 1);
        SetTextJustify(CenterText, BottomText);
        a1:=11+5+trunc((n-1)*c);
        OutTextXY(a1,b1+1-20,
            'superaquecido');
    end;
    flagvapor:=true;
end
else begin
    SetFillStyle(1,1);
    if flagvapor=false
    then begin
        SetColor(1);
        SetTextStyle(DefaultFont, VertDir, 1);
        SetTextJustify(CenterText, BottomText);
        a1:=11+5+trunc((n-1)*c);
        OutTextXY(a1,b1+1-20,
            'LiqComprimido');
    end;
    flagvapor:=true;
end;
a1:=11+trunc((n-1)*c);
a2:=11+trunc(n*c);
Bar(a1,b1+1,a2,b2-1);
end;

Janela(4);    {desenha a janela com os valores          }
SetTextStyle(DefaultFont, HorizDir, 1);

```

```

    SetTextJustify(LeftText, TopText);
    DrawFillBox(30,10,50,20,7,'n',Int2Str(n).");
    DrawFillBox(30,50,70,20,7,'T',Dbl2Str(T[n],2,2),'oC');
    DrawFillBox(30,90,70,20,7,'P',Dbl2Str(P[n],2,2),'MPa');
    DrawFillBox(170,10,50,20,7,'X',Dbl2Str(X[n],2,2).");
    DrawFillBox(170,50,100,20,7,'H',Dbl2Str(H[n],2,2),'KJ');
    DrawFillBox(170,90,100,20,7,'Q',Dbl2Str(Q[n]*1000,2,2),'W');
  end;          {else          }
end;           {for           }
if grafico then
  begin
    StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q ou tecla F para
finalizar');
    repeat
      repeat
        opcao:=upcase(readkey);
      until ((opcao='T') or (opcao='H') or (opcao='X') or (opcao='P') or
