

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

3708
2
1000
man

ESTUDO DO APROVEITAMENTO DA CARGA TÉRMICA
EM UMA COZINHA INDUSTRIAL PARA AQUECIMENTO DA ÁGUA

Autor : RICARDO WANDERLEY ANNICCHINO

Orientador: PROF.DR.MARCOS DE M.PIMENTA

1986

169
man

ÍNDICE

	Pág.
1. Introdução	1
2. Descrição do Estudo.....	2
3. Levantamento de Dados e Critérios de Projeto.....	3
3.1- Dados Levantados do CTC.....	3
3.2- Critérios.....	6
4. Estimativa da Carga Térmica.....	8
4.1- Fundamentos Teóricos.....	8
4.2- Roteiro de Cálculo.....	14
4.3- Memorial de Cálculo.....	15
4.3.1- Carga Térmica da Cozinha no Verão.....	15
4.3.2- Carga Térmica do Refeitório no Verão..	30
4.3.3- Carga Térmica da Cozinha no Inverno...	35
4.3.4- Carga Térmica do Refeitório no Inverno	37
5. Estimativa do Consumo de Energia no Aquecimento da Água.....	40
5.1- Propriedades da Água quente Distribuída nas torneiras da Cozinha.....	41
5.2- Propriedades da Água quente do banho-maria e do balcão térmico.....	43
5.3- Propriedades da água quente para máquina lava louças.....	45
5.4- Estimativa do calor a ser fornecido à água pa ra mantê-la aquecida.....	46
5.5- Estimativa do consumo de energia elétrica uti lizada para o aquecimento da água	53
6. Quadro Comparativo.....	55
6.1- Condições no Verão.....	56
6.2- Condições no Interno.....	57

	Pág.
7. Conclusão.....	58
Anexos:	
A - Correção das Latitudes.....	60
B - Tabelas de Fatores de Cálculo da Carga Térmica....	62
REFERÊNCIAS.....	65

1. INTRODUÇÃO

O crescente progresso da civilização humana, tem contribuído para a aceleração das necessidades de se consumir energia. O consumo de energia é portanto um problema enfrentado nos dias de hoje e tem despertado esforços no sentido de um melhor aproveitamento da reserva.

Um problema existente é o desperdício energético em sistemas fechados como é o caso do consumo de energia no aquecimento de água para utilização em larga escala, como - por exemplo em cozinhas industriais, restaurantes e outros - estabelecimentos afins. Isso se justifica em virtude desses sistemas apresentarem alto potencial térmico não aproveitado.

O Estudo do Aproveitamento da Carga Térmica em uma Cozinha Industrial para Aquecimento de Água tem como principal objetivo estudar a viabilidade de recuperação da carga térmica na cozinha do Centro de Tecnologia Copersucar (CTC).

Para as condições específicas do local será efetuado um cálculo da carga térmica (proporcionada por transmissão e armazenamento da energia solar, infiltração atmosférica e geração interna através de equipamentos e pessoas) e a possibilidade de seu aproveitamento para aquecimento da água ali utilizada. Será portanto feito também um levantamento do gasto de água quente na cozinha do CTC.

2. DESCRIÇÃO DO ESTUDO

Este estudo será dividido em quatro etapas a saber:

- levantamento de dados e critérios de projeto;
- estimativa da carga térmica;
- estimativa do consumo de energia no aquecimento da água;
- quadro comparativo.

Na primeira etapa serão listados todos os dados levantados em visitas feitas ao restaurante estudado assim como todos os critérios adotados nos cálculos efetuados nas demais etapas.

Na etapa seguinte será feito o cálculo estimado da carga térmica da cozinha e do refeitório do CTC. Nesta fase os fundamentos teóricos utilizados e o roteiro de cálculo efetuado também serão apresentados. Este estudo será completado com análises para verão e inverno.

A terceira etapa se caracteriza por uma apresentação conjunta da estimativa do consumo de energia no aquecimento da água e do procedimento teórico adotado no cálculo da mesma.

A última etapa consiste na comparação dos resultados obtidos nas duas etapas anteriores tentando-se visualizar a viabilidade ou não do estudo proposto. Uma estimativa do gasto com energia elétrica será mencionado na tentativa de se confrontar o processo já instalado com o proposto por este estudo.

3. LEVANTAMENTO DE DADOS E CRITÉRIOS DE PROJETO

3.1- Dados Levantados do CTC

- número de pessoas que trabalham na cozinha no horário de atendimento: 15
- número de pessoas durante um turno de refeições: 144
- número de turnos no refeitório: 4
- horário de atendimento: 11:20 às 12:45 h
- potência dos equipamentos elétricos:
 - . refresqueira 48 CV
 - . balcão frigorífico 1 CV
 - . máquina lava-louça 16 CV
 - . descascador de batatas 735 W
 - . forno elétrico 18000 W
 - . corta-frios 735 W
 - . batedeira 735 W
 - . banho-maria 3600 W
 - . fritadeiras 10000 W
 - . balcão térmico 6000 W
 - . lâmpadas do refeitório 60 unidades de 100 W
 - . lâmpadas da cozinha 32 unidades de 40 W
5 unidades de 100 W
- demais equipamentos:
 - . fogão 8 bocas - 2,5 kg de gás/h.boca
 - . caldeira - 2,2 kg de gás/h.
- tempo de utilização dos equipamentos durante uma semana de testes (vide Tabela 1).

- dimensões dos reservatórios de água:
 - . reservatório da água das torneiras: 0,4x1,0m
 - . banho-maria 0,42 x 0,95m
 - . balcão térmico 0,4 x 2,36m
- temperatura de água
 - . reservatório da água das torneiras: 44°C
 - . banho-maria, balcão térmico e lava-louças: 70°C
- volume de água utilizada:
 - . uso de água quente nas torneiras: 360 l
 - . banho-maria 0,52 m³
 - . balcão térmico 0,134m³
 - . máquina lava-louças 0,103m³
- isolante térmico do reservatório da água das torneiras, banho-maria e balcão térmico:
 - . poliuretano expandido (K = 0,036 W/mK)
- material do edifício:
 - . parede:- tijolo comum 100mm (k = 0,72 W/mK)
reboco de cimento e areia 16mm
(k = 1,82 W/mK)
 - . teto:- concreto aparente 200mm (k = 1,83W/mK)
 - . câmara frigorífica:- laje, placa de vidro com lingote 80mm (k=0,036W/mK)
 - . paredes de vidro Blindex (Resistência térmica = 0,17 m²K/W).
- temperaturas dos ambientes:
 - . cozinha TBS = 28°C
UR = 60% ($\omega = 0,0143 \text{ kg}_v/\text{kg}_{ar}$)
 - . refeitório TBS = 25°C
UR = 60% ($\omega = 0,012 \text{ kg}_v/\text{kg}_{ar}$)
 - . hall TBS = 25°C
UR = 60%

5.

. exterior (Piracicaba) TBS = 33°C
TBU = 24°C

- velocidade do vento: 3 m/s

3.2- Critérios

- foi considerado que os motores do ar condicionado e do frigorífico estão fora do ambiente estudo não influenciando portanto no cálculo da carga térmica.
- para efeito de cálculo comparativo entre carga de verão e inverno foi considerado apenas a diminuição da temperatura do meio externo e seus efeitos (inexistência de carga térmica solar).
- o ar condicionado é mantido em funcionamento para garantia das temperaturas internas.

Tabela 1 - Tempo de Utilização dos Equipamentos no Restaurante (Semana de 13/10 à 17/10/86)

Equipamento	13/10	14/10	15/10	16/10	17/10
Fogão	06:00 às 12:00 14:00 " 15:00	06:00 às 12:00 14:00 " 15:00	06:00 às 12:00 14:00 " 15:00	06:00 às 12:00 14:00 " 15:00	06:00 às 12:00 14:00 " 15:00
Caldeira	06:00 " 10:00	06:00 " 10:00	06:00 " 10:00	06:00 " 10:00	06:00 " 10:00
Forno	10:00 " 12:00	18:00 " 12:00	10:00 " 12:00	10:00 " 12:00	10:00 " 12:00
Fritadeira	07:00 " 10:00	07:00 " 10:00	-	07:00 " 12:00	-
Máq.lavar louça	11:00 " 15:00	11:00 " 15:00	11:00 " 15:00	11:00 " 15:00	11:00 " 15:00
Banho-Maria	07:00 " 11:00	07:00 " 11:00	07:00 " 11:00	07:00 " 11:00	07:00 " 11:00
Balcão térmico	09:00 " 12:00	09:00 " 12:00	09:00 " 12:00	09:00 " 12:00	09:00 " 12:00

4. ESTIMATIVA DA CARGA TÉRMICA

4.1- Fundamentos Teóricos

O potencial energético de um recinto pode ser avaliado através das técnicas utilizadas para o estabelecimento da carga térmica em projetos de equipamentos de ar condicionado, aquecimento e ventilação. Essas técnicas analisam a capacidade dos diversos componentes do sistema necessária para manter um determinado nível de conforto no ambiente. Fatores característicos do edifício tais como materiais empregados na sua construção, aspectos geométricos como tamanho, forma e orientação geográfica, existência de fontes internas de calor e fatores climáticos são então relacionados de maneira a estabelecer um conjunto de elementos capazes de estimar a energia térmica em trânsito existente no recinto. Esses cálculos baseiam-se em condições ambientais próximas dos extremos normalmente encontrados. As condições externas padrão de projeto para a temperatura, a umidade e a insolação são as encontradas na referência (1).

Embora uma série de procedimentos tenham sido desenvolvidos para o cálculo da carga térmica, aqui será adotado aquele proposto pela ASHRAE e que também pode ser encontrado na referência (1). Salvo pequenas diferenças, todos os métodos baseiam-se na determinação, de maneira sistemática - dos fatores que afetam as trocas térmicas, divididos em quatro categorias:

- Transmissão

Transferência de calor devido à diferença de temperatura interna e externa ao recinto, através do elemento do edifício.

- Solar

Transferência de energia solar através de um componente do edifício que seja transparente, ou absorção dessa energia por um componente opaco.

- Infiltração

Perda ou ganho de calor pela infiltração de ar - externo ao recinto condicionado.

- Geração Interna

Resultante da liberação de energia no interior - do recinto (luzes, pessoas, equipamentos).

Para estimativa de carga térmica de aquecimento não se leva em consideração o cálculo da carga resultante da insolação.

