

3908  
2  
J. J. Pimenta

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DO APROVEITAMENTO DA DISPONIBILIDADE  
DA CARGA TÉRMICA NO AQUECIMENTO DE ÁGUA.

Autor : ROBERTO CARNEIRO DE CAMARGO FILHO  
Orientador: PROF.DR.MARCOS DE M.PIMENTA

1986

## ÍNDICE

	Pág.
1. Introdução .....	1
2. Descrição do Estudo.....	2
3. Construção do Modelo.....	3
3.1- Descrição do Sistema.....	3
3.2- Análise da Energia Disponível.....	5
3.3- Análise Termodinâmica do Processo.....	9
3.4- Análise da Energia de Aquecimento da Água.....	11
3.5- Composição do Modelo.....	12
4. Análise do Modelo.....	15
4.1- Tipos de Ciclos.....	16
4.2- Carga Térmica Disponível.....	23
4.3- Energia Requerida.....	26
5. Viabilidade do Aproveitamento Energético.....	29
6. Conclusão.....	32
Anexos:	
A. Tabelas dos Fatores de Cálculo da Carga Térmica.....	33
B. Tabela do Calor Liberado por Pessoa e por Tipo de Atividade Praticada.....	36
Referências.....	37

## 1. INTRODUÇÃO

O crescente progresso da civilização humana tem contribuído para a aceleração das necessidades de se consumir energia. A escassez de recursos para se obter essa energia faz de seu crescente consumo um problema enfrentado nos dias de hoje. Assim, tem-se de uma maneira geral despertado esforços no sentido de um melhor aproveitamento das reservas energéticas.

Uma constatação da má aplicação dos recursos energéticos disponíveis pode ser observada em sistemas fechados que possuem consumo em larga escala de água aquecida, como por exemplo em cozinhas industriais, restaurantes e outros estabelecimentos afins. Nesses casos, um estudo cuidadoso se justifica em virtude desses sistemas apresentarem alto potencial térmico não reaproveitado.

O Estudo do Aproveitamento da Disponibilidade de Carga Térmica no Aquecimento de Água tem portanto como principal objetivo estudar a viabilidade de recuperação desse potencial.

Para as condições apresentadas, um gasto considerável de energia elétrica e/ou energia liberada por combustíveis é utilizada para aumentar a temperatura da água. Na possibilidade do aproveitamento da carga térmica (proporcionada por transmissão e armazenamento da energia solar, infiltração atmosférica e geração interna através de equipamentos e pessoas) no aquecimento da água, estaríamos também diminuindo o custo operacional do estabelecimento estudado, pois haveria um menor consumo de energia comprada.

Esse estudo será desenvolvido através de relações obtidas a partir de leis físicas capazes de estabelecer um modelo matemático que descreva o comportamento do sistema. Levantamento de gráficos análise da influência dos parâmetros envolvidos também serão objeto desse estudo de viabilidade.

## 2. DESCRIÇÃO DO ESTUDO

Este estudo será dividido em três etapas, a saber:

- construção do modelo matemático
- análise do modelo
- viabilidade do aproveitamento energético

Na primeira etapa serão desenvolvidas equações que estabeleçam o comportamento do sistema. Será feito também uma descrição dos métodos utilizados na elaboração destas equações baseados em leis físicas e matemáticas.

Na etapa seguinte será realizada a parametrização do modelo através do levantamento das variáveis críticas e descrição do seu comportamento. A análise desses parâmetros será feita estudando-se condições de contorno e critérios de projeto especificados no item 4.

A última etapa constará de um estudo de sensibilidade do modelo proposto na tentativa de mostrar a viabilidade do aproveitamento energético através do mesmo. Serão abordados fatores limitantes assim como citações econômicas que influenciarão na adoção do projeto.

### 3. CONSTRUÇÃO DO MODELO

#### 3.1- Descrição do Sistema

O sistema a ser estudado é composto de três sub-sistemas (conforme fig.1):

- Ambiente com carga térmica disponível
- Ciclo térmico (Bomba de Calor)
- Reservatório com água aquecida

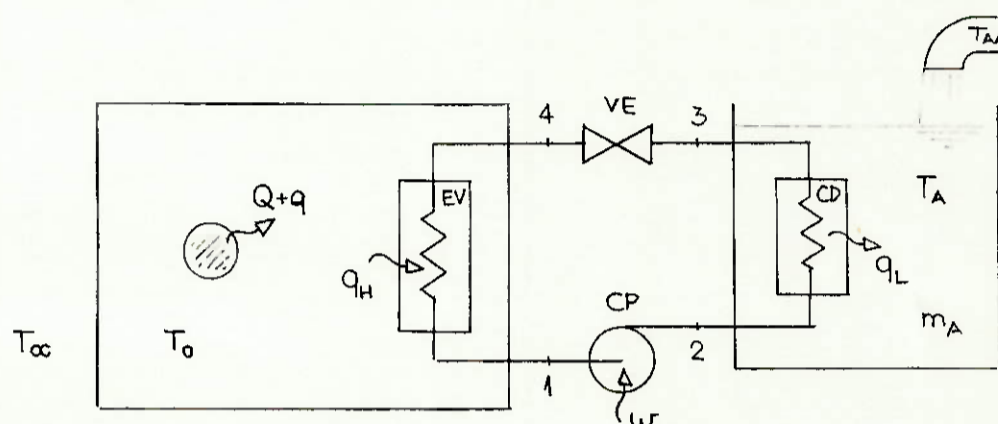


Fig.1 - Esquema do Sistema Estudado.

O ambiente com carga térmica disponível possui uma fonte geradora de energia ( $Q + q$ ) da qual uma parcela ( $q_H$ ) será aproveitada por um evaporador (EV). Este ambiente possui uma temperatura definida constante ( $T_0$ ).

O ciclo térmico é composto por um evaporador (EV), um condensador (CD), uma válvula de expansão (VE) e um compressor (CP) que recebe trabalho do meio ( $\omega$ ). Este ciclo opera segundo um ciclo de refrigeração invertido (Bomba de Calor) e apresenta as características observadas nas figuras 2 e 3.

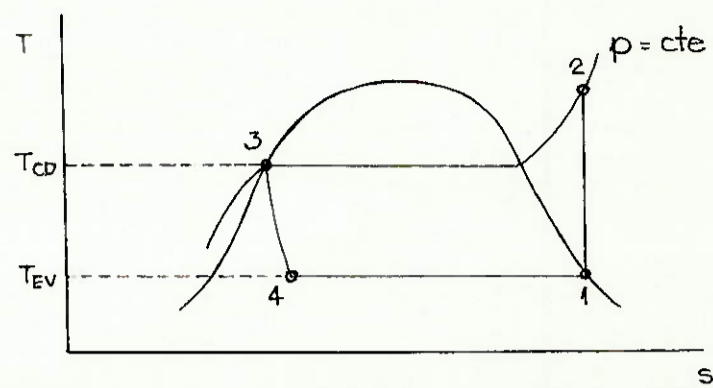


Fig.2 - Diagrama Temperatura x Entropia

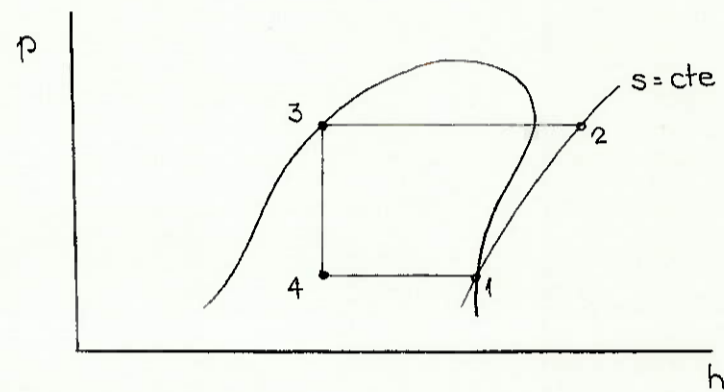


Fig.3 - Diagrama Pressão x Entalpia.