        (opcao='Q') or (opcao='F'));
      case opcao of
        'T' : begin
          Graphic(T,maxdivisao,5,5,'Diagrama Temperatura x Num
          passos','T (oC)');
          StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q ou tecla F
          finalizar');
        para
          end;
        'H' : begin
          Graphic(H,maxdivisao,5,5,'Diagrama Entalpia x Num
          passos','H
          (kJ)');
          StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q');
          end;
        'X' : begin
          Graphic(X,maxdivisao,5,5,'Diagrama Titulo x Num passos','X
          (-)');
          StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q ou tecla F
          finalizar');
        para
          end;
        'P' : begin
          Graphic(P,maxdivisao,5,5,'Diagrama Pressao x Num
          passos','P
          (MPa)');
          StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q ou tecla F
          finalizar');
        para
          end;
        'Q' : begin

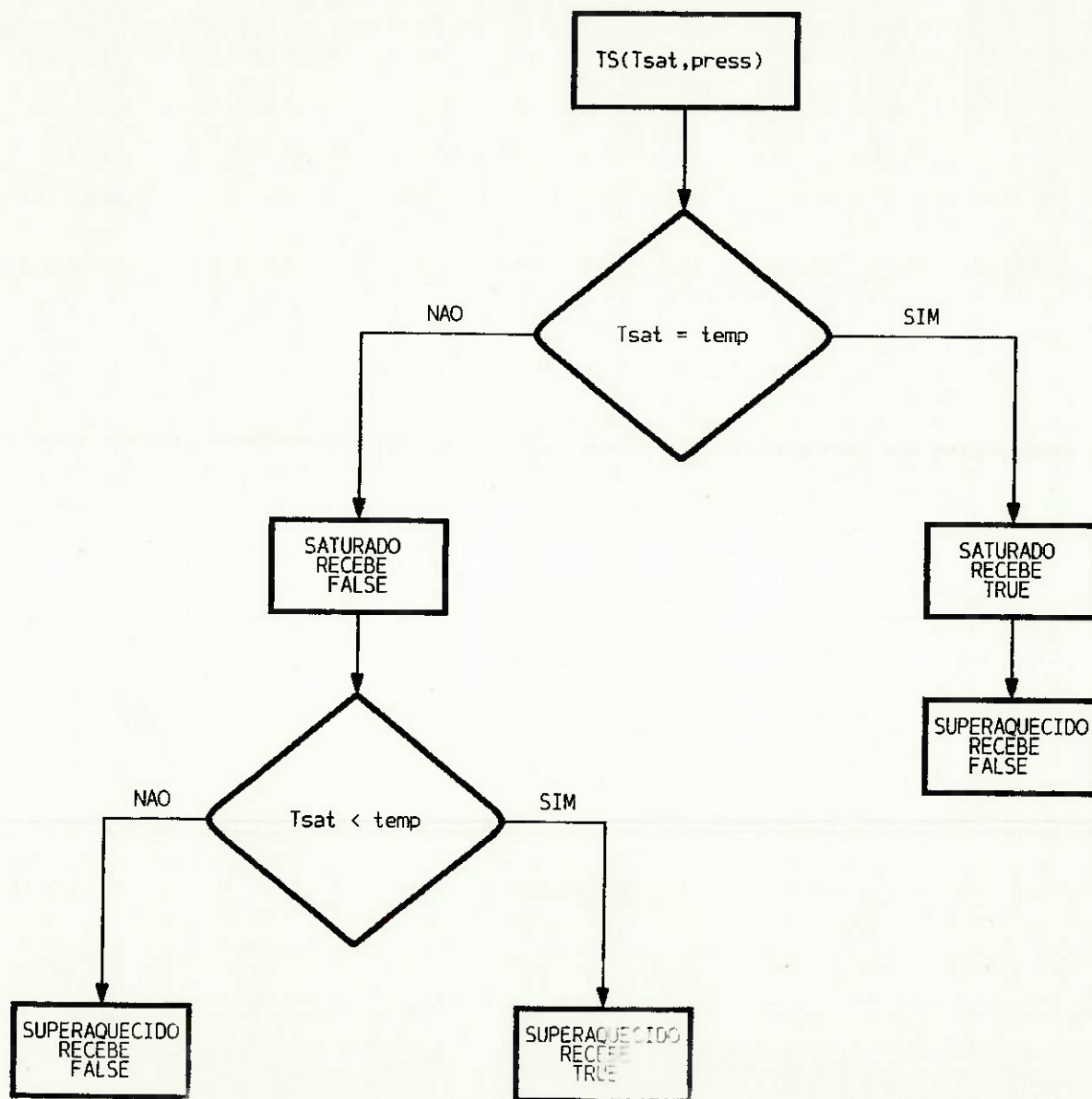
```

```
        Graphic(Q,maxdivisao,5.5,'Diagrama Troca de Calor x Num  
              passos','Q (kW)');  
        StatusLine('Graficos disponiveis : T, H, X, P, Q ou tecla F  
para          finalizar');  
              end;  
            end;  
          until (opcao='F');  
        end;  
      END.