As expressões que determinam os diversos valores de fluxo de calor nas categorias apresentadas acima são descritas a seguir.

4.1.1- Carga Térmica de Transmissão

A transmissão de calor através da estrutura po-
de ser obtida através da equação:

$$q_1 = \frac{A \cdot (T_e - T_i)}{R_{tot.}} \quad (W) \quad (I)$$

onde: A: área superficial exposta à transmissão de calor, m²

(T_e-T_i): diferença entre as temperaturas externa e inter-
na, °C

R_{tot} : resistência térmica total à transmissão do calor,
m²°C/W.

4.1.2- Carga Térmica de Infiltração

A perda ou ganho de calor devido à penetração de ar externo pode ser calculada por meio das expressões:

$$q_{2(s)} = 1,23 \cdot \dot{V} \cdot (T_e - T_i) \quad (W) \quad (II)$$

$$q_{2(L)} = 3000 \cdot \dot{V} \cdot (\omega_e - \omega_i) \quad (W) \quad (III)$$

onde: $q_{2(s)}$: calor infiltrado devido à parcela sensível

$q_{2(L)}$: calor infiltrado devido à parcela latente

$\dot{V}$: vazão em volume do ar externo, ℓ/s

$(\omega_e - \omega_i)$: diferença entre as umidades absolutas externa e interna, $kg_{vH_2O}/kg_{ar\ seco}$

A infiltração pode ser definida como a penetração não controlada de ar externo no recinto, sendo resultante de "forças naturais" como por exemplo o vento e o efeito de empuxo resultante da diferença de temperatura entre o ar exterior e o interior.

A vazão do ar devido à infiltração é de difícil determinação, variando com a qualidade de construção, com a direção e velocidade do vento, com a diferença entre as temperaturas interna e externa e com a pressão interna reinante no edifício. Um procedimento adotado na prática é estimar a infiltração em número de renovações de ar por hora. Uma renovação de ar por hora é uma vazão numericamente igual ao volume do espaço. O número de renovações por hora para um edifício - de pequeno porte, sem pressurização interna, pode ser estimado em termos de velocidade do vento e da diferença de temperatura:

$$N_{\text{rar}} = a + bv + c (T_e - T_i) \quad (\text{IV})$$

onde: v : velocidade do vento, m/s

a, b, c : constantes experimentais (p.77 ref.(1))

4.1.4- Carga Térmica de Geração Interna.

As principais fontes de geração interna de calor são luzes, ocupantes e equipamentos de operação interna.

A carga térmica proporcional por lâmpadas pode - ser dado por:

$$q_5 = f_{\mu} \cdot f_r \cdot FCR_{\ell} \cdot Pot_{\ell} \quad (\text{W}) \quad (\text{VII})$$

onde: Pot_{ℓ} : potência nominal da iluminação

FCR_{ℓ} : fator de carga térmica de refrigeração para lâmpadas (p.80 ref.(1))

f_r : fator do reator para lâmpada fluorescente (1,2)

f_{μ} : fator de utilização.

A carga térmica proporcionada por ocupantes, apesar das incertezas envolvidas, deve ser calculada através da expressão:

$$q_6 = n_o \cdot Q_o \cdot FCR_o \quad (\text{W}) \quad (\text{VIII})$$

onde: n_o : número de ocupantes no recinto

Q_o : calor liberado por ocupante de acordo com a atividade, W (p.80, ref.(1))

FCR_o : fator de carga térmica de refrigeração para ocupantes (p.82, ref. (1)).

A carga térmica de outros equipamentos geradores de calor é determinado a partir da potência nominal do equipamento e de sua eficiência.

4.1.3- Carga Térmica Solar

A transferência de calor resultante da insolação de uma superfície depende das características físicas dessa superfície.

Para superfícies transparentes, como janelas, a energia solar que atravessa a superfície é dada por:

$$q_3 = A \cdot FCR_s \cdot FGCI_{\text{máx.}} \cdot CS \quad (W) \quad (V)$$

onde: A : área da superfície transparente voltada para uma dada orientação geográfica, m^2
 FGCT_{máx.}: fator de ganho de calor por insolação máximos, W/m^2 (p.83 ref.(1)).
 FCR_s: fator de carga térmica de refrigeração para insolação em superfícies transparentes (p.85 ref.(1)).
 CS : coeficiente de sombreamento (p.84 ref.(1)).

Para superfícies opacas, como paredes e telhados, a energia solar que é absorvida pela superfície é dada por:

$$q_4 = \frac{A \cdot DTCT}{R_{\text{tot.}}} \quad (W) \quad (VI)$$

onde: DTCT: diferença de temperatura para carga de refrigeração, $^{\circ}C$ (p.91 ref.(1)).

Observa-se que no caso do cálculo da carga térmica solar é importante diferenciar paredes e janelas de cada orientação geográfica.

4.1.5- Carga Térmica Total

A carga térmica total é resultado da somatória - de cargas calculadas nos itens 4.1.1, 4.1.2, 4.1.3 e 4.1.4.

4.2- Roteiro de Cálculo

- 4.2.1- Escolha de valores de projeto da temperatura exterior de bulbo seco de verão e de inverno e a temperatura - de bulbo úmido correspondente. Esses valores, tomados para a localidade do estudo (CTC) podem ser encontrados na referência (2).
- 4.2.2- Averiguação de condições especiais tais como recintos adjacentes não condicionados, considerando suas temperaturas.
- 4.2.3- Determinação da resistência térmica de paredes e do coeficiente de película para cada condição.
- 4.2.4- Determinação da taxa de transferência de calor para o recinto em função da resistência térmica total do edifício, através da equação I.
- 4.2.5- Determinação da taxa de infiltração de calor através de penetração do ar externo. No caso de carga térmica para inverno, a parcela latente é desprezada. O cálculo é realizado pelas equações II, III, IV.
- 4.2.6- Determinação da taxa de calor devido a insolação, considerando-se para isso a localização, orientação geográfica e sombreamento externo, aplicando-se as equações V e VI.
- 4.2.7- Determinação da carga proveniente de luzes, pessoas e equipamentos, considerando as equações VII e VIII.
- 4.2.8- Somatórias de todas as cargas parciais para obtenção da carga térmica total.

4.3- Memorial de Cálculo

O cálculo da carga térmica será levantado para - duas condições extremas: uma considerando a temperatura média de verão para o meio externo ao ambiente estudado e outra considerando temperatura média de inverno. Em ambos os casos, a carga será calculada para dois ambientes distintos: a cozinha e o refeitório. A disposição dos ambientes no edifício, assim como a orientação geográfica, podem ser visualizados na figura 1. Esta foi reproduzida da planta do edifício do restaurante do CTC localizado no município de Piracicaba - SP.

O cálculo da carga térmica nas quatro situações particularizadas acima obedece o roteiro desenvolvido no item 4.2.

4.3.1- Carga Térmica da Cozinha no Verão:

4.3.1.1- Para a região de Piracicaba:

$$TBS = 33^{\circ}\text{C}$$

$$TBU = 24^{\circ}\text{C}$$

4.3.1.2- Ambientes adjacentes:

$$\text{Hall de entrada} : TBS = 25^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Câmara Frigorífica} : TBS = 4^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Pavimento Superior} : TBS = 25^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Refeitório} : TBS = 25^{\circ}\text{C}$$

4.3.1.3- Coeficiente de película do ar exterior ao ambiente estudado: $34,5 \text{ W/m}^2\text{C}$

$$\text{Coeficiente de película do ar interno ao ambiente estudado: } 8,3 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Resistência térmica das paredes:

$$R = \frac{1}{34,5} + \frac{0,1}{0,72} + \frac{0,016}{0,72} + \frac{1}{8,3} = 0,312 \text{ m}^2\text{C/W}$$

Resistência térmica da câmara frigorífica:

$$R = \frac{1}{8,3} + \frac{1}{0,72} + \frac{0,016}{0,72} + \frac{0,08}{0,036} + \frac{1}{8,3} = 2,62 \text{ m}^2\text{C/W}$$

Resistência térmica do teto:

$$R = \frac{1}{8,3} + \frac{0,2}{1,82} + \frac{1}{8,3} = 0,35 \text{ m}^2\text{C/W}$$

Área das paredes expostas à temperatura de 33°C:

$$A = (2 \times 10 \times 3,55) - (3,30 \times 3,55 + 1,075 \times 2,1) = 57,0 \text{ m}^2$$

Área das paredes expostas à temperatura de 25°C:

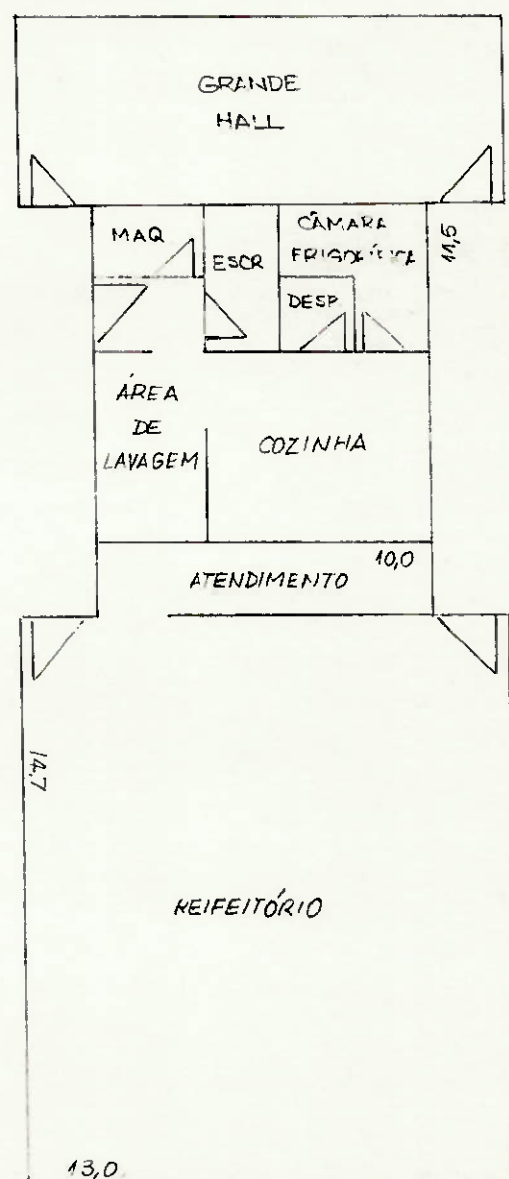
$$A = (2 \times 10 \times 3,55) - (2,1 \times 1,8 + 3,5 \times 3,55 + 0,9 \times 1) = 53,9 \text{ m}^2$$

Área das paredes expostas à câmara frigorífica:

$$A = (3,3 \times 3,55) + (3,5 \times 3,55) - (1,3 \times 2,1) = 21,4 \text{ m}^2$$

Área do teto:

$$A = 10 \times 10 = 100 \text{ m}^2$$



paredes da cozinha e dependências em tijolo comum revestidas com reboco de cimento e areia e pintura; teto em laje de concreto sendo o pavimento superior ocupado por escritórios.