O Reservatório com água será aquecido por fluxo de calor ( $q_L$ ) proveniente do condensador (CD). Esse reservatório contém uma massa de água ( $m_A$ ) que deve estar a uma temperatura determinada ( $T_A$ ) superior a temperatura da água ambiente ( $T_{AA}$ ).

### 3.2- Análise da Energia Disponível

A carga térmica disponível num recinto pode ser estimada como sendo a soma de duas parcelas proporcionais por fatores distintos: uma representada por  $Q$  devida a fatores externos (transmissão de calor, infiltração e insolação), e outra devido a fatores internos (geração interna de energia por pessoas, iluminação e equipamentos) representada por  $q$  (ver fig. 4).

#### 3.2.1- Cálculo da Carga Térmica devido a Fatores Externos ( $Q$ )

Este cálculo segue procedimento proposto pela ASHRAE conforme referência (1)

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

onde:  $Q_1$  - parcela devido à transmissão  
 $Q_2$  - parcela devido à infiltração  
 $Q_3$  - parcela devido à insolação.

##### 3.2.1.1- Parcela devido à transmissão ( $Q_1$ )

$$Q_1 = \left( \frac{A_p}{R_p} + \frac{A_{pT}}{R_{pT}} \right) (T_\infty - T_o)$$

onde:  $A_p$  - área total das paredes do ambiente estudado  
 $R_p$  - resistência térmica das paredes do ambiente estudado  
 $A_{pT}$  - área total do teto do ambiente estudado  
 $R_{pT}$  - resistência térmica do teto do ambiente estudado

$T_{\infty}$  - temperatura do meio externo ao ambiente estudado

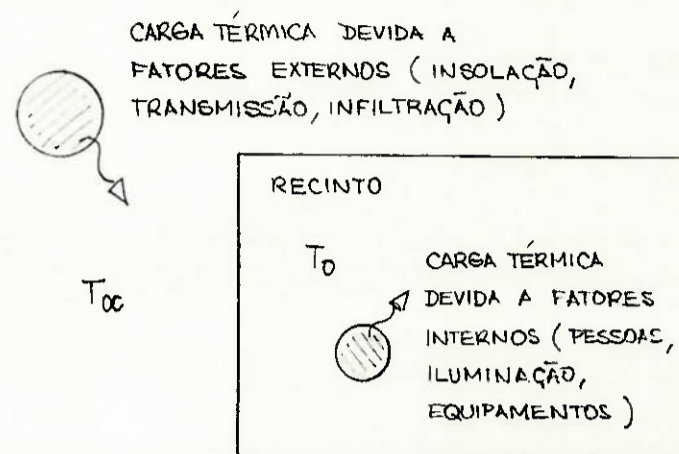


Fig.4 - Esquemática da Carga Térmica do Recinto.

#### 3.2.1.2- Parcela devido à infiltração ( $Q_2$ )

$$Q_2 = V_A [1,23 (T_{\infty} - T_0) + 3000 (\omega_{\infty} - \omega_0)]$$

onde:  $V_A$  - vazão natural de ar infiltrado no ambiente estudado

$\omega_{\infty}$  - unidade absoluta do meio externo ao ambiente estudado

$\omega_0$  - unidade absoluta do ambiente estudado.

3.2.1.3- Parcela devido à insolação ( $Q_3$ )

$$Q_3 = \frac{A_{PT} F_1}{R_{PT}} + \sum_{i=N/S/L/O} (A_{ji} \cdot F_2 \cdot F_3 \cdot F_4 + \frac{A_{Pi} \cdot F_5}{R_P})$$

onde:  $A_{ji}$  - área total das janelas voltadas para uma dada orientação geográfica (por exemplo,  $A_{jN}$ : área total das janelas voltadas para o norte)

$A_{Pi}$  - área total das paredes voltadas para uma dada orientação geográfica

$F_1, F_2, F_3, F_4, F_5$  - fatores de cálculo segundo referência(1) (ver anexo A).

3.2.2- Cálculo da Carga Térmica devido a fatores internos ( $q$ )

$$q = q_1 + q_2 + q_3$$

onde:  $q_1$  - parcela devida à pessoas

$q_2$  - parcela devida à iluminação

$q_3$  - parcela devida à equipamentos

3.2.2.1- Parcela devido a pessoas ( $q_1$ )

$$q_1 = np \cdot Q_P (\eta_S F_6 + \eta_L)$$

onde:  $np$  - número de pessoas no ambiente estudado

$Q_P$  - calor total liberado por pessoa e por tipo de atividade praticada (v.anexo B)

$\eta_S, \eta_L$  - parcelas sensível e latente respectivamente do calor liberado, de acordo com a atividade praticada - (v.anexo B)

$F_6$  - fator de cálculo (v.anexo A).

3.2.2.2- Parcela devido à iluminação ( $q_2$ )

$$q_2 = F_7 \cdot P_\ell$$

onde:  $P_\ell$  - potência nominal total da iluminação  
 $F_7$  - fator de cálculo (v.anexo A).

3.2.2.3- Parcela devido à equipamentos ( $q_3$ )

$$q_3 = \sum_{i=1}^{n_E} (1 - \eta_{Ei}) \cdot \frac{P_{Ei} \cdot t_i}{t_T}$$

onde:  $n_E$  - número de equipamentos geradores de calor  
 $\eta_{Ei}$  - eficiência energética de cada equipamento  
 $P_{Ei}$  - potência nominal de cada equipamento  
 $t_i$  - tempo de utilização de cada equipamento  
 $t_T$  - tempo total de trabalho do ambiente estudado

3.2.3- Cálculo da Carga Térmica Total ( $Q + q$ )

A carga térmica total do ambiente estudado é a soma das parcelas calculadas nos itens 3.2.1 e 3.2.2. É portanto o resultado de  $Q + q$ .

### 3.3- Análise Termodinâmica do Processo

Tomado um volume de controle ao redor do evaporador (EV) esquematizado na figura 1, temos como energia utilizável do sistema:

$$q_H = \alpha (Q + q) \quad (I)$$

sendo  $\alpha < 1$

Deve-se dizer também que a quantidade de calor - ( $q_H$ ) é a energia transmitida no evaporador (EV) do ambiente estudado para o fluido refrigerante que percorre o ciclo. Da Transferência de Calor tem-se:

$$q_H = U_{EV} A_{EV} (T_O - T_{EV}) \quad (II)$$

onde:  $A_{EV}$  - área de troca de calor do evaporador (EV)  
 $U_{EV}$  - coeficiente global de transferência de calor no evaporador (EV)

Para esta expressão pode-se desprezar a parcela de calor por radiação devido à baixa temperatura do ambiente estudado, e a condução nas paredes do trocador.

Assim, chega-se a conclusão que:

$$\alpha = \frac{U_{EV} A_{EV} (T_O - T_{EV})}{Q + q} \quad (III)$$

Tomando-se agora um volume de controle ao redor do condensador (CD) esquematizado na figura 1, temos como - energia fornecida pelo ciclo e utilizada para o aquecimento da água:

$$q_L = U_{CD} A_{CD} (T_{CD} - T_A) \quad (IV)$$

onde:  $A_{CD}$  - área de troca de calor do condensador (CD)  
 $h_{CD}$  - coeficiente global da transferência de calor no condensador (CD)

Pela primeira lei da termodinâmica, admitindo-se como volume de controle todo o ciclo da Bomba de Calor esquematizada na figura 1, temos:

$$q_H + \omega = q_L \quad (V)$$

Para o mesmo volume de controle, aplicando-se - agora a segunda lei, temos:

$$\beta = \frac{q_L}{\omega} \quad (VI)$$

onde  $\beta$  é o coeficiente de eficácia do ciclo.