```

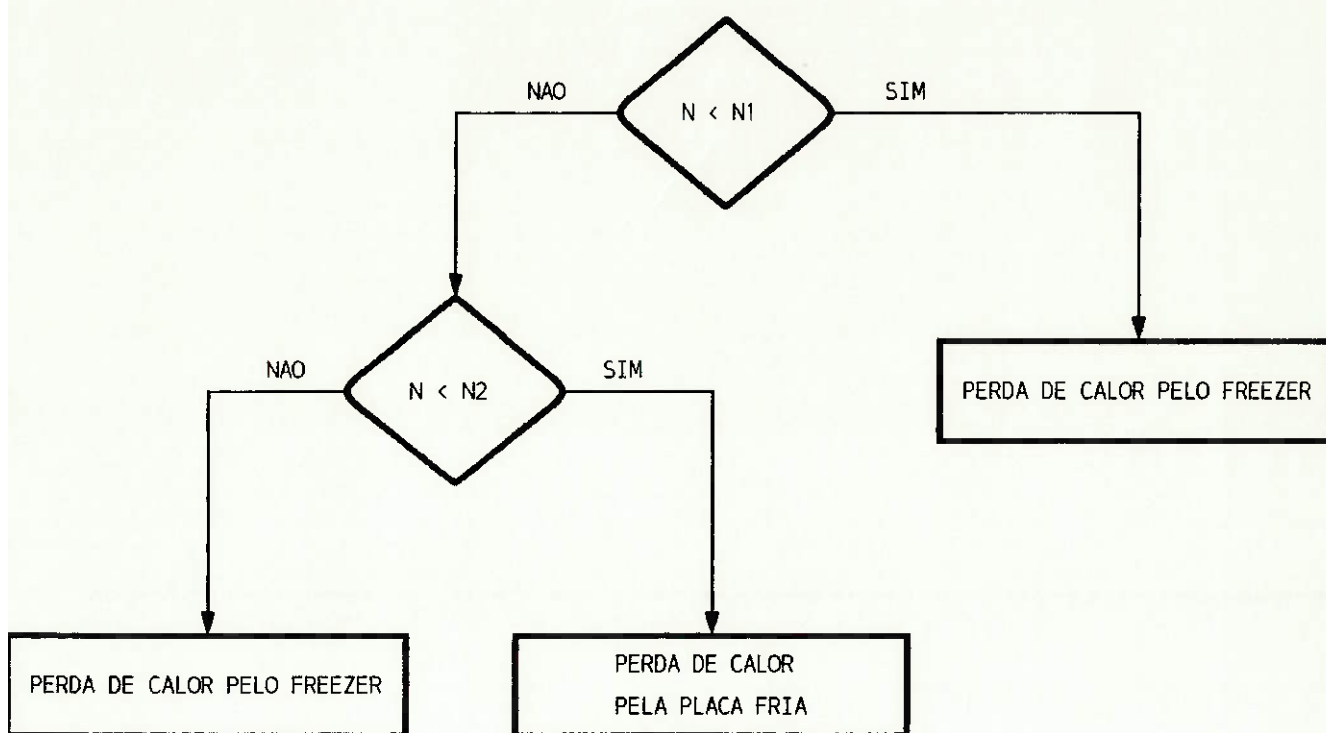
FLUXOGRAMAS EVAPORADOR

PROCEDIMENTO FASE

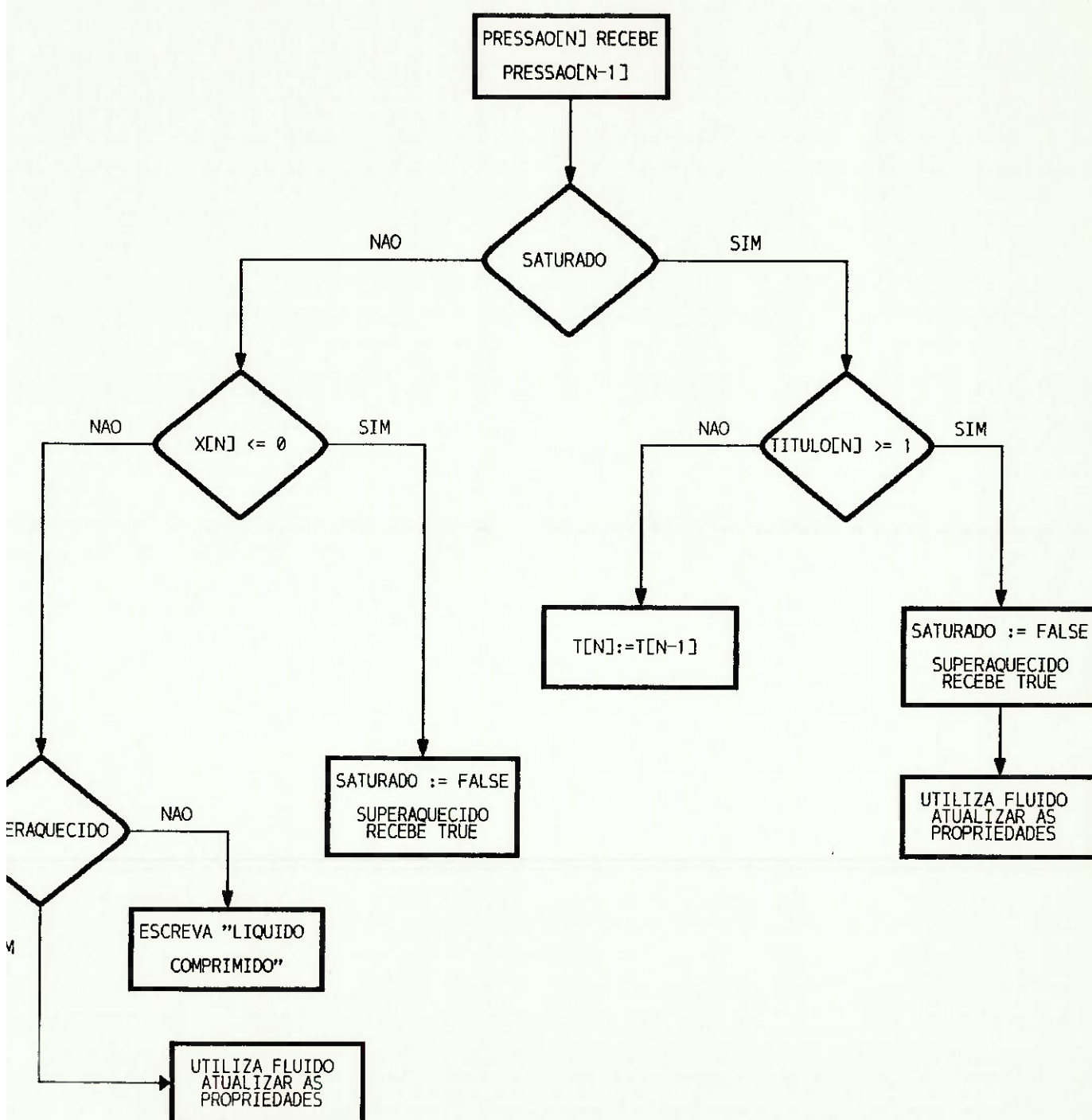
(FASE(temp,press))



PROCEDIMENTO CalculaDeltaQ

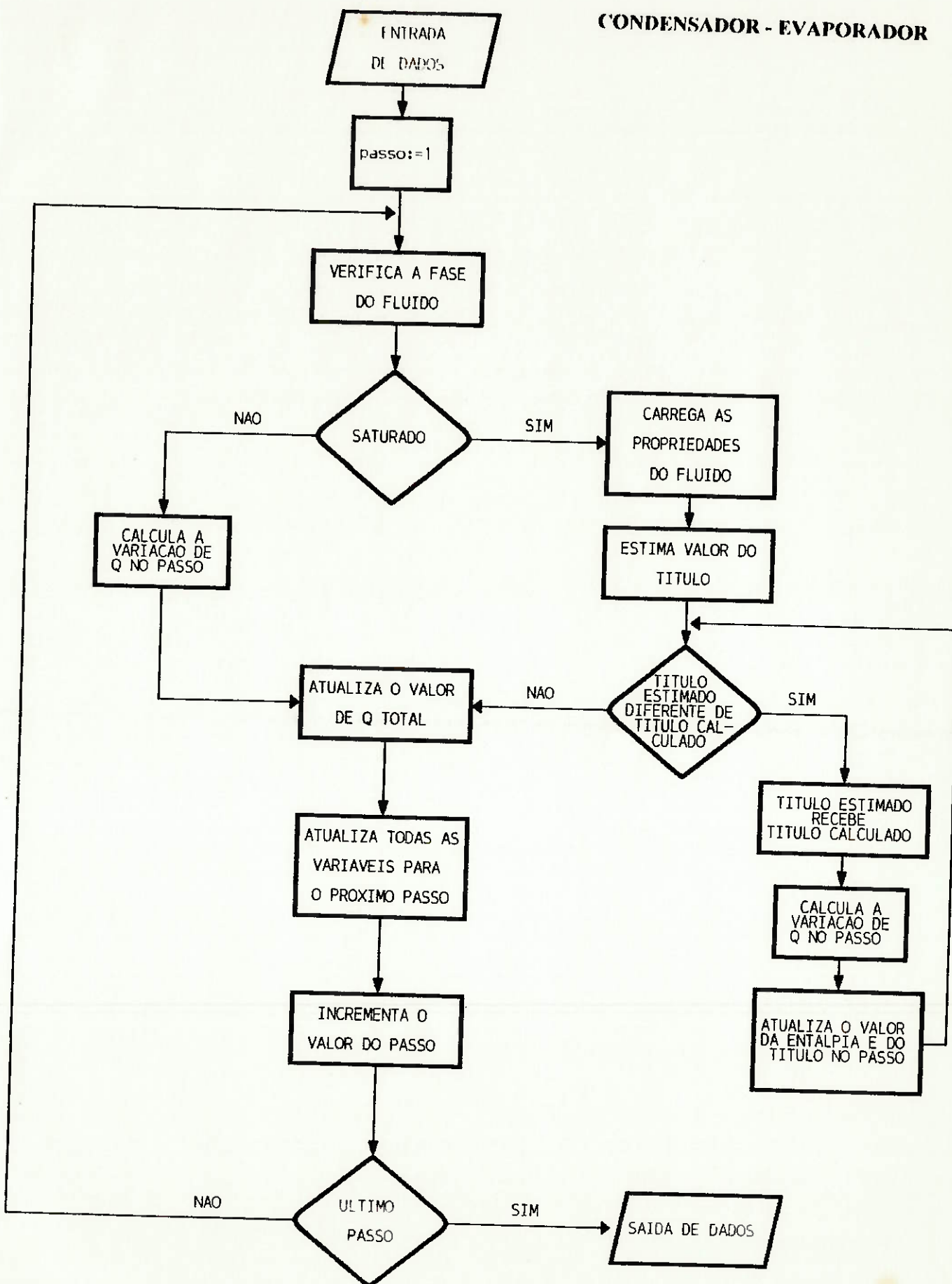


PROCEDIMENTO ATUALIZA



PROGRAMA PRINCIPAL

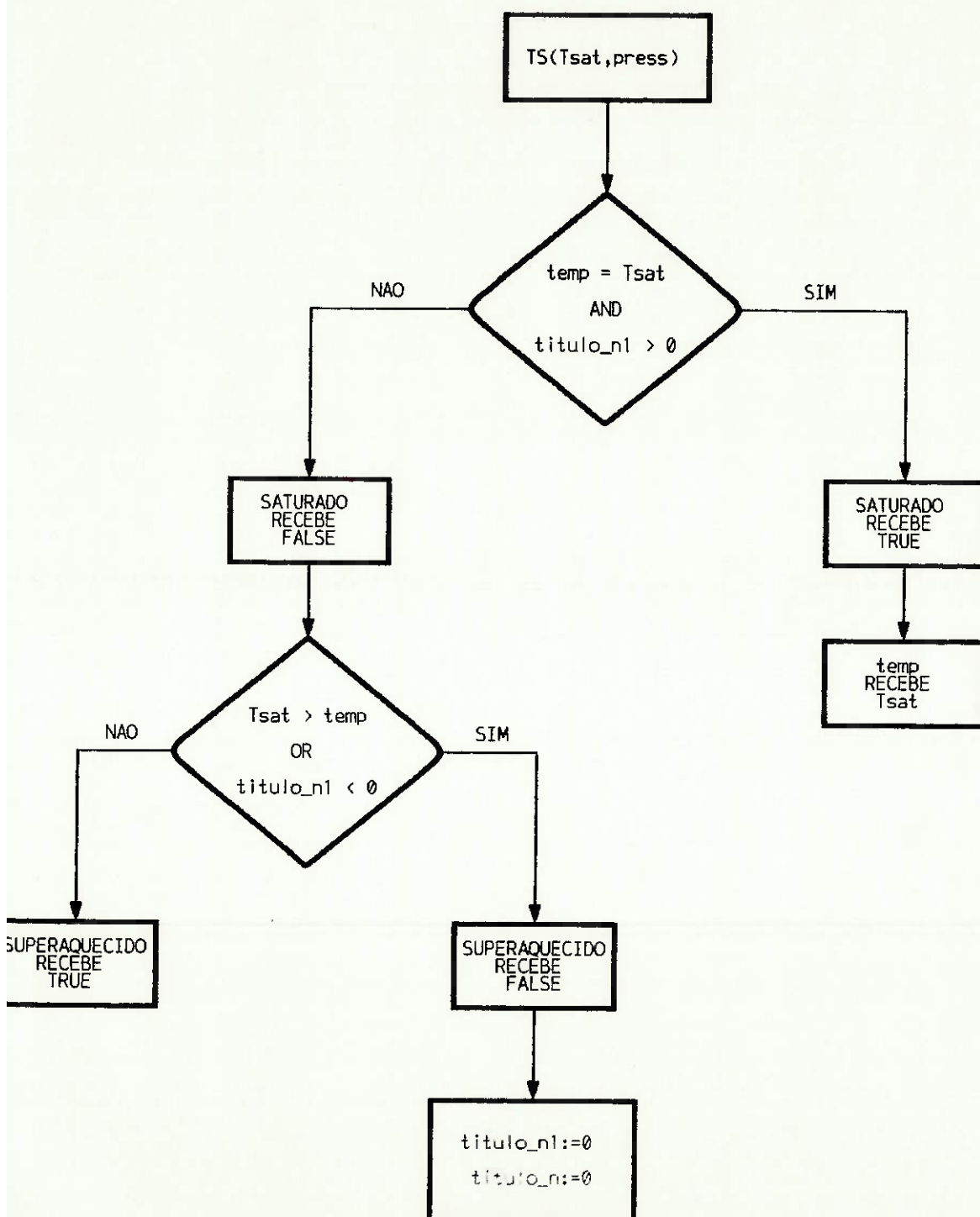
CONDENSADOR - EVAPORADOR



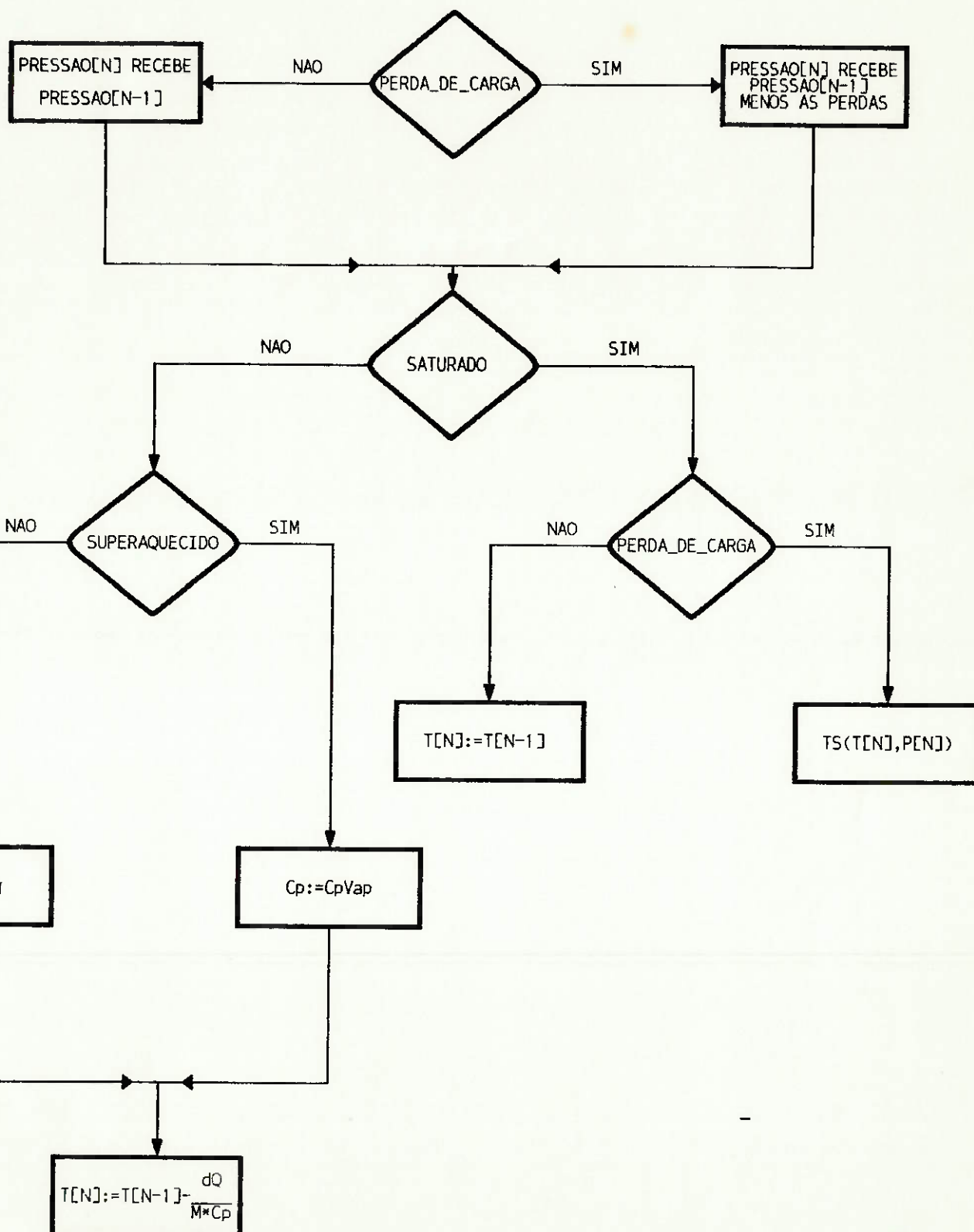