Refeitório com paredes de vidro e teto também em laje de concreto.

Altura do edifício

- cozinha: 3,55m
- demais ambientes: 3,4m.

Fig.1 - Esquema do edifício.

4.3.1.4- Transmissão através das paredes expostas à temperatura de 33°C:

$$q = \frac{57,0 \times (33 - 28)}{0,312} = 913,9 \text{ W}$$

Transmissão através das paredes expostas à temperatura de 25°C:

$$q = \frac{53,9 (25 - 28)}{0,312} = -518,2 \text{ W}$$

Transmissão através das paredes expostas à câmara frigorífica:

$$q = \frac{21,4 (4 - 28)}{2,62} = -196,1 \text{ W}$$

Transmissão através do teto:

$$q = \frac{100 (25 - 28)}{0,35} = -857,1 \text{ W}$$

Carga total de transmissão:

$$q_1 = 913,9 + (-518,2) + (-196,1) + (-857,1) = 657,5 \text{ W}$$

4.3.1.5- Volume da Cozinha:

$$V = |100 - (3,3 \times 3,5) + (1,8 \times 1,65)| \times 3,55 = 324,5 \text{ m}^3$$

Número de renovações de ar:

$$a = 0,25 \quad b = 0,02 \quad c = 0,022$$

(fatores escolhidos para má vedação)

$$N_{\text{rar}} = 0,25 + 0,02 \times 3 + 0,022(33-28) = 0,42$$

Vazão de ar

$$\dot{V} = 324,5 \times 0,42 = 136,3 \text{ m}^3/\text{h} = 37,9 \text{ l/s}$$

Calor sensível de infiltração:

$$q = 1,23 \times 37,9 \times (33-28) = 232,8 \text{ W}$$

Calor latente de infiltração

Da carta psicrométrica: $w_e = 0,0152 \text{ kg}_v/\text{kg}_{\text{ar seco}}$

$$q = 3000 \times 37,9 \times (0,0152 - 0,0143) = 102,2 \text{ W}$$

Carga térmica total de infiltração:

$$q_2 = 232,8 + 102,2 = 335,0 \text{ W}$$

4.3.1.6- Correção dos fatores de insolação para hemisfério Sul - ver Anexo A.

Superfícies Transparentes:

Não há superfícies transparentes capazes de armazenar carga térmica no edifício da cozinha

$$q_3 = 0$$

Superfícies Opacas:

Face Norte

$$A = (10 \times 3,55) - (2,1 \times 1,075) = 33,2 \text{ m}^2$$

$$\text{DTCR} = 22^\circ\text{C (N, lat.sul } 20^\circ, \text{ parede tipo F)}$$

$$q = \frac{33,2 \times 22}{0,312} = 2341 \text{ W}$$

Face Sul

$$A = (10-3,5) \times 3,55 = 23,1 \text{ m}^2$$

$$DTCR = 13^\circ\text{C} \text{ (s, lat sul } 20^\circ, \text{ parede tipo F)}$$

$$q = \frac{23,1 \times 13}{0,312} = 962,5 \text{ W}$$

As demais paredes não sofrem a ação do Sol.

total:

$$q_4 = 2341 + 962,5 = 3303,5 \text{ W}$$

4.3.1.7- Carga térmica proporcionada por lâmpadas

$$f_u = 1 \quad FCR_\ell = 0,97 \text{ (lâmpadas aparentes e ventiladas com operação de 10h)}$$

$$f_R = 1$$

$$Pot_\ell = 32 \times 40 + 5 \times 100 = 1780 \text{ W}$$

$$q_5 = 0,97 \times 1780 = 1727 \text{ W}$$

Carga térmica proporcionada por ocupantes

$$FCR_o = 0,89 \text{ (para 10h de ocupação do recinto)}$$

parcela sensível

$$Q_o = 0,35 \times 300 = 105 \text{ W}$$

$$q = 15 \times 105 \times 0,89 = 1402 \text{ W}$$

parcela latente

$$Q_o = 0,65 \times 300 = 195 \text{ W}$$

$$q = 15 \times 195 = 2925 \text{ W}$$

total

$$q_6 = 1402 + 2925 = 4327 \text{ W}$$

Carga térmica proporcionada por equipamentos:

(a) Carga térmica da caldeira

A carga térmica da caldeira é aquela gerada pela fração ineficiente desprendida em forma de calor do gás utilizado para fervura da água de cozimento, por unidade de tempo.

- consumo do gás da caldeira: 2,2 kg/h
- calor sensível liberado pelo gás (GLP): $9800 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ (ref.(2))
- calor latente liberado pelo gás (GLP): $1200 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ (ref.(2)).

Calor total liberado pelo gás através da caldeira:

$$\dot{q}_{GC} = 2,2 \times 11\,000 = 24\,200 \text{ kcal/h.}$$

Estimativa de eficiência: a eficiência da caldeira pode ser dada como sendo o total de calor - necessário para se aquecer água e evaporá-la durante determinado tempo pelo total de energia consumida pela caldeira nesse tempo. Para tal foi desenvolvido - um experimento em que uma determinada quantidade de água foi levada à fervura e conservada assim durante determinado tempo, comparando-se em seguida as massas inicial e final.

$$\text{densidade da água: } \rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{volume inicial da água: } V_1 = \frac{\pi 0,85^2}{4} \cdot 0,1 = 0,057 \text{ m}^3$$

$$\text{volume final da água : } V_2 = \frac{\pi 0,85^2}{4} \cdot 0,96 = 0,054 \text{ m}^3$$

$$\text{massa inicial da água: } m_1 = 0,057 \cdot 1000 = 57 \text{ kg}$$

$$\text{massa final da água : } m_2 = 0,054 \cdot 1000 = 54 \text{ kg}$$

massa de água evaporada: $\Delta m = m_1 - m_2 = 3 \text{ kg}$

temperatura inicial da água: $T_1 = 22,5^\circ\text{C}$

temperatura de evaporação : $T_2 = 98,5^\circ\text{C}$

calor específico da água : $c = 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

calor latente da água a $98,5^\circ\text{C}$: $h_{\ell v} = 540 \text{ kcal/kg}$

quantidade de calor necessária para aquecer a água:

$$q_{AQ} = m_1 c (T_2 - T_1) = 57 (98,5 - 22,5) = 4332 \text{ kcal}$$

quantidade de calor necessária para evaporar a água:

$$q_{EV} = \Delta m h_{\ell v} = 3 \cdot 540 = 1620 \text{ kcal}$$

quantidade total de energia necessária para o aquecimento até a fervura e evaporação de 3 kg de água:

$$q_{NES} = 4332 + 1620 = 5952 \text{ kcal}$$

tempo de aquecimento até a fervura: $t_{AQ} = 30 \text{ min} = 0,5 \text{ h}$

tempo de evaporação: $t_{EV} = 20 \text{ min} = 0,333 \text{ h}$

tempo total de operação da caldeira: $t_T = 0,833 \text{ h}$

quantidade total de energia consumida pela caldeira durante o tempo total de operação:

$$q_{CALD} = \dot{q}_{GC} \cdot t_T = 24200 \cdot 0,833 = 20159 \text{ kcal}$$

a eficiência de caldeira pode ser calculada então em:

$$\eta = \frac{5952}{20159} \times 100\% = 29,5\%$$

portanto a carga térmica da caldeira, sendo a parcela ineficiente do total de energia consumida por unidade de tempo é igual a:

$$\dot{q}_A = \left(1 - \frac{\eta}{100} \right) \dot{q}_{GC} = 0,705 \cdot 24200 = 17061 \text{ kcal/h}$$

$$q_A = 19\,843 \text{ W}$$

(b) Carga térmica do fogão

Tal qual como para a caldeira, a carga térmica do fogão é gerada pela parcela ineficiente do total de energia consumida pelo gás para a fervura de água de cozimento, por unidade de tempo.

- consumo mensal total (caldeira+fogão) de gás: 405 kg
considerando o mês com 22 dias úteis, sabendo-se que a caldeira opera durante 5 h/dia (ver tab.1) e seu consumo é de 2,2 kg/h, o gasto mensal da caldeira é estimado em:

$$22 \text{ dias} \times 5 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \times 2,2 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 242 \text{ kg}$$

- consumo mensal do gás do fogão: $405 - 242 = 163 \text{ kg}$

- consumo diário do gás do fogão: $163/22 = 7,41 \text{ kg/dia}$

- sendo o consumo diário distribuído durante 9 horas (ver figura 1), o consumo de gás por hora no fogão é igual a: $7,41/9 = 0,82 \text{ kg/h}$.