### 3.4- Análise de Energia de Aquecimento da Água

A energia necessária para aquecer uma massa de água ( $m_A$ ) a uma temperatura ( $T_A$ ) vale:

$$q_A = m_A C (T_A - T_{AA}) \quad (\text{VII})$$

onde: C - calor específico da água.

### 3.5- Composição do Modelo

Três abordagens sobre o sistema em estudo foram - realizadas: uma análise sobre a carga térmica disponível, uma análise sobre o ciclo termodinâmico capaz de fornecer energia e uma análise da energia necessária para aquecer uma determinada quantidade de água. Desse estudo conclui-se que temos quatro tipos de enfoques:

- Energia disponível no ambiente:  $Q + q$
- Energia absorvida do ambiente :  $q_H$
- Energia fornecida para o aquecimento:  $q_L$
- Energia necessária para o aquecimento:  $q_A$

Das quatro energias apresentadas, apenas duas,  $q_H$  e  $q_L$ , são relacionadas por uma expressão definida, estando as demais limitando o comportamento do sistema sob forma de inequações.

A primeira delas estabelece uma desigualdade entre a energia disponível e a absorvida do ambiente. Através - da introdução de um coeficiente de aproveitamento designado - por  $\alpha$  estabelecemos uma relação direta entre essas duas energias através da equação (III), de forma a expor variáveis do sistema:

$$\alpha = \frac{U_{EV} A_{EV} (T_O - T_{EV})}{Q + q} \quad (III)$$

A energia absorvida pode portanto ser representada pela equação (I)

$$q_H = \alpha (Q + q) \quad (I)$$

e sua relação com a energia fornecida para o aquecimento pode ser obtida arranjando convenientemente as equações (V) e (VI)

$$q_H + \frac{q_L}{\beta} = q_L$$

$$q_H = q_L \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \quad (\text{VIII})$$

Comparando-se a energia fornecida para aquecimento com a necessária, chegamos em dois casos:

Caso 1:- a energia fornecida é superior à necessária para o aquecimento

$$q_L \cdot t_f > q_A \quad (\text{IX})$$

ou rearranjando convenientemente as equações (I), (VII), (VIII) e (IX)

$$\alpha(Q + q) > \frac{m_A C(T_A - T_{AA})}{t_f} \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \quad (\text{X})$$

Caso 2:- a energia fornecida é inferior à necessária para o aquecimento

$$q_L \cdot t_f < q_A \quad (\text{XI})$$

Neste caso a diferença de energia deve ser suprida com energia externa, a ser dada por:

$$E = q_A - q_L t_f \quad (\text{XII})$$

Arranjando convenientemente as equações (I), (V), (VII) e (X) temos

$$E = m_A C(T_A - T_{AA}) - \left[ \omega + \frac{m_A C(T_A - T_{AA})}{t_f} \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \right] t_f$$

$$E = \frac{1}{\beta} m_A C (T_A - T_{AA}) - \omega \cdot t_f \quad (\text{XIII})$$

As equações (III), (X) e (XIII) compõe o modelo representando matematicamente o sistema estudado.

#### 4. ANÁLISE DO MODELO

O comportamento do modelo, representado pelas equações III, X e XIII do item 3, será abordado sob três aspectos:

- tipo de ciclo: considerações sobre tipos de refrigerantes, características dos componentes do ciclo e coeficientes de eficácia
- carga térmica disponível: análise sobre os fatores que compõe a carga térmica do ambiente estudado
- energia requerida: apreciações sobre quantidades e temperaturas admissíveis para a água durante determinado tempo.

#### 4.1 - Tipos de Ciclos

A escolha de um ciclo deve apresentar: baixa temperatura de evaporação ( $T_{EV}$ ), facilitando a troca de calor do ambiente estudado para o evaporador (EV); alta temperatura de condensação ( $T_{CD}$ ), facilitando a troca de calor entre o condensador (CD) e a água; um compressor capaz de proporcionar pressões relacionadas às temperaturas citadas acima, consumindo o mínimo de energia possível (ótimo coeficiente de eficácia ( $\beta$ )). Essas características estão relacionadas também com a escolha do refrigerante.

Os refrigerantes 12, 22 e 502 são os mais indicados para os tipos de ciclos aplicáveis a este estudo.

O refrigerante 12 é usado principalmente em compressores alternativos para serviços em equipamentos domésticos de refrigeração e em condicionadores de ar automotivos.

O refrigerante 22 por necessitar de um compressor menor e mais barato do que aquele com o refrigerante 12, este refrigerante tem substituído o refrigerante 12 em muitas aplicações de ar condicionado.

O refrigerante 502 é um dos refrigerantes novos que exhibe algumas vantagens do refrigerante 22 e apresenta vantagens adicionais de melhor comportamento com óleo e temperaturas de descarga do compressor inferiores às do refrigerante 22.

Na possibilidade de se utilizar sistemas com compressores centrífugos, podemos utilizar também o refrigerante 11.

As características termodinâmicas dos refrigerantes indicados acima, numa operação em um ciclo de compressão de vapor padrão com temperatura de vaporização de  $-15^{\circ}\text{C}$  e uma temperatura de condensação de  $30^{\circ}\text{C}$ , estão dispostas na tabela a seguir (dados obtidos na referência 1):

Refrigerante	Pressão de Vaporização kPa	Pressão de Condensação kPa	Relação de Pressão	Coeficiente de eficácia
11	20,4	125,5	6,15	5,03
12	182,7	744,6	4,08	4,7
22	295,8	1192,1	4,03	4,66
502	349,6	1308,6	3,74	4,37

Através das equações I, VII e VIII chegamos a seguinte equação que abrange todos os casos possíveis:

$$q_H = \frac{m_A C (T_A - T_{AA})}{t_f} \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \quad (XIV)$$

A variação da energia absorvida do ambiente ( $q_H$ ) em função de diversos valores de coeficiente de eficácia ( $\beta$ ) será estudada a partir de um exemplo numérico onde os valores da massa de água a ser aquecida ( $m_A$ ), da temperatura de aquecimento da água ( $T_A$ ) e a temperatura da água no ambiente ( $T_{AA}$ ) serão considerados constantes. Este exemplo será efetuado para dois valores distintos de tempo de funcionamento do ciclo ( $t_f$ ).

Sendo  $m_A = 2\,000\text{ kg}$ ,  $T_A = 60^\circ\text{C}$ ,  $T_{AA} = 22^\circ\text{C}$ ,  $c = 4180\text{ W/kg}^\circ\text{C}$ , temos:

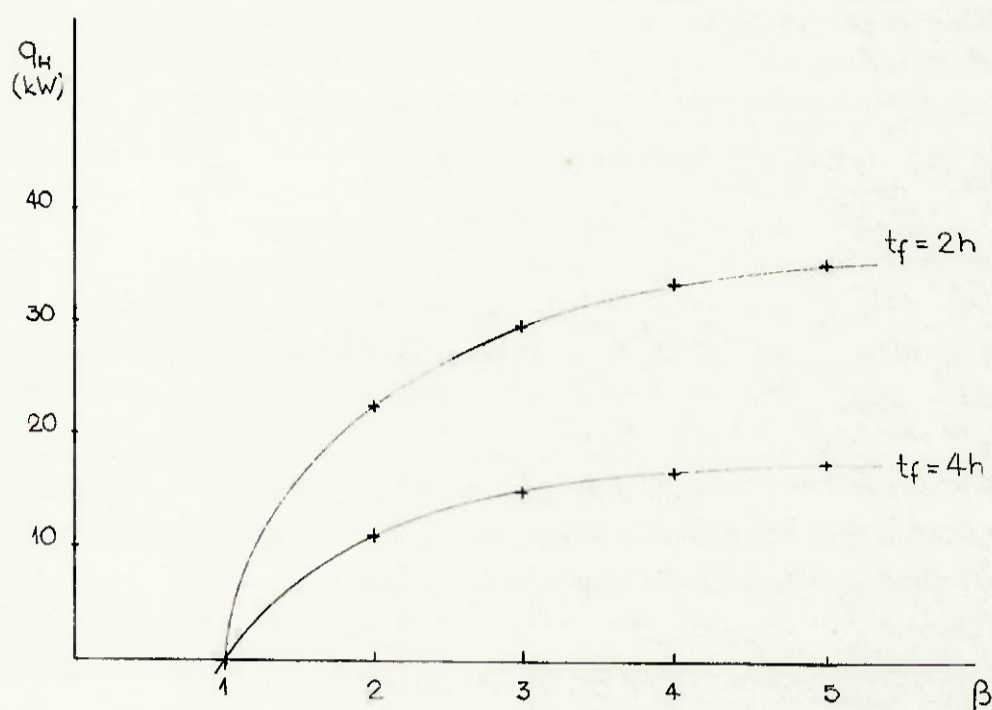


Fig.5 - Curva da Energia Absorvida do Ambiente ( $q_H$ ) em função do Coeficiente de Eficácia ( $\beta$ ) para tempo de funcionamento do ciclo ( $t_f$ ) de 2 e 4hs.