CONDENSADOR

PROCEDIMENTO FASE

(FASE(temp,press,titulo_n,titulo_n1))



PROCEDIMENTO ATUALIZA



4 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Holman, J. P. Transferência de Calor, McGraw-Hill, 1983.
2. Stoecker, W. F.; Jones, J. W. Refrigeração e Ar Condicionado, Urbana-Champaign, McGraw-Hill, 1985.
3. Dossat, R. J. Principles of Refrigeration, 3 ed., Houston, Prentice-Hall, 1991.
4. Stoecker, W. F. Design of Thermal Systems, 2 ed., Urbana-Champaign, McGraw-Hill, 1980.
5. Lauand, C. A., colab Manual Prático de Geladeiras e Ar Condicionado, São Paulo, Hemus, 1976.
6. Lunardi, M. A. et Al. Simulação dinâmica de um Refrigerador doméstico com Condensador estático. In Conbrava, 3, São Paulo, 1992. Resumo, São Paulo, 1992.1.
7. Paiva, M.A.S. Programa Computacional para o cálculo de propriedades termodinâmicas de fluidos refrigerantes, Documento interno, IPT-Escola Politécnica da USP, 1985 - rev. 1991.
8. Jabardo, J.M.S. Dinâmica de evaporadores resfriadores de ar, Dissertação de mestrado apresentada à Escola Politécnica da USP, 1976.
9. Domanski, P., Didion, D., Computer modeling of the vapour compression cycle with constant flow area expansion device, NBS Building science series 155, National Bureau of standards, Washington - DC, USA, 1983.
10. Ruesch, R. S. Manual de Refrigeración : Teorico e Practico, 3 ed., Córdoba, Biffignandi, 1950, v. 1.
11. Melo, C. et al., Análise da Modelação do Condensador visando a Simulação dinâmica de um Refrigerador doméstico. In Encit, 3, Itapema, 1990. Resumo, Itapema, 1990.