- calor total desprendido pelo gás através do fogão:

$$\dot{q}_{GF} = 0,82 \cdot 11\,000 = 9020 \text{ kcal/h}.$$

Estimativa de eficiência: a eficiência do fogão pode ser estimada de forma semelhante à eficiência da caldeira

$$\text{volume inicial da água: } V_1 = \frac{\pi \cdot 0,318^2}{4} \cdot 0,105 = 0,0083 \text{ m}^3$$

$$\text{volume final da água : } V_2 = \frac{\pi \cdot 0,318^2}{4} \cdot 0,1 = 0,0079 \text{ m}^3$$

$$\text{massa inicial da água: } m_1 = 0,0083 \times 1000 = 8,3 \text{ kg}$$

$$\text{massa final da água : } m_2 = 0,0079 \times 1000 = 7,9 \text{ kg}$$

$$\text{massa de água evaporada: } \Delta m = m_1 - m_2 = 0,4 \text{ kg}$$

$$\text{temperatura inicial da água: } T_1 = 22,5^\circ\text{C}$$

$$\text{temperatura final da água : } T_2 = 98,5^\circ\text{C}$$

quantidade de calor necessária para aquecer a água:

$$q_{AQ} = m_1 C (T_2 - T_1) = 8,3 (98,5 - 22,5) = 473,1 \text{ kcal}$$

quantidade de calor necessária para evaporar a água:

$$q_{EV} = \Delta m \cdot h_{lv} = 0,4 \cdot 540 = 216,0 \text{ kcal}$$

quantidade total de energia necessária para o aquecimento até a fervura e evaporação de 0,4 kg de água.

$$q_{NES} = 473,1 + 216,0 = 689,1 \text{ kcal}$$

$$\text{tempo de aquecimento até a fervura: } t_{AQ} = 0,27 \text{ h}$$

$$\text{tempo de evaporação: } t_{EV} = 0,18 \text{ h}$$

$$\text{tempo total de operação do fogão: } t_T = 0,45 \text{ h}$$

quantidade total de energia consumida pelo fogão durante o tempo total de operação:

$$q_{\text{FOG}} = \dot{q}_{\text{GF}} \cdot t_T = 9020 \cdot 0,45 = 4059 \text{ kcal}$$

a eficiência do fogão pode ser calculada em:

$$\eta = \frac{689,1}{4059} \times 100\% = 17\%$$

portanto a carga térmica do fogão, sendo a parcela ineficiente do total da energia consumida por unidade de tempo, é igual a:

$$\dot{q}_B = \left(1 - \frac{\eta}{100}\right) q_{\text{GF}} = 0,83 \cdot 9020 = 7487 \text{ kcal/h}$$

$$q_B = 8708 \text{ W}$$

(c) Carga térmica da refresqueira:

potência nominal: 48 CV = 35.294 W
ineficiência : 12% (ref.(2)).

$$q_C = 0,12 \cdot 35.294 \text{ W} = 4235 \text{ W}$$

(d) Carga térmica do balcão frigorífico:

potência nominal: 1 CV = 746 W
ineficiência : 30% (ref.(2)).

$$q_D = 0,3 \cdot 746 = 223,8 \text{ W}$$

(e) Carga térmica da máquina lava-louça:

potência nominal: 16 CV = 12000 W
ineficiência: 15% (ref.(2)).

$$q_E = 0,15 \cdot 12000 = 1800 \text{ W}$$

(f) Carga térmica do descascador de batatas:

potência nominal: 735 W
ineficiência: 30% (ref.(2)).

$$q_F = 0,3 \cdot 735 = 220,5 \text{ W}$$

(g) Carga térmica do forno elétrico:

potência nominal: 18 000 W
ineficiência: 12% (ref.(2))

$$q_G = 0,12 \cdot 18\,000 = 2160 \text{ W}$$

(h) Carga térmica do corta frios:

potência nominal: 735 W
ineficiência: 30% (ref.(2))

$$q_H = 0,3 \cdot 735 = 220,5$$

(i) Carga térmica da batedeira:

potência nominal: 735 W
ineficiência: 30% (ref.(2)).

$$q_I = 0,3 \cdot 735 = 220,5$$

(j) Carga térmica do banho-maria:

potência nominal: 3600 W
a carga térmica neste caso é igual ao calor perdido
pelas paredes para o ambiente (ver item 5.4.2)

$$q_J = 147,7 \text{ W}$$

(k) Carga térmica das fritadeiras:

potência nominal: 10 000 W

ineficiência: 15% (ref.(2))

$$q_K = 0,15 \cdot 10\ 000 = 1500\ W$$

Na tabela 2 encontramos uma distribuição das potências diárias distribuídas pelas horas para toda uma semana de testes, segundo dados fornecidos pela tabela 1. As letras da tabela correspondem às dos equipamentos neste ítem.

A carga térmica média semanal dos equipamentos da cozinha do CTC será calculada através do levantamento de um gráfico de potência dos equipamentos pelo seu tempo de funcionamento (ver figura 2).

Total energético armazenado ao longo de nove horas de funcionamento dos equipamentos da cozinha vale:

$$E = 833.925.600\ J$$

Tabela 2 - Potência diária de equipamentos distribuídos pelas horas durante a semana.

	SEGUNDA		TERÇA		QUARTA		QUINTA		SEXTA		Média Semanal (w)
	Aparelho	carga (w)	Aparelho	carga (w)	Aparelho	carga (w)	Aparelho	carga (w)	Aparelho	carga (w)	
6:00	A,B,C,D	33010	A,B,C,D	33010	A,B,C,D	33010	A,B,C,D	33010	A,B,C,D	33010	33010
7:00	A,B,C,D, J,K	34689	A,B,C,D, J,K	34689	A,B,C,D, J	33189	A,B,C,D, J,K	34689	A,B,C,D, J	33189	34089
8:00	A,B,C,D,	34689	A,B,C,D,G, J,K	36849	A,B,C,D,J	33189	A,B,C,D, J,K	34689	A,B,C,D, J	33189	34521
9:00	A,B,C,D, J,K	34689	A,B,C,D, G,J,K	36849	A,B,C,D,J	33185	A,B,C,D, J,K	34689	A,B,C,D, J	33189	34521
10:00	A,B,C,D, G,J,K	36849	A,B,C,D, G,J,K	36849	A,B,C,D, G,J	35349	A,B,C,D, G,J,K	36849	A,B,C,D, G,J	35345	36246
11:00	A,C,D,G, J,E	17306	A,C,D,G, J,E	17306	A,C,D,G, J,E	17306	A,C,D,G, J,E,K	18806	A,C,D,G, J,E	17306	17606
12:00	A,C,D,G, E	17127	A,C,D,G, E	17127	A,C,D,E, G	17127	A,C,D,E, G,K	18627	A,C,D,E, G	17127	17427
13:00	E,C,D	6259	E,C,D	6259	E,C,D	6259	E,C,D	6259	E,C,D	6259	6259
14:00	A,E,C,D	14967	A,E,C,D	14967	A,E,C,D	14967	A,E,C,D	14967	A,E,D,	14367	14967
15:00	A,E,C,D	14967	A,E,C,D	14967	A,E,C,D	14967	A,E,C,D	14967	A,E,C,D	14967	14967

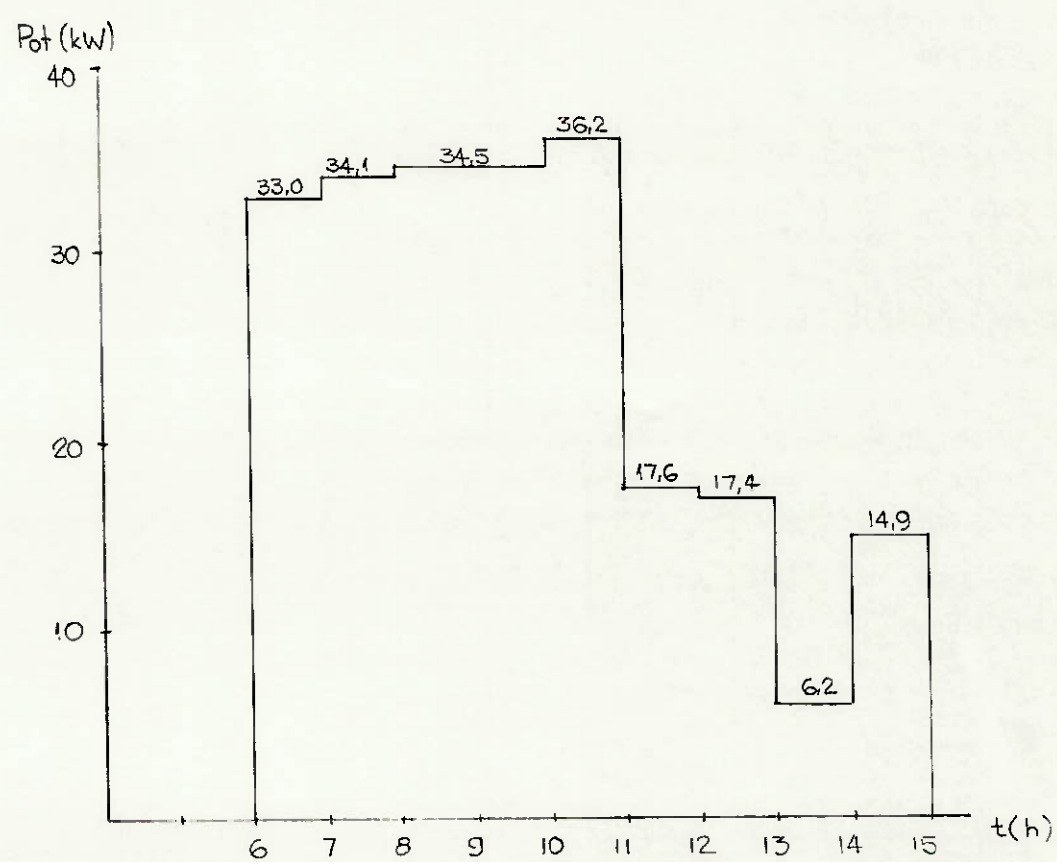


Fig.2 - Potência dos equipamentos da cozinha x tempo de funcionamento diário.

carga térmica média das 9 h:

$$q_7 = \frac{833.925.600}{3600 \times 9} = 25\,738 \text{ W}$$

4.3.1.8- Carga térmica total da cozinha no verão:

$$Q_{CV} = 657,7 + 335,0 + 0 + 3303,5 + 17270,0 + 4327,0 + 25738$$

$$Q_{CV} = 34\,773 \text{ W}$$

4.3.2- Carga térmica do refeitório no verão.