Nota-se pela figura 5 que quanto maior o coeficiente de eficácia ( $\beta$ ) maior a possibilidade de se absorver a energia proveniente da carga térmica disponível no ambiente. Entretanto, quanto maior o tempo de funcionamento do ciclo ( $t_f$ ) há uma diminuição da necessidade horária de absorção de energia.

Conhecido o comportamento da energia absorvida do sistema ( $q_H$ ) em função do coeficiente de eficácia ( $\beta$ ), podemos estimar a variação da energia externa ( $E$ ) necessária para complementar o aquecimento de água, em função deste mesmo coeficiente. De acordo com a equação XIII

$$E = \frac{1}{\beta} m_A C (T_A - T_{AA}) - \omega t_f$$

uma vez que, ao considerar  $\omega = \text{constante}$ , a curva que demonstra a variação de  $q_L$  em função de  $\beta$  tem o mesmo formato -

mostrado na figura 5.

Portanto, a figura 6 nos mostra como a necessidade de energia externa (E) varia em função do coeficiente de eficácia ( $\beta$ ) para um determinado valor da energia necessária para aquecimento ( $q_A$ ) e um determinado tempo de funcionamento ( $t_f$ ).

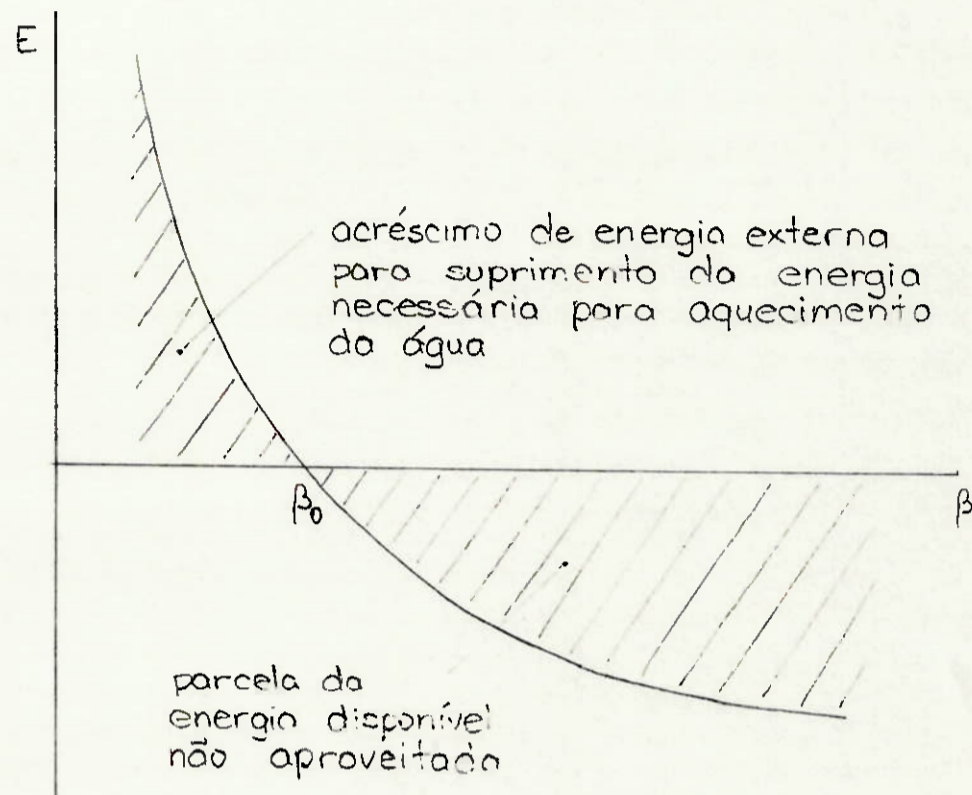


Fig.6- Estimativa da Energia Externa (E) em função do Coeficiente de Eficácia ( $\beta$ ) para um determinado tempo de Funcionamento ( $t_f$ ) e um determinado valor de energia necessária para o aquecimento ( $q_A$ ).

Na figura acima, o ponto  $\beta_0$  caracteriza-se por apresentar uma necessidade de energia para aquecimento de água ( $q_A$ ) de valor igual à energia fornecida pelo ciclo ( $q_L$ ) durante um determinado tempo de funcionamento ( $t_f$ ) ou seja,  $E = 0$ , pela equação XIII,

$$\beta_0 = \frac{m_A C (T_A - T_{AA})}{\omega t_f}$$

Deve-se dizer também que o tempo de funcionamento ( $t_f$ ) escolhido influi juntamente com o coeficiente de eficácia ( $\beta$ ) no sentido de se encontrar um ponto ideal para o sistema no qual toda a energia fornecida pelo ciclo é suficiente para o aquecimento de água.

O coeficiente  $\alpha$  que caracteriza a porcentagem de energia disponível que realmente é absorvida do ambiente ( $q_H$ ) - foi definido conforme a equação III do item 3.5. A variação de  $\alpha$  em função do produto  $U_{EV} \cdot A_{EV}$  será demonstrada numericamente na figura 7. Admitidos constante a carga térmica disponível ( $Q+q$ ) e a temperatura do ambiente ( $T_O$ ) serão construídas - curvas para dois valores de temperatura de evaporação ( $T_{EV}$ ). Sendo  $T_O = 28^\circ\text{C}$  e  $Q+q = 35 \text{ kW}$ , temos:

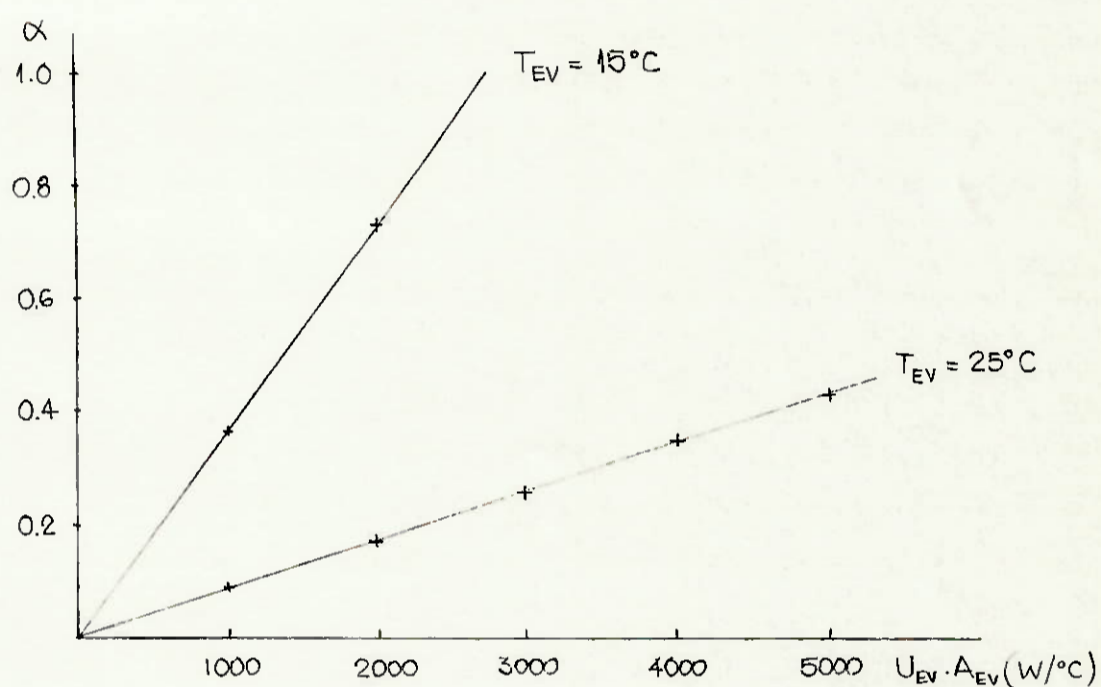


Fig. 7- Comportamento do Coeficiente  $\alpha$  em função do produto  $U_{EV} \cdot A_{EV}$  para valores de Temperatura de Evaporação do fluido Refrigerante de  $15^\circ\text{C}$  e  $25^\circ\text{C}$ .

Para uma dada quantidade de energia disponível a relação entre o coeficiente global de transferência de calor no evaporador ( $U_{EV}$ ) e a área de troca ( $A_{EV}$ ) estabelece o quanto pode ser aproveitado e transformado em energia absorvida ( $q_H$ ). Todos esses fatores são críticos ao sistema. Junta-se a eles também a temperatura de evaporação ( $T_{EV}$ ) do fluido refrigerante do ciclo: há um máximo viável que não pode ser excedido para funcionamento do sistema.

Utilizando-se novamente a equação XIV será feito um levantamento numérico onde será abordada a variação da energia absorvida do ambiente ( $q_H$ ) em função de diversos valores de tempo de funcionamento do ciclo ( $t_f$ ). Os valores do coeficiente de eficácia ( $\beta$ ), da massa de água a ser aquecida ( $m_A$ ), temperatura da água no ambiente ( $T_{AA}$ ) serão considerados constantes. Sendo  $T_A = 60^\circ\text{C}$ ,  $T_{AA} = 22^\circ\text{C}$ ,  $\beta = 3$ ,  $C = 4180\text{W/kg}^\circ\text{C}$ ,  $m_A = 2\,000\text{ kg}$ , temos:

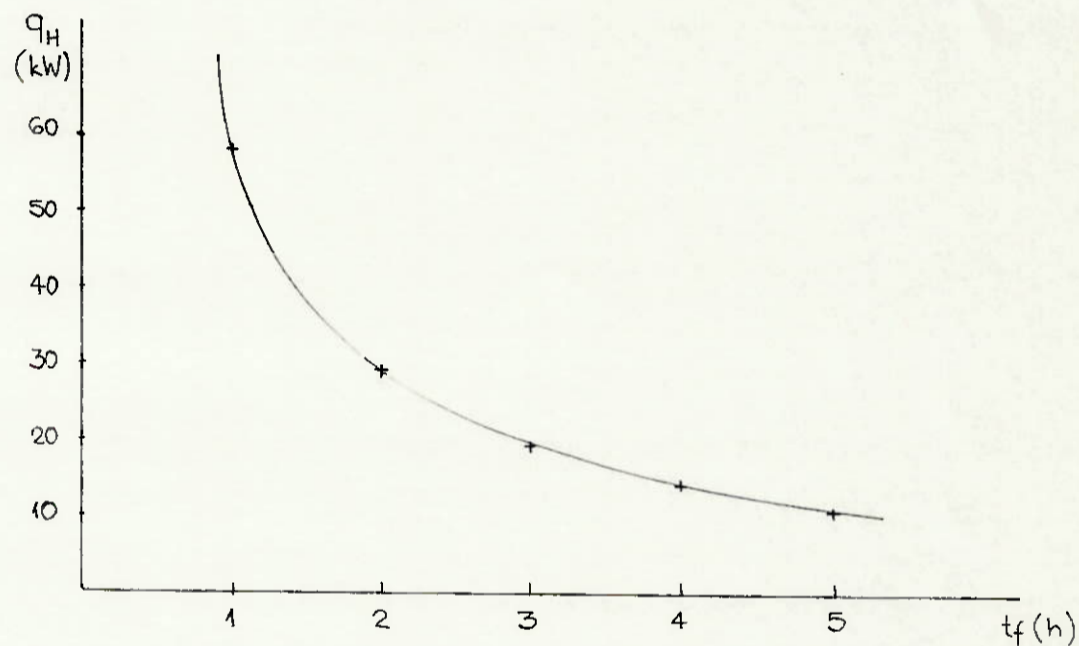


Fig.8 - Energia Absorvida do Ambiente ( $q_H$ ) em função do Tempo de Funcionamento do Ciclo ( $t_f$ ).

Uma análise da sensibilidade dos gráficos levantados será feita no estudo de viabilidade do aproveitamento energético (item 5).

#### 4.2- Carga Térmica Disponível

Sendo a carga térmica composta pela soma das parcelas  $Q$  e  $q$ , estudaremos cada uma delas separadamente, a partir das considerações feitas no item 3.2.

##### 4.2.1- Variação da Carga Térmica devido a fatores externos (Q)

Embora influenciando de maneira menos significativa na composição da carga térmica total, a parcela devida a fatores externos (Q) possui um comportamento cuja variação está relacionada com a mudança de temperatura do meio externo ao ambiente estudado. Esta variação ocorre devido à troca de estações durante o ano. A visualização desse comportamento pode ser observada na figura 9.

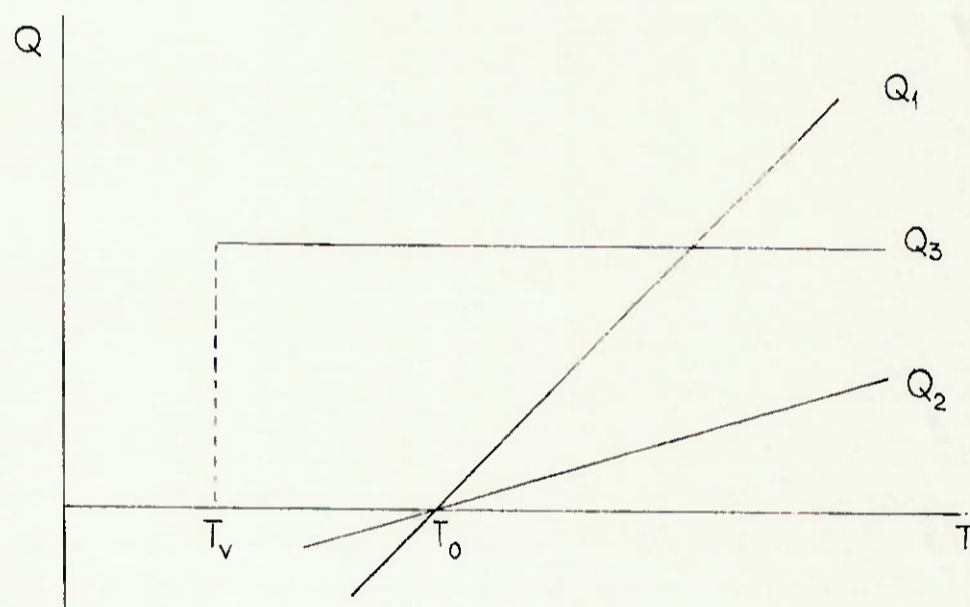


Fig.9 - Estimativa da variação das parcelas componentes da carga térmica  $Q$ .

As curvas da figura 9 foram levantadas tendo-se por base a referência (2) onde valores médios em regime permanente foram adotados. Pode-se notar que a parcela devido à transmissão ( $Q_1$ ) apresenta uma influência maior que a parcela devido a infiltração ( $Q_2$ ). É importante salientar que estas variações - estão relacionadas com a temperatura do ambiente estudado ( $T_o$ ) e com a temperatura mantida nos recintos vizinhos. A parcela - devido à insolação ( $Q_3$ ) é uma função degrau, pois apresenta valores distintos e aproximadamente constantes durante verão (máximo) e inverno. Para efeito de cálculo considera-se  $Q_3 = 0$  no inverno (referência (1)). No verão, a partir de uma temperatura mínima ( $T_v$ ), a função  $Q_3$  apresenta um valor máximo admitido como constante quando calculado pelo método apresentado na referência (1).

#### 4.2.2- Variação da Carga Térmica devido a fatores internos (q)

Embora existam dois parâmetros que influem de maneira mais significativa, na composição da parcela devido a fatores internos (q), ou seja, o número de pessoas que frequentam o ambiente e os equipamentos em geral que pertencem ao mesmo, este segundo é o mais relevante neste estudo (referência (2)).

A quantidade de equipamentos, suas potências e respectivas eficiências, assim como o tempo em que permanecem em atividade, definem a carga térmica dos equipamentos estudados. O comportamento dessa energia deve ser analisada a partir da construção de um gráfico que reproduza a utilização e a carga térmica emitida para o ambiente estudado em função do tempo. - Uma vez caracterizada esta curva, a otimização do aproveitamento da energia disponível deve ser analisada e uma estimativa - de uma melhor composição entre necessidade e disponibilidade - deve ser alcançada.

Um exemplo do comportamento da Carga térmica devido a fatores internos (q) pode ser visualizada na referência (2).

#### 4.2.3- Observações

A carga térmica devido a fatores internos (q) apresenta uma influência mais significativa do que a carga térmica devido a fatores externos (Q), uma vez que os fatores que determinam a variação desta segunda são menos flexíveis quando comparados com a amplitude de potência geradora de carga que é definida também com a colocação de equipamentos no ambiente estudado.

#### 4.3- Energia Requerida

A necessidade de se manter uma certa quantidade de água ( $m_A$ ) a uma determinada temperatura ( $T_A$ ) pode ser analisada para todas as condições utilizando-se a equação XIV

$$q_H = \frac{m_A C (T_A - T_{AA})}{t_f} \left(1 - \frac{1}{\beta}\right)$$

A variação da energia absorvida do ambiente ( $q_H$ ) em função de diversos valores da massa de água a ser aquecida ( $m_A$ ) será estudada a partir de um exemplo numérico onde os valores de coeficiente de eficácia ( $\beta$ ), a temperatura da água no ambiente ( $T_{AA}$ ) serão considerados constantes. Este exemplo será efetuado para dois valores distintos de tempo de funcionamento do ciclo ( $t_f$ ). Sendo  $T_A = 60^\circ\text{C}$ ,  $T_{AA} = 22^\circ\text{C}$ ,  $\beta = 3$ ,  $c = 4180\text{W/kg}^\circ\text{C}$ , temos:

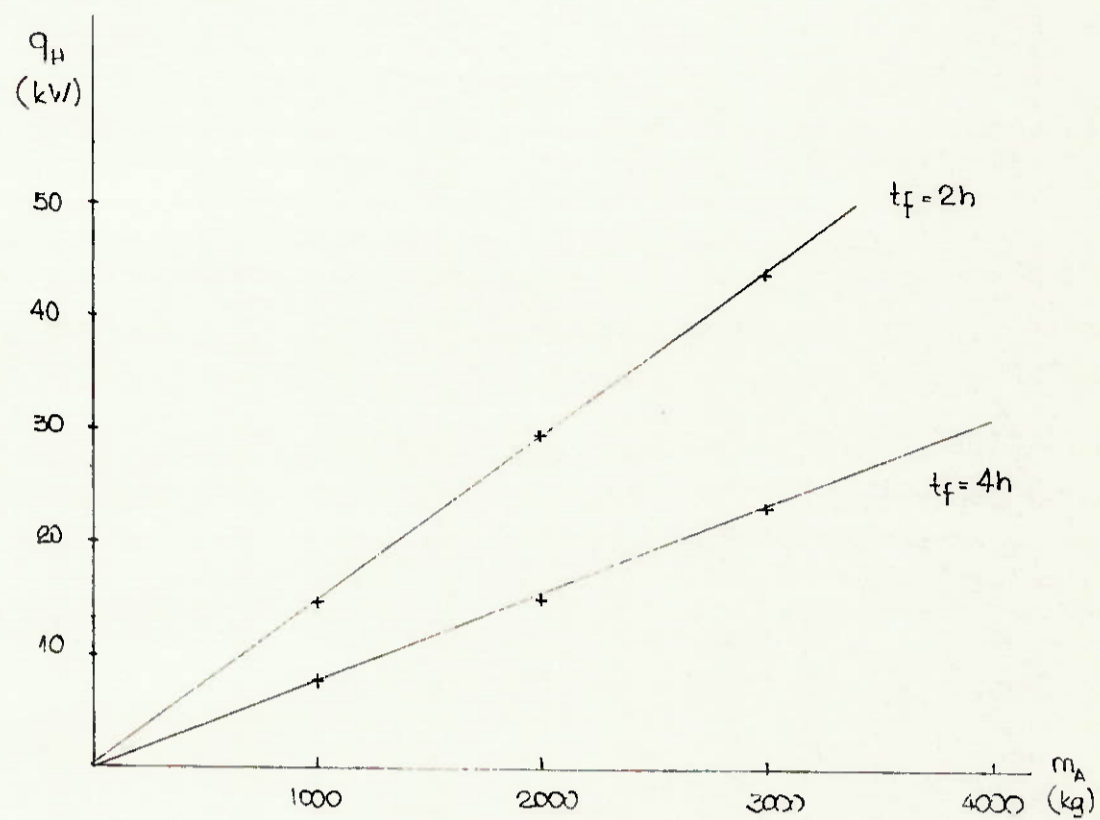


Fig.10 - Energia Absorvida do ambiente ( $q_H$ ) em função da Massa de Água a ser aquecida ( $m_A$ ) para diversos tempos de funcionamento do ciclo ( $t_f$ ).

A figura 11 é construída para explicar o comportamento da energia absorvida do ambiente ( $q_H$ ) em função da massa de água a ser aquecida ( $m_A$ ). Esta figura deriva-se do levantamento numérico efetuado na figura 10.