4.3.2.1- Idem ao item 4.3.1.1

4.3.2.2- Ambientes adjacentes

Cozinha: TBS = 28°C

Pavimento superior: TBS = 25°C

4.3.2.3- Coeficiente de película do ar exterior ao ambiente

estudado: 34,5 W/m²°C

- Coeficiente de película do ar interno ao ambiente

estudado: 8,3 W/m²°C

- Resistência térmica das paredes de tijolo

$$R = \frac{1}{8,3} + \frac{0,1}{0,72} + \frac{0,16}{0,72} + \frac{1}{8,3} = 0,60 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

- Resistência térmica das paredes de vidro

$$R = \frac{1}{8,3} + 0,17 + \frac{1}{34,5} = 0,32 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

- Resistência térmica do teto

$$R = \frac{1}{8,3} + \frac{0,2}{1,82} + \frac{1}{8,3} = 0,35 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

- Área da parede de tijolo:

$$A = 10 \times 3,45 - (2,1 \times 1,8 + 0,9 \times 1,0) = 29,8 \text{ m}^2$$

- Área das paredes de vidro

$$A = (2 \cdot 14,7 + 13) \cdot 3,45 = 146,3 \text{ m}^2$$

- Área do teto

$$A = 13 \cdot 14,7 = 191,1 \text{ m}^2$$

4.3.2.4- Transmissão através da parede de tijolo:

$$q = \frac{28,2 \cdot (28-25)}{0,60} = 149,1 \text{ W}$$

- Transmissão através das paredes de vidro

$$q = \frac{146,3 \cdot (33-25)}{0,32} = 3657,0 \text{ W}$$

- Transmissão através do teto

$$q = \frac{191,1 \cdot (25-25)}{0,35} = 0$$

- Carga total de transmissão

$$q_1 = 149,1 + 3657 + 0 = 3806,1 \text{ W}$$

4.3.2.5- Volume do refeitório

$$V = 13 \cdot 14,7 \cdot 3,4 = 649,7 \text{ m}^3$$

- Número de renovações de ar

$$a = 0,25 \quad b = 0,02 \quad c = 0,022$$

(fatores escolhidos para má vedação)

$$N_{\text{rar}} = 0,25 + 0,02 \times 3 + 0,022 \cdot (33-25) = 0,49$$

- Vazão de ar

$$\dot{V} = 649,7 \cdot 0,49 = 318,4 \text{ m}^3/\text{h} = 88,4 \text{ l/s}$$

- Calor sensível de infiltração

$$q = 1,23 \times 88,4 (33-25) = 869,9 \text{ W}$$

- Calor latente de infiltração

Da carta psicrométrica: $\omega_e = 0,0152 \text{ kg}_v/\text{kg}_{ar} \text{ seco}$

$$q = 3000 \cdot 88,4 (0,0152-0,012) = 848,6 \text{ W}$$

- Carga térmica total de infiltração

$$q_2 = 869,9 + 848,6 = 1718,5 \text{ W}$$

4.3.2.6- Correção dos fatores de insolação para hemisfério Sul
ver anexo A.

- Superfícies Transparentes

Face Norte

$$A = 2,5 \times 14,7 = 36,8 \text{ m}^2$$

$$FCR_s = 0,58$$

$$FGCI_{m\acute{a}x} = 300 \text{ W/m}^2$$

$$CS = 0,5 \text{ (vidro simples esp. 10 mm)}$$

$$q = 0,58 \cdot 0,5 \cdot 300 \cdot 36,8 = 3197 \text{ W}$$

Face Sul

$$A = 2,5 \times 14,7 = 36,8 \text{ m}^2$$

$$FCR_s = 0,8$$

$$FGCI_{\max} = 150 \text{ W/m}^2$$

$$CS = 0,5 \text{ (vidro simples esp. 10mm)}$$

$$q = 0,8 \cdot 0,5 \cdot 150 \cdot 36,8 = 2205 \text{ W}$$

Face Oeste

$$A = 2,5 \times 13 = 32,5 \text{ m}^2$$

$$FCR_s = 0,15$$

$$FGCI_{\max} = 680 \text{ W/m}^2$$

$$CS = 0,5 \text{ (vidro simples esp. 10mm)}$$

$$q = 0,15 \cdot 0,5 \cdot 680 \cdot 32,5 = 1657,5 \text{ W}$$

Total

$$q_3 = 3197 + 2205 + 1657,5 = 7059,5 \text{ W}$$

- Superfícies opacas

Não há superfícies opacas capazes de armazenar carga térmica no refeitório

$$q_4 = 0$$

4.3.2.7-Carga térmica proporcional por lâmpadas

$$f_u = 1 \quad FCR_\ell = 0,85 \text{ (lâmpadas embutidas sem ventilação)}$$

$$f_R = 1$$

$$Pot_\ell = 60 \times 100 = 6.000 \text{ W}$$

$$q_5 = 0,8 \cdot 6000 = 5100 \text{ W}$$

- Carga térmica proporcionada por ocupantes. Durante o horário de atendimento (um período de uma hora e meia a contar a partir de 12:20h), quatro turnos - de 144 dividem os espaços do refeitório.

$FCR_o = 0,58$ (para 2 h de ocupação do recinto, supondo os quatro turnos como um único contínuo, durante o horário de atendimento)

parcela sensível

$$Q_o = 0,60 \cdot 100 = 60 \text{ W (posição sentada)}$$

$$q = 144 \cdot 0,58 \cdot 60 = 5011 \text{ W}$$

parcela latente

$$Q_o = 0,40 \cdot 100 = 40 \text{ W}$$

$$q = 144 \cdot 40 = 5760 \text{ W}$$

Total

$$q_6 = 5011 + 5760 = 10.771 \text{ W}$$

- Carga térmica proporcionada por equipamentos.

O único equipamento que está situado nas dependências do refeitório é o balcão térmico que funciona durante um período de 3 horas (ver tabela 1). A potência dissipada por esse equipamento é aquela considerada no item 5 deste memorial, onde a eficiência do isolamento do balcão garante a liberação de 267,8 W

$$q_7 = 267,8 \text{ W}$$

4.3.2.8- Carga térmica total de refeitório no verão.

$$Q_{RV} = 3806,1 + 1718,5 + 7059,5 + 0 + 5100 + 10771 \\ + 267,8$$

$$Q_{RV} = 28\,722\text{ W}$$

4.3.3- Carga térmica da Cozinha no Inverno

4.3.1- Para a região de Piracicaba:

$$TBS = 15^{\circ}\text{C}$$

$$TBU = 12^{\circ}\text{C}$$

4.3.3.2- Idem item 4.3.1.2

4.3.3.3- Idem item 4.3.1.3 (exceto onde 33°C , agora 15°C)

4.3.3.4- Transmissão através das paredes expostas à temperatura de 15°C

$$q = \frac{57,0 \times (15-28)}{0,312} = -2.376,3\text{ W}$$

- Transmissão através das paredes expostas à temperatura de 25°C

$$q = -518,2 \text{ (ver item 4.3.1.4)}$$

- Transmissão através das paredes expostas à câmara frigorífica

$$q = -196,1\text{ W (ver item 4.3.1.4)}$$

- Carga total de transmissão

$$q_1 = -2376,3 + (-518,2) + (-196,1) + (-857,1) = -3947,7 \text{ W}$$

4.3.3.5- Volume da cozinha

$$V = 324,5 \text{ m}^3 \text{ (ver item 4.3.1.5)}$$

- Número de renovações do ar

$$a = 0,25 \quad b = 0,02 \quad c = 0,022$$

(fatores escolhidos para má vedação)

$$N_{\text{rar}} = 0,25 + 0,02 \times 3 + 0,022(28-15) = 0,60$$

- Vazão de ar

$$\dot{V} = 324,5 \cdot 0,6 = 212,7 \text{ m}^3/\text{h} = 59 \text{ l/s}$$

- Calor sensível de infiltração

$$q = 1,23 \times 59 (15-28) = -943,4 \text{ W}$$

- Calor latente de infiltração

Não há calor latente de infiltração no inverno
(ref.(1))

- Carga térmica total de infiltração

$$q_2 = -943,4 \text{ W}$$

4.3.3.6- A carga térmica solar pode ser considerada desprezível no inverno, conforme o método proposto pela ASHRAE (ref.(1)).

4.3.3.7- Carga térmica proporcionada por lâmpadas

$$q_5 = 1727 \text{ W (ver item 4.3.1.7)}$$

- Carga térmica proporcionada por ocupantes

$$q_6 = 1402 \text{ W (ver item 4.3.1.7, apenas parcela sensível)}$$

- Carga térmica proporcionada por equipamentos

$$q_7 = 25\,738 \text{ W (ver item 4.3.1.7)}$$

4.3.3.8- Carga térmica total da cozinha no inverno

$$Q_{CI} = -3947,7 + (-943,4) + 0 + 0 + 1727 + 1402 + 25738$$

$$Q_{CI} = 23975,9 \text{ W}$$

4.3.4- Carga Térmica do Refeitório no Inverno

4.3.4.1- Idem ao item 4.3.3.1

4.3.4.2- Idem ao item 4.3.2.2

4.3.4.3- Idem ao item 4.3.2.3

4.3.4.4- Transmissão através da parede de tijolo

$$q = 149,1 \text{ W (ver item 4.3.2.4)}$$

- Transmissão através das paredes de vidro

$$q = \frac{146,3 (15-25)}{0,32} = -4571,3 \text{ W}$$

- Transmissão através do teto

$$q = 0 \quad (\text{ver item 4.3.2.4})$$

- Carga Térmica Total de Transmissão

$$q_1 = 149,1 + (-4571,3) + 0 = -4422,2 \text{ W}$$

4.3.4.5- Volume do Refeitório

$$V = 649,7 \text{ m}^3 \quad (\text{ver item 4.3.2.5})$$

- Número de renovações de ar

$$a = 0,25 \quad b = 0,02 \quad c = 0,022$$

(fatores escolhidos para má vedação)

$$N_{\text{RAR}} = 0,25 + 0,02 \cdot 3 + 0,022 \cdot (25-15) = 0,53$$

- Vazão de ar

$$\dot{V} = 649,7 \cdot 0,53 = 344,3 \text{ m}^3/\text{h} = 95,6 \text{ l/s}$$

- Calor sensível de infiltração

$$q = 1,23 \cdot 95,6 \cdot (15-25) = -1175,9 \text{ W}$$

- Calor latente de infiltração

$$q = 0 \quad (\text{ver item 4.3.3.5})$$

- Carga Térmica total de Infiltração

$$q_2 = -1175,9 \text{ W}$$

4.3.4.6- Carga Térmica Solar

$$q_3 = q_4 = 0 \quad (\text{ver item 4.3.3.6})$$

4.3.4.7- Carga Térmica proporcionada por lâmpadas

$$q_5 = 5100 \text{ W} \quad (\text{ver item 4.3.2.7})$$

- Carga Térmica proporcionada por ocupantes

$$q_6 = 5011 \text{ W} \quad (\text{ver item 4.3.2.7}), \text{ somente parcela sensível})$$