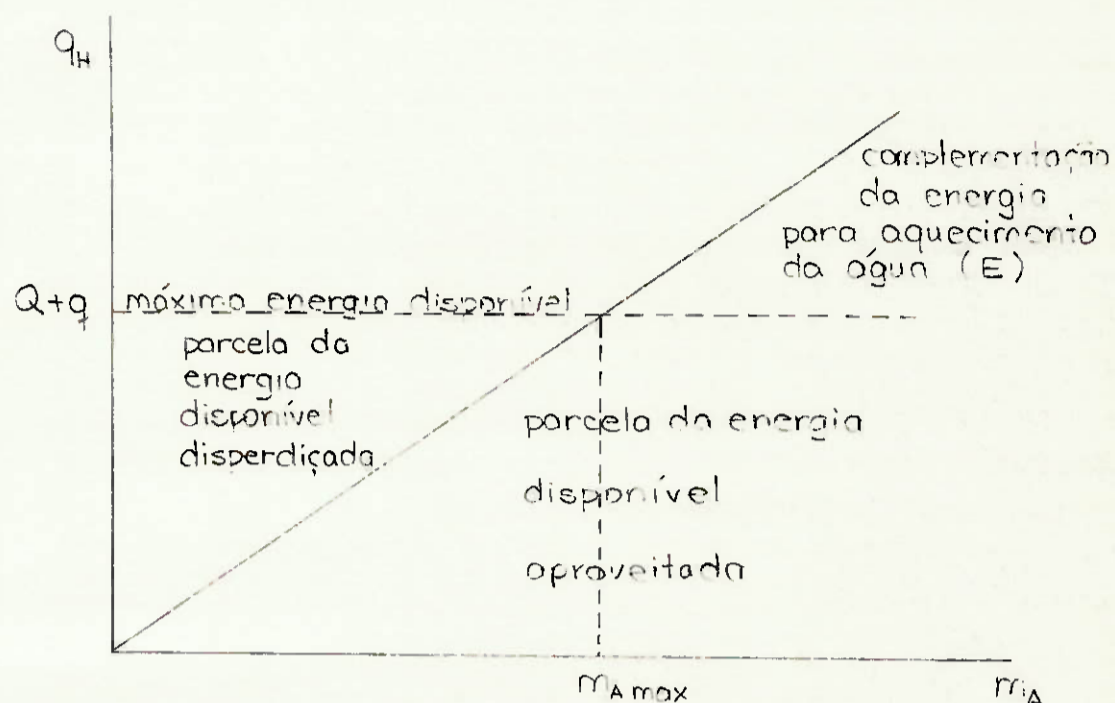


Fig.11- Estimativa do comportamento da Energia Absorvida do ambiente ( $q_H$ ) em função da massa de água a ser aquecida ( $m_A$ ).

Observa-se que à medida que a água a ser aquecida aumenta a necessidade de energia para o processo aumenta chegando a um valor limite a partir do qual torna-se necessária a complementação por outras vias energéticas. A variação do tempo de funcionamento do ciclo influi decisivamente na quantidade de energia horária necessária para o aquecimento, uma vez que quando aumenta-se o tempo de funcionamento essa necessidade horária de energia diminui. O coeficiente de eficácia apresenta uma influência inversa ao tempo de funcionamento, entretanto, um equilíbrio na escolha desses dois parâmetros deve ser alcançado.

## 5. VIABILIDADE DO APROVEITAMENTO ENERGÉTICO

Na análise do modelo do item 4 onde, considerando-se os tipos de ciclo, a carga térmica disponível e a energia requerida, nota-se que a viabilidade do estudo proposto para aquecimento da água utilizada em um certo ambiente, está condicionado a uma série de fatores:

- coeficiente de eficácia ( $\beta$ ) do ciclo térmico
- temperatura de evaporação ( $T_{EV}$ ) do refrigerante
- temperatura de condensação ( $T_{CD}$ ) do refrigerante
- carga térmica devido à transmissão do meio externo ao ambiente estudado
- carga térmica devido à insolação do meio externo ao ambiente estudado
- carga térmica devido à infiltração do meio externo ao ambiente estudado
- carga térmica devido à fatores internos.

A influência de cada um desses fatores na viabilidade deste modelo apresentam intensidades diferentes de acordo com as circunstâncias do ambiente estudado, das condições externas ao mesmo e das necessidades no aquecimento da água. A referência (2) é um trabalho que exemplifica este estudo - teórico uma vez que ao realizar levantamento de dados, cálculo de carga térmica e cálculo da energia requerida, nos dá uma idéia da influência dos fatores citados acima em um caso real.

Através das figuras 5, 8 e 10 levanta-se o coeficiente de sensibilidade dos gráficos  $q_H \times \beta$ ,  $q_H \times t_f$  e  $q_H \times m_A$ . Com isto consegue-se ter uma idéia da influência dos parâmetros  $\beta$ ,  $t_f$  e  $m_A$  sobre a energia absorvida do ambiente  $q_H$ .

- Influência do Coeficiente de Eficácia.

Derivando-se a equação XIV tendo-se como variável  $\beta$ , temos

$$\frac{d q_H}{d \beta} = \frac{m_A C (T_A - T_{AA})}{t_f} \cdot \frac{1}{\beta^2} \quad (XV)$$

- Influência do Tempo de Funcionamento do Ciclo.

Derivando-se a equação XIV tendo-se como variável  $t_f$ , temos

$$\frac{d q_H}{d t_f} = - \frac{m_A C (T_A - T_{AA})}{t_f^2} \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \quad (XVI)$$

- Influência da Massa de Água a ser Aquecida.

Derivando-se a equação XIV tendo-se como variável  $m_A$ , temos

$$\frac{d q_H}{d m_A} = \frac{C (T_A - T_{AA})}{t_f} \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \quad (XVII)$$

As derivadas dadas pelas equações XV, XVI e XVII representam os coeficientes de sensibilidade procurados, quando tomados em módulo. Sendo  $m_A = 2\,000\text{ kg}$ ,  $t_f = 2\text{ h}$ ,  $T_A = 60^\circ\text{C}$ ,  $T_{AA} = 22^\circ\text{C}$ ,  $C = 4180\text{ W/kg}^\circ\text{C}$ ,  $\beta = 3$ , temos:

$$\frac{dq_H}{d\beta} = 4902$$

$$\frac{dq_H}{dt_f} = 4,1$$

$$\frac{dq_H}{dm_A} = 14,7$$

Nota-se que, para os valores adotados, neste cálculo, a influência do coeficiente de eficácia ( $\beta$ ) na variação da energia absorvida do ambiente ( $q_H$ ) é maior que a influência dos outros dois parâmetros ( $t_f$  e  $m_A$ ). Para efeito de dimensionamento, deve-se enfatizar a escolha de um coeficiente de eficácia ideal para as condições dispostas no ambiente estudado.

Não se pode deixar de lado que fatores econômicos agem diretamente na viabilidade deste estudo. O custo de energia de outras fontes além do custo do equipamento utilizado no sistema proposto também devem ser cuidadosamente analisados. Devido ao fato deste ser um projeto de um sistema novo a ser implantado, o investimento inicial deve ser alto em relação aos sistemas convencionais já realizados. Entretanto o custo-benefício deste projeto deve ser melhor analisado uma vez que o seu custo inicial deverá ser amortizado com o tempo devido à economia com o gasto de energia de outras fontes.

## 6. CONCLUSÃO

Comprovada a viabilidade técnica deste projeto, na hipótese de não se conseguir zerar o gasto com fontes externas de energia para o aquecimento da água, deve-se buscar diminuir ao máximo a complementação da energia térmica disponível. A diminuição deste incremento é atingida pela procura de uma adequada composição dos fatores levantados na análise do modelo.

Concluindo, a recuperação do potencial energético (carga térmica) do ambiente estudado pode ser eficazmente conseguida através de uma correta utilização do modelo proposto neste estudo. Uma perfeita iteração dos parâmetros que influenciam no aproveitamento da carga térmica disponível deve ser procurada para que assim seja atingida a viabilidade do aproveitamento energético.