- Carga Térmica proporcionada por equipamentos

$$q_7 = 267,8 \text{ W} \quad (\text{ver item 4.3.2.7})$$

4.3.4.8- Carga Térmica Total do Refeitório no Inverno

$$Q_{RI} = -4422,2 + (-1175,9) + 0 + 0 + 5100 + 5011 + 267,8$$

$$Q_{RI} = 4780,7 \text{ W}$$

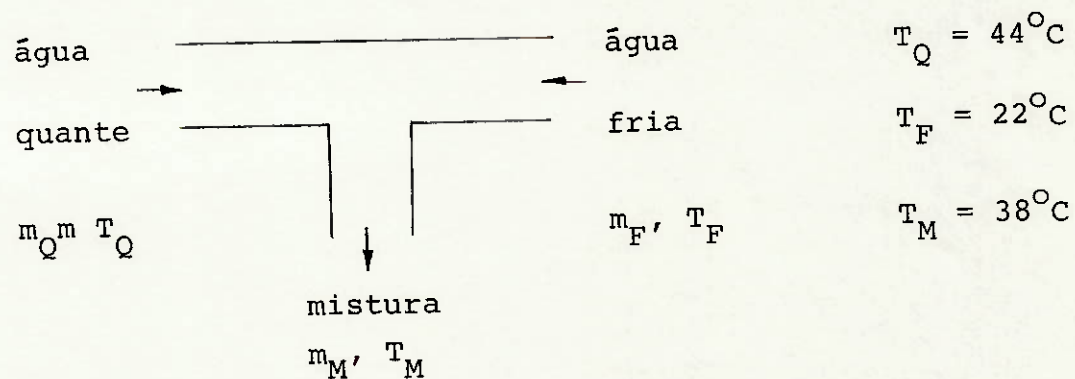
5. ESTIMATIVA DO CONSUMO DE ENERGIA NO AQUECIMENTO DE ÁGUA

A água aquecida consumida nas dependências do restaurante (cozinha e refeitório) do CTC tem três aplicações distintas:

- Água quente distribuída nas torneiras da cozinha;
- Água quente do banho-maria e do balcão térmico;
- Água quente para a máquina lava-louças.

5.1- Propriedades de água quente distribuída nas torneiras da Cozinha

A água quente distribuída nas torneiras da cozinha é aquecida por um aquecedor elétrico que eleva a sua temperatura até 44°C , armazenando-a num reservatório e mantendo-a estocada a essa temperatura. Outra ramificação das torneiras possui água fria a 22°C , fornecendo uma mistura de trabalho de 38°C . Essa mistura na lavagem da cozinha após as refeições, consome uma quantidade de 360 l . Do balanço energético obtemos:



das tabelas de vapor $h_Q = 184 \text{ kJ/kg}$
 $h_F = 92 \text{ kJ/kg}$
 $h_M = 159 \text{ kJ/kg}$

$$m_M = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,36 \text{ m}^3 = 360 \text{ kg}$$

$$m_Q + m_F = 360$$

$$184 m_Q + 92 m_F = 159 \cdot 360$$

resolvendo o sistema acima temos:

$$m_Q = 262,2 \text{ kg} \quad m_F = 97,8 \text{ kg}$$

Para a elevação entálpica dos 262,2 kg de água de uma temperatura de 22°C (água fria) a uma temperatura de 44°C (água quente)

$$Q = m_Q (h_Q - h_F) = 262,2 (184-92)$$

$$Q = 24122,4 \text{ kJ}$$

Sabendo-se que a potência do aquecedor é de 2600 W e que ele trabalha sob um rendimento de 90%, podemos avaliar o tempo de aquecimento e a energia elétrica consumida:

$$t = \frac{Q}{\text{Pot.} \cdot \eta} = \frac{24\,122\,400}{2600 \cdot 0,9} = 10\,309 \text{ s} = 2,9 \text{ h}$$

$$E_1 = 2,6 \times 2,9 = 7,54 \text{ kW.h}$$

5.2- Propriedades da Água Quente do Banho-Maria e do Balcão Térmico

A água do banho-maria e do balcão térmico é fornecida fria a 22°C e aquecida por um aquecedor de superfície até a temperatura de 70°C . A entalpia da água a 70°C é igual a 293 kJ/kg . O calor e a energia consumida pode ser levantada - em cada caso.

5.2.1- Banho-maria

- Volume de água aquecida: $0,052 \text{ m}^3$
- Massa de água aquecida : 52 kg

- Calor a ser transferido:

$$Q = 52(293-92) = 10\,452 \text{ kJ}$$

- Potência do aquecedor: 3600 W

- Tempo de aquecimento admitindo um rendimento de 90%

$$t = \frac{10\,452\,000}{3600 \cdot 0,9} = 3226 \text{ s} = 0,9 \text{ h.}$$

- Energia consumida para aquecimento

$$E_{21} = 3,6 \times 0,9 = 3,24 \text{ kW.h}$$

5.2.2- Balcão Térmico

- Volume de água aquecida: $0,0134 \text{ m}^3$
- Massa de água aquecida : 134 kg

- Calor a ser transferido

$$Q = 134 (293-92) = 26\,934 \text{ kJ}$$

- Potência do aquecedor: 6000 W

- Tempo de aquecimento admitindo um rendimento de 90%

$$t = \frac{26\,934\,000}{6000 \cdot 0,9} = 4988 \text{ s} = 1,4 \text{ h}$$

- Energia consumida para aquecimento

$$E_{22} = 6 \cdot 1,4 = 8,4 \text{ kW.h}$$

5.3- Propriedades da Água Quente para a Máquinas Lava-Louças

O aquecimento da água é realizado pela própria máquina lava-louças através de um aquecedor elétrico que consome - parte da potência da máquina.

A água utilizada na operação de lavagem de louça é fornecida por uma fonte fria (22°C) e é aquecida a 70°C num reservatório da máquina. Uma operação completa diária prevê o enchimento duas vezes desse reservatório.

- Volume de água aquecida: $0,103 \text{ m}^3$
- Massa de água aquecida : 103 kg
(os dados acima foram fornecidos pelo fabricante)

- Calor a ser transferido:

$$Q = 103(293-92) = 20703 \text{ kJ}$$

- Potência do aquecedor da máquina: 3600 W
- Tempo de aquecimento admitindo um rendimento de 90%

$$t = \frac{20\ 703\ 000}{3600 \cdot 0,9} = 6389,8\text{s} = 1,77 \text{ h}$$

- Energia consumida para aquecimento

$$E = 3,6 \cdot 1,77 = 6,4 \text{ kW.h.}$$

5.4- Estimativa do Calor a ser Fornecido à Água para Mantê-la Aquecida

O princípio de transferência de calor representado - aqui pode ser utilizado para o reservatório do aquecedor de água distribuída nas torneiras, para o balcão térmico e para o banho-maria. Para cada um, o calor a ser perdido para o ambiente por convecção natural e radiação, atravessa uma parede isolada termicamente. Assim sendo, o processo físico pode ser visualizado na figura 3 e representado pela equação:

$$q'' = \frac{k}{e} (T_A - T_P) = h (T_P - T_\infty) + \sigma \epsilon F (T_P^4 - T_\infty^4)$$

onde: q'' - fluxo de calor por unidade de área (W/m^2)
 k - condutibilidade térmica do material isolante (W/mK)
 e - espessura de parede isolante (m)
 σ - constante de Stefan Boltzman
 ϵ - emissividade da parede externa
 F - fator de forma
 T_A - temperatura da água no reservatório (K)
 T_P - temperatura da parede externa do reservatório (K)
 T_∞ - temperatura do ambiente (K)

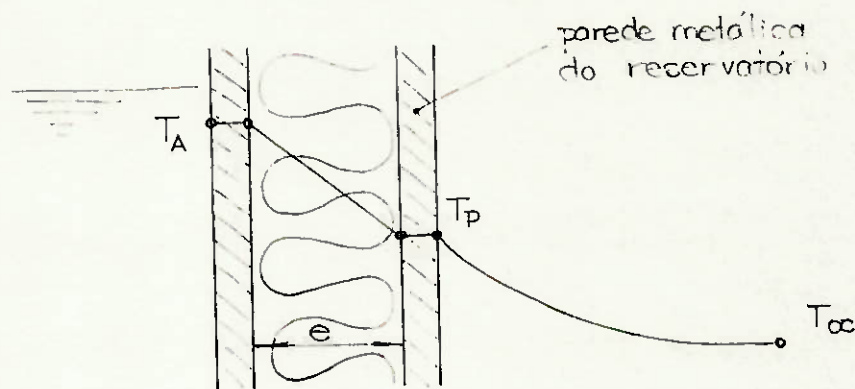


Fig.3 - Esquema do Processo de Transferência de Calor na Parede do Reservatório.

Observação:- foi admitida desprezível a resistência oferecida à condução de calor pela parede metálica.

O calor perdido por unidade de área terá que ser reposto pelo aquecedor elétrico para manter constante a temperatura da água no reservatório. Portanto, se conhecermos o calor perdido para o ambiente poderemos estimar a energia consumida para manter a água aquecida. Para isso temos que resolver o sistema representado pelas equações citadas.

O coeficiente de transferência de calor por convecção natural pode ser obtido da expressão (ref.(4))

$$h = c \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0,25}$$

onde: c - constante que varia conforme a posição da superfície exposta à convecção (c = 1,32 para placa horizontal aquecida para cima; c = 0,59 para placa horizontal aquecida para baixo; c = 1,42 para placa vertical)
L - comprimento característico da superfície analisada.

Rearranjando as equações citadas nesse item e sabendo-se que $\Delta T = T_p - T_\infty$, temos:

$$q'' = \frac{k}{e} (T_A - T_p) = \frac{c(T_p - T_\infty)^{1,25}}{L^{0,25}} + \sigma \epsilon F (T_p^4 - T_\infty^4)$$

O valor de T_p pode ser obtido por tentativas da expressão:

$$\frac{C(T_p - T_\infty)^{1,25} + \sigma \epsilon F L^{0,25} (T_p^4 - T_\infty^4)}{T_A - T_p} = \frac{K L^{0,25}}{e} \quad (I)$$

Uma vez conhecido T_p podemos obter q'' da equação:

$$q'' = \frac{k}{e} (T_A - T_p) \quad (II)$$

Para o cálculo da potência total dissipada devemos - multiplicar o valor encontrado de q'' pela área de troca do respectivo reservatório.

5.4.1- Reservatório de água distribuída nas torneiras

5.4.1.1- Dados

- $e = 0,007 \text{ m}$
- $k = 0,036 \text{ W/mK}$
- $T_A = 44^\circ\text{C} = 317 \text{ K}$
- $T_\infty = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$
- $F = 1$
- $\epsilon = 0,9$ (placa revestida com tinta a óleo)
- $A_V =$ (área total das placas verticais do reservatório)
 $= 1,12 \text{ m}^2$
- $A_H =$ (área da placa horizontal) $= 0,4 \text{ m}^2$
- $L_V =$ (comprimento característico das placas verticais)
 $= 0,4 \text{ m}$
- $L_H =$ (comprimento característico das placas horizontais) $= 1 \text{ m}$

5.4.1.2- Placas Verticais.

Substituindo os valores mencionados na equação (I)
temos:

$$T_p = 305,1 \text{ K} = 32,1 ^\circ\text{C}$$

pela equação (II):

$$q'' = 61,2 \text{ W/m}^2$$

$$\therefore q = 61,2 \times 1,12 = 68,54 \text{ W}$$

5.4.1.3- Placa Horizontal Aquecida para cima

$$\text{Pela equação (I) : } T_p = 305,7 \text{ K} = 32,7^\circ\text{C}$$

$$\text{Pela equação (II): } q'' = 58,1 \text{ W/m}^2$$

$$\therefore q = 58,1 \times 0,4 = 23,25 \text{ W}$$

5.4.1.4- Placa Horizontal Aquecida para Baixo

$$\text{Pela equação (I) : } T_p = 306,5 \text{ K} = 33,5^\circ\text{C}$$

$$\text{Pela equação (II): } q'' = 54,0 \text{ W/m}^2$$

$$\therefore q = 54,0 \times 0,4 = 21,6 \text{ W}$$

5.4.1.5- Potência total necessária para manter a água aquecida

$$q_1 = 68,54 + 23,25 + 21,6 = 113,4 \text{ W}$$

5.4.2- Reservatório do Banho-maria

4.5.2.1- Dados:

$$\begin{aligned}
 e &= 0,012 \text{ m} \\
 K &= 0,036 \text{ W/mK} \\
 T_A &= 70^\circ\text{C} = 343 \text{ K} \\
 T_\infty &= 20^\circ\text{C} = 298 \text{ K} \\
 F &= 1 \\
 \epsilon &= 0,074 \text{ (superfície de aço inox polido)} \\
 A_V &= 1,15 \text{ m}^2 \\
 A_H &= 0,4 \text{ m}^2 \\
 L_V &= 0,42 \text{ m} \\
 L_H &= 0,95 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.5.2.2- Placas Verticais

$$\begin{aligned}
 \text{equação (I)} : T_p &= 314,8 \text{ K} = 41,8^\circ\text{C} \\
 \text{equação (II)} : q'' &= 84,6 \text{ W/m}^2
 \end{aligned}$$

$$\therefore q = 84,6 \cdot 1,15 = 97,3 \text{ W}$$

5.4.2.3- Placa Horizontal Aquecida para cima

$$\begin{aligned}
 \text{equação (I)} : T_p &= 318,3 \text{ K} = 45,3^\circ\text{C} \\
 \text{equação (II)} : q'' &= 74,1 \text{ W/m}^2
 \end{aligned}$$

$$\therefore q = 74,1 \cdot 0,4 = 29,6 \text{ W}$$

5.4.2.4- Placa Horizontal Aquecida para baixo

$$\begin{aligned}
 \text{equação (I)} : T_p &= 325,7 \text{ K} = 52,7^\circ\text{C} \\
 \text{equação (II)} : q'' &= 51,9 \text{ W/m}^2
 \end{aligned}$$

$$\therefore q = 51,9 \cdot 0,4 = 20,76 \text{ W}$$

5.4.2.5 Potência total necessária para manter a água aquecida.

$$q_2 = 97,30 + 29,60 + 20,76 = 147,7 \text{ W}$$

5.4.3- Reservatório do Balcão Térmico.

5.4.3.1- Dados:

$$\begin{aligned} e &= 0,015 \text{ m} \\ k &= 0,036 \text{ W/mK} \\ T_A &= 70^\circ\text{C} = 343 \text{ K} \\ T_\infty &= 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K} \\ F &= 1 \\ \epsilon &= 0,074 \\ A_V &= 2,22 \text{ m}^2 \\ A_H &= 0,99 \text{ m}^2 \\ L_V &= 0,4 \text{ m} \\ L_H &= 2,36 \text{ m} \end{aligned}$$

5.4.3.2- Placas Verticais.

$$\begin{aligned} \text{equação (I)} &: T_p = 314,6 \text{ K} = 41,6^\circ\text{C} \\ \text{equação (II)} &: q'' = 68,2 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

$$\therefore q = 68,2 \cdot 2,22 = 151,6 \text{ W}$$

5.4.3.3- Placa Horizontal Aquecida para cima.

$$\begin{aligned} \text{equação (I)} &: T_p = 317,3 \text{ K} = 44,3^\circ\text{C} \\ \text{equação (II)} &: q'' = 61,7 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

$$\therefore q = 0,99 \cdot 61,7 = 61,1 \text{ W}$$

5.4.3.4- Placa Horizontal Aquecida para baixo

$$\text{equação (I)} : T_p = 319,8 \text{ K} = 46,8^\circ\text{C}$$

$$\text{equação (II)} : q'' = 55,7 \text{ W/m}^2$$

$$\therefore q = 0,99 \cdot 55,7 = 55,1 \text{ W}$$

5.4.3.5- Potência total necessária para manter a água quente

$$q_3 = 151,6 + 61,1 + 55,1 = 267,8 \text{ W}$$

5.5- Estimativa do Consumo de Energia Elétrica utilizada para o Aquecimento

A energia elétrica total consumida para se ter água quente para as diversas utilidades na cozinha analisada, pode ser estimada a partir da somatória dos resultados obtidos nos itens 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4, sendo que nesse último, para levantar tal dado, é preciso considerar o tempo em que o equipamento permanece em utilização (t_T , t_{BM} , t_{BT}) descontado o tempo de aquecimento, conforme apresentado na Tabela 1.

5.5.1- Energia Elétrica Consumida na Água Quente Distribuída nas Torneiras

$$\begin{aligned} E_{TOT\ 1} &= E_1 + q_1 (t_T - t_1) \\ &= 7,54 + 0,1134(9-2,9) = 8,23 \text{ kW.h} \end{aligned}$$

Observação: foi admitido que a água do reservatório que distribui para as torneiras mantém o aquecedor ligado durante todo o período de operação da cozinha.

5.5.2- Energia Elétrica Consumida na Água Quente do Banho-Maria.

$$\begin{aligned} E_{TOT\ 2} &= E_{21} + q_2 (t_{BM} - t_2) = \\ &= 3,24 + 0,1477 (4-0,9) = 3,79 \text{ kW.h} \end{aligned}$$

5.5.3- Energia Elétrica consumida na Água Quente do Balcão Térmico

$$\begin{aligned} E_{\text{TOT } 3} &= E_{22} + q_3 (t_{\text{BT}} - t_3) = \\ &= 8,4 + 0,268 (3-1,4) = 8,83 \text{ kW.h} \end{aligned}$$

5.5.4- Energia Elétrica consumida na Água Quente da Máquina Lava-Louças

$$E_{\text{TOT } 4} = E_3 = 6,4 \text{ kW.h}$$

5.5.5- Resultado Final

Portanto a energia elétrica total consumida é igual

a:

$$\begin{aligned} E_{\text{TOT } 1} &= E_{\text{TOT } 2} + E_{\text{TOT } 3} + E_{\text{TOT } 4} = \\ &= 8,23 + 3,79 + 8,83 + 6,4 = 27,25 \text{ kW.h.} \end{aligned}$$

6. QUADRO COMPARATIVO

Será feito abaixo um estudo comparativo para se tentar mostrar a viabilidade do objetivo deste trabalho (aproveitamento da carga térmica na cozinha do CTC), em função dos dados obtidos para verão e inverno.

6.1 - Condições no Verão

Para o verão foram levantadas cargas térmicas disponíveis na cozinha e no refeitório de valores respectivamente iguais a 34773 W (item 4.3.1) e 28722 W (item 4.3.2).

Estas duas cargas térmicas quando somadas e comparadas com a energia consumida para aquecimento de água nos leva aos seguintes resultados:

- Energia consumida (item 5.5): $27,25 \text{ kW.h} = 98100 \text{ kJ}$
- Carga térmica total no verão: $34773 + 28722 =$
 $= 63495 \text{ W}$

A relação entre os dois valores acima nos mostra que o tempo necessário para suprir, através da carga térmica disponível, a energia necessária vale:

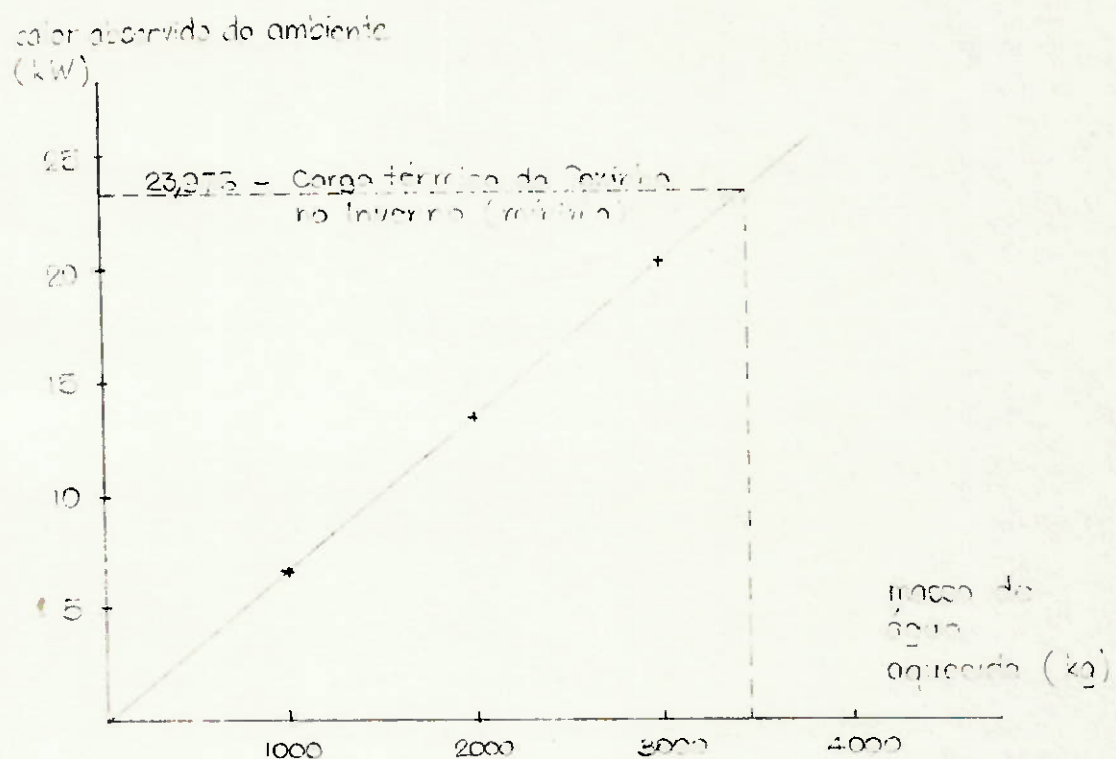
$$t = \frac{98.100.000}{63495} = 1545s = 0,43 \text{ h}$$

Entretanto para uma melhor avaliação da viabilidade do estudo proposto deverá ser considerado o método de aproveitamento a ser utilizado para a recuperação da carga térmica e sua possível aplicação no aquecimento da água. Devido a ineficiência que possivelmente será encontrada nos métodos a serem utilizados, este tempo necessário t obtido da relação citada anteriormente, aumentará consideravelmente. Para uma melhor visualização deste enunciado ver referência (3).