## ANEXO A

## TABELAS DOS FATORES DE CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Tabela 4-10 Valores máximos do fator de ganho de calor por insolação ( $F_2$ ) para vidro ensolarado<sup>4</sup>, W/m<sup>2</sup>

	N/sombra	NE/NO	L/O	SE/SO	S	Horizontal
32° latitude norte						
Dezembro	69	69	510	775	795	500
Janeiro, Novembro	75	90	550	785	775	555
Fevereiro, Outubro	85	205	645	780	700	685
Março, Setembro	100	330	695	700	545	780
Abril, Agosto	115	450	700	580	355	845
Maio, Julho	120	530	685	480	230	865
Junho	140	555	675	440	190	870
40° latitude norte						
Dezembro	57	57	475	730	800	355
Janeiro, Novembro	63	63	480	755	795	420
Fevereiro, Outubro	80	155	575	760	750	565
Março, Setembro	95	285	660	730	640	690
Abril, Agosto	110	435	690	630	475	790
Maio, Julho	120	515	690	545	350	830
Junho	150	540	680	510	300	840

Tabela 4-11 Coeficientes de sombreamento<sup>4</sup> ( $F_3$ )

Tipo de vidro	Espessura, mm	Sem sombra/ interno	Coeficiente de Sombreamento			
			Persiana		Cortinas tipo "rolô"	
			Médio	Claro	Escuro	Claro
Vidros simples						
Folha normal	3	1,00	0,64	0,55	0,59	0,25
Laminado	6-12	0,95	0,64	0,55	0,59	0,25
Absorvedor	6	0,70	0,57	0,53	0,40	0,30
	10	0,50	0,54	0,52	0,40	0,28
Folha dupla						
Folha normal	3	0,90	0,57	0,51	0,60	0,25
Laminado	6	0,83	0,57	0,51	0,60	0,25
Reflectivo	6	0,2-0,4	0,2-0,33			

Tabela 4-15 Diferença de temperatura para carga de refrigeração em paredes ensolaradas<sup>4</sup>

(F5)

Tipo de parede †	Massa por unidade área, kg/m <sup>2</sup>	Capacidade térmica, kJ/m <sup>2</sup> · K	Hora solar	Orientação							
				N	NE	L	SE	S	SO	O	NO
G	50	15	7	4	15	17	10	1	1	1	1
			8	5	20	26	18	3	3	3	3
			9	5	22	30	24	7	4	5	4
			10	7	20	31	27	12	6	6	6
			11	8	16	28	28	17	9	8	8
			12	10	15	22	27	22	14	10	10
			13	12	14	19	23	25	21	15	12
			14	13	15	17	20	26	28	23	15
			15	13	15	17	18	24	33	31	20
			16	14	14	16	16	21	35	37	26
			17	14	14	15	15	17	34	40	31
			18	15	12	13	13	14	29	37	31
			19	12	10	11	11	11	20	27	23
			20	8	8	8	8	8	13	16	14
			DTCR <sub>máx</sub>	15	22	31	28	26	35	40	31
F	200	130	7	1	3	4	2	1	1	2	1
			8	2	8	9	6	1	1	2	1
			9	3	13	16	10	2	2	2	2
			10	4	16	21	15	4	3	3	3
			11	5	17	24	20	7	4	4	4
			12	6	16	25	23	11	6	6	6
			13	8	16	24	24	15	10	8	7
			14	9	15	22	23	19	14	11	9
			15	11	15	20	22	21	20	16	12
			16	12	15	19	20	22	24	22	15
			17	12	15	18	19	21	28	27	19
			18	13	14	17	17	19	30	32	24
			19	13	13	15	16	17	29	33	26
			20	13	12	13	14	15	25	30	24
			DTCR <sub>máx</sub>	13	17	25	24	22	30	33	26

Notas: 1. A referência 4 apresenta DTCR para paredes mais pesadas como paredes de concreto de 300 mm com acabamento interno e externo, paredes de tijolos de 100 mm com 50 mm de espessura de isolante e concreto de 200 mm.

2. As condições para as quais esta tabela é válida são aquelas apresentadas na nota 1 da Tabela 4-14.

3. As correções para condições distintas das especificadas são as mesmas da nota 2 da Tabela 4-14.

4. Para paredes não especificadas, usar valores de paredes da tabela que mais se aproximem em termos de densidade e capacidade térmica.

5. Para paredes com isolamento adicional, entrar na tabela na parede seguinte mais pesada, isto é, parede correspondente à letra anterior no alfabeto para cada  $R = 1,2 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$  de isolamento adicional. Entrar na tabela com parede do tipo D para uma parede de características semelhantes à do tipo E, mas à qual foi adicionado isolamento com  $R = 1,2 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ .

† G = cortina metálica ou paredes estruturais (construção americana: madeira, asfalto, espaço de ar, madeira recoberta de gesso) com 25 a 75 mm de isolamento. F = blocos de concreto com 100 mm de espessura e isolante de 25 a 50 mm, ou tijolo de 100 mm com isolamento. E = blocos de concreto de 200 mm com acabamento interior e exterior ou tijolos aparentes de 100 mm com blocos de concreto de 100 mm e acabamento interior ou ainda paredes de concreto de 100 mm com acabamento interior e exterior. D = tijolos aparentes de 100 mm com blocos de concreto de 200 mm e acabamento interior ou tijolos aparentes de 100 mm e tijolos comuns de 100 mm, com acabamento interior. C = parede de concreto de 200 mm com acabamento interior e exterior.

Tabela 4-9 Fatores de carga de resfriamento sensível para pessoas<sup>4</sup> (F<sub>6</sub>)

Horas depois de cada entrada no recinto	Total de horas no recinto							
	2	4	6	8	10	12	14	16
1	0,49	0,49	0,50	0,51	0,53	0,55	0,58	0,62
2	0,58	0,59	0,60	0,61	0,62	0,64	0,66	0,70
3	0,17	0,66	0,67	0,67	0,69	0,70	0,72	0,75
4	0,13	0,71	0,72	0,72	0,74	0,75	0,77	0,79
5	0,10	0,27	0,76	0,76	0,77	0,79	0,80	0,82
6	0,08	0,21	0,79	0,80	0,80	0,81	0,83	0,85
7	0,07	0,16	0,34	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87
8	0,06	0,14	0,26	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88
9	0,05	0,11	0,21	0,38	0,87	0,88	0,89	0,90
10	0,04	0,10	0,18	0,30	0,89	0,89	0,90	0,91
11	0,04	0,08	0,15	0,25	0,42	0,91	0,91	0,92
12	0,03	0,07	0,13	0,21	0,34	0,92	0,92	0,93
13	0,03	0,06	0,11	0,18	0,28	0,45	0,93	0,94
14	0,02	0,06	0,10	0,15	0,23	0,36	0,94	0,95
15	0,02	0,05	0,08	0,13	0,20	0,30	0,47	0,95
16	0,02	0,04	0,07	0,12	0,17	0,25	0,38	0,96
17	0,02	0,04	0,06	0,10	0,15	0,21	0,31	0,49
18	0,01	0,03	0,06	0,09	0,13	0,19	0,26	0,39

Tabela 4-6 Fatores de carga térmica de refrigeração para iluminação<sup>4</sup> (F<sub>7</sub>)

Número de lâmpadas de teto	Conexão X † horas de operação		Conexão Y †, horas de operação	
	10	16	10	16
1	0,08	0,19	0,01	0,05
2	0,62	0,72	0,76	0,79
3	0,66	0,75	0,81	0,83
4	0,69	0,77	0,84	0,87
5	0,73	0,80	0,88	0,89
6	0,75	0,82	0,90	0,91
7	0,78	0,84	0,92	0,93
8	0,80	0,85	0,93	0,94
9	0,82	0,87	0,95	0,95
10	0,84	0,88	0,96	0,96
11	0,85	0,89	0,97	0,97
12	0,32	0,90	0,22	0,98
13	0,29	0,91	0,18	0,98
14	0,26	0,92	0,14	0,98
15	0,23	0,93	0,12	0,99
16	0,21	0,94	0,09	0,99
17	0,19	0,94	0,08	0,99
18	0,17	0,40	0,06	0,24
19	0,15	0,36	0,05	0,20

† Descrição das conexões: X, lâmpadas embutidas sem ventilação. A alimentação e o retorno do ar são posicionados abaixo ou na superfície do forro. Y, lâmpadas aparentes (penduradas) e ventiladas. As bocas de insuflamento do ar estão localizadas na superfície do forro ou abaixo dele e as bocas de retorno ao redor das conexões elétricas através do espaço do forro.

Referências

- (1) - Refrigeração e Ar Condicionado  
Wilbert F. Stoecker, Jerold W. Jones
- (2) - Trabalho de Formatura - Estudo do Aproveitamento da  
Carga Térmica em uma Cozinha Industrial para Aqueci  
mento de Água  
Ricardo W. Annicchino
- (3) - Transferência de Calor  
J.P. Holman