7. CONCLUSÃO

Diante dos resultados obtidos nos itens anteriores e utilizando a figura 11 da referência (3) onde temos a variação da energia absorvida do ambiente em função da massa de água a ser aquecida, podemos comprovar a viabilidade deste estudo, ou seja:

- temperatura da água aquecida - 70°C
- temperatura da água no ambiente - $22,5^{\circ}\text{C}$
- massa de água aquecida - 552 kg
- tempo de funcionamento do sistema de absorção de energia térmica - 4 h.
- coeficiente de eficácia do ciclo - 2



6.2 - Condições no Inverno

Para o inverno foram levantadas cargas térmicas disponíveis na cozinha e no refeitório de valores respectivamente iguais a 23976 W (item 4.3.3) e 4.781 W (item 4.3.4).

Analogamente ao item anterior, temos:

- Energia consumida: 98 100 kJ

- Carga térmica total no inverno: $23976 + 4781 =$
 $= 28757 \text{ W}$

- Relação:

$$t = \frac{98.100.000}{28757} = 3411 \text{ s} = 0,95 \text{ h}$$

As mesmas considerações tecidas no item 6.1 devem ser observadas para o inverno.

As condições no inverno, pelos seus próprios valores levantados, mostram-se mais críticas em relação às condições no verão, embora a sua viabilidade também esteja evidenciada.

Nota-se que a carga térmica mínima existente na cozinha pode ser capaz de aquecer uma quantidade de água de valor igual a 3478 kg o que é muito superior à necessidade de aquecimento (552 kg). Isto é conseguido com um coeficiente de eficácia (β) para uma bomba de calor de 2 e um tempo de funcionamento do sistema (t_f) igual a 4 horas. Novamente nota-se que esses valores são conservativos pois um $\beta = 2$ é facilmente encontrado comercialmente, além disso um $t_f = 4$ h está bem abaixo do tempo máximo de funcionamento da cozinha (9 horas).

A recuperação da carga térmica na cozinha do Centro de Tecnologia da Copersucar para aquecimento da água ali consumida mostra-se possível pois verificou-se que a energia disponível suplanta a necessária. Além disso foi observado através do cálculo desenvolvido para condições de verão e inverno que esta última apresenta-se menos favorável em relação a primeira. Entretanto pode-se salientar que mesmo no inverno encontrou-se uma quantidade razoável de energia disponível possível de ser aproveitada para o objetivo desse trabalho.

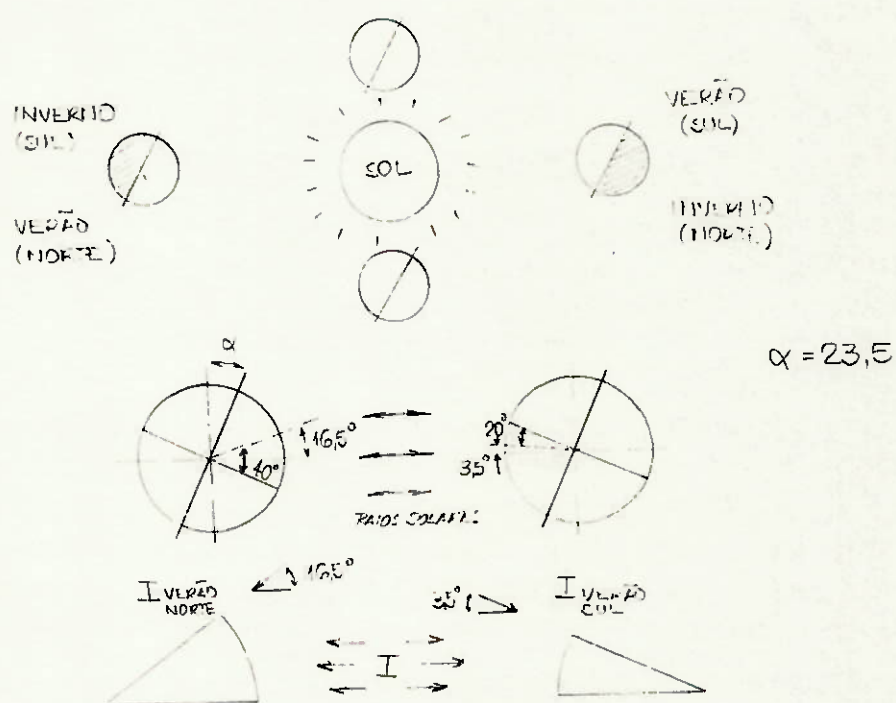
A viabilidade final deste estudo está intimamente ligada à escolha de um método correto de aproveitamento da carga térmica disponível. É necessário portanto a procura de um ciclo térmico (bomba de calor) que apresente condições de eficiência compatíveis com o sistema estudado. Um estudo pormenorizado desta carga térmica levantada na cozinha do CTC pode ser seguido utilizando-se a referência 3 para se conseguir então a exequibilidade física do projeto proposto.

ANEXOS

A- CORREÇÃO DAS LATITUDES

As tabelas que fornecem os valores de DT_{CR} (diferença de temperatura para carga de refrigeração), $FGCI_{max}$ (fator de ganho de calor por insolação), e FCR (fator de carga para resfriamento), foram geradas considerando verão, latitude 40° hemisfério norte (referência (1)). Para transportar esses valores para verão 24° latitude sul, temos que corrigir os mesmos com o seguinte fator:

A posição da terra no sistema solar



$$I_{VN} = I \cos 16,5^{\circ}$$

$$I_{VS} = I \cos 3,5^{\circ}$$

$$\frac{I_{VN}}{I_{VS}} = \frac{I \cos 16,5^{\circ}}{I \cos 3,5^{\circ}}$$

$$I_{VS} = 1,04 I_{VN}$$

Portanto podemos admitir que os valores tabelados para verão no hemisfério norte (40°), durante o mês de julho, são aproximadamente iguais aos valores para verão no hemisfério - sul (20°) durante o mês de janeiro. Temos que considerar apenas uma defasagem de seis meses entre verão no hemisfério norte e verão no hemisfério sul para obter os valores desejados - nas tabelas de referência (1). Nota-se que os valores de orientação do edifício são permutados de norte para sul e vice-versa devido a posição relativa da Terra em seu movimento de translação ao redor do Sol.

B. TABELAS DOS FATORES DE CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Tabela 4-10 Valores máximos do fator de ganho de calor por insolação para vidro ensolarado⁴, W/m²

	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 sombreamento⁴

Coeficiente de Sombreamento						
Tipo de vidro	Espessura, mm	Sem sombra/ interno	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 ensolaradas⁴

Tipo de parede †	Massa por unidade área, kg/m ²	Capacidade térmica, kJ/m ² · 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
F	200	130	20	8	8	8	8	8	13	16	14
			DTCR _{máx}	15	22	31	28	26	35	40	31
			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 _{máx}	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 pessoas⁴

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 iluminação⁴

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

TABELA 12 - Calor Liberado por Pessoas (kcal/h)

Local	Metabolismo homem adulto	Metabolismo médio "	TBS											
			28		27		26		24		21			
			S	L	S	L	S	L	S	L	S	L		
Teatro, Escola primária	98	88	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23		
Escola Secundária	113	100	45	55	48	52	54	46	60	40	68	32		
Escrit. Hot. Apts. Universidades	120	113	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42		
Supermercados varejistas, lojas	139													
Farmácias, drogarias	139	126	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53		
Bancos	139	139	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58		
Restaurante **	126													
Fábrica, trabalho leve	202	189	48	141	55	134	62	127	74	115	92	97		
Salão de baile	227	214	55	159	62	152	69	145	82	132	101	113		
Fábrica, trabalho moderadamente pesado	252	252	68	184	76	176	83	169	96	156	116	136		
Boliches, fábricas, ginásios ***	378	365	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213		

S = Sensível L = Letente

NOTAS:

- * O "METABOLISMO MÉDIO" corresponde a um grupo composto de adultos e crianças de ambos os sexos, nas proporções normais. Estes valores foram obtidos à base das seguintes hipóteses:
Metabolismo mulher adulta = Metabolismo homem adulto x 0,85
Metabolismo criança = Metabolismo homem adulto x 0,75
- ** Estes valores compreendem 14 kcal/h (50% calor sensível e 50% calor latente) por ocupante, para levar em conta o calor despreendido pelos pratos.
- *** Boliches: admitindo uma pessoa jogando por pista e os outros sentados (100 kcal/h) ou de pé (139 kcal/h).

REFERÊNCIAS

- (1) - Refrigeração e Ar Condicionado
Wilbert F. Stoecker, Jerold W. Jones
- (2) - NB-10 - Instalações Centrais de Ar Condicionado para
Conforto.
- (3) - Trabalho de Formatura - Estudo do Aproveitamento da
Disponibilidade de Carga Térmica no Aquecimento de
Água
Roberto C. de Camargo Filho
- (4) - Transferência de Calor
J.P.Holman.