

CÂMARA MUNICIPAL DE TAMARANA
Tamarana - PR

MEMORIAL DE CÁLCULO – PROJETO DE
CLIMATIZAÇÃO, VENTILAÇÃO E EXAUSTÃO MECÂNICA

AGOSTO 2022

SUMÁRIO

1. DADOS DA OBRA:	3
2. REFERÊNCIAS TÉCNICAS SUPLEMENTARES	4
3. OBJETIVO	5
4. CARGA TÉRMICA	6
4.1 Condições Externas Adotadas	6
4.2 Metodologia de Cálculo - RTSM	6
4.2.1 Visão geral	6
4.2.2 Cálculo do ganho de calor convectivo através de superfícies opacas	7
4.2.3 Cálculo do ganho de calor através de vidros e superfícies transparentes ou translúcidas	8
4.2.4 Cálculo do ganho de calor através de fontes internas	8
4.2.5 Divisão dos ganhos em porções convectivas e radiantes	9
4.2.6 Conversão em carga térmica	10
4.3 Considerações de Iluminação	10
4.4 Pessoas	11
4.5 Equipamentos	11
4.6 Taxa de Renovação por Ar Externo	11
4.7 EXAUSTÃO MECÂNICA	11
4.7.1 Premissas de cálculo	11
5. DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO FRIGORÍGENA	14

MEMORIAL DE CÁLCULO - PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO

1. DADOS DA OBRA:

Obra: Reforma e Ampliação da Câmara Municipal de Tamarana

Proprietário: Câmara Municipal de Tamarana

Localização: Rua Ubaldino de Sá Bitencourt, S/N - Praça "A-B-3" - Tamarana - PR

Tipo de edificação: Edificação Institucional

Autor do Projeto / CREA-PR: Bruno Kowalczuk Novais / 172.804-D

2. REFERÊNCIAS TÉCNICAS SUPLEMENTARES

A execução do presente projeto tomou como base dados fornecidos e definidos pelos contratantes e seguiu os preceitos ditados pelas normas destacadas a seguir e suas correlações apontadas através destas.

- ASHRAE - Fundamentals;
- ASHRAE - Duct Fitting Database;
- Jeffrey D. Spitler - Load Calculation Applications Manual;
- ABNT - NBR 16401-1:2008 – Projeto das Instalações;
- ABNT - NBR 16401-2:2008 - Parâmetros de Conforto Térmico;
- ABNT - NBR 16401-3:2008 - Qualidade do Ar Interior;
- Projeteer - Labee - UFSC;
- ABNT - NBR 14518 - Sistemas de Ventilação para Cozinhas Profissionais;
- Resolução RE Nº 9 de 16/01/03 da Agência Nacional de Vigilância Sanitária;
- Resolução RE 176 de 24/10/00 do Ministério da Saúde.

3. OBJETIVO

O presente documento tem como objetivo estabelecer as normas e orientar o desenvolvimento da construção das instalações de climatização, ventilação e exaustão mecânica, incluindo aqui os aspectos técnicos e funcionais relacionados ao sistema para a Câmara Municipal de Tamarana. Os projetos serão desenvolvidos considerando os parâmetros de projeto apresentados neste capítulo.

4. CARGA TÉRMICA

Os projetos serão desenvolvidos considerando os parâmetros de projeto apresentados neste capítulo.

4.1 CONDIÇÕES EXTERNAS ADOTADAS

O empreendimento estará localizado na cidade de Londrina-PR.

Tabela 1 – Condições externas no município de Cambé-PR.

CONDIÇÕES EXTERNAS	
Temperatura de Bulbo Seco [°C]	33,9
Temperatura de Bulbo Úmido [°C]	35,05
DADOS DO LOCAL	
Altitude [m]	61

Fonte: O próprio autor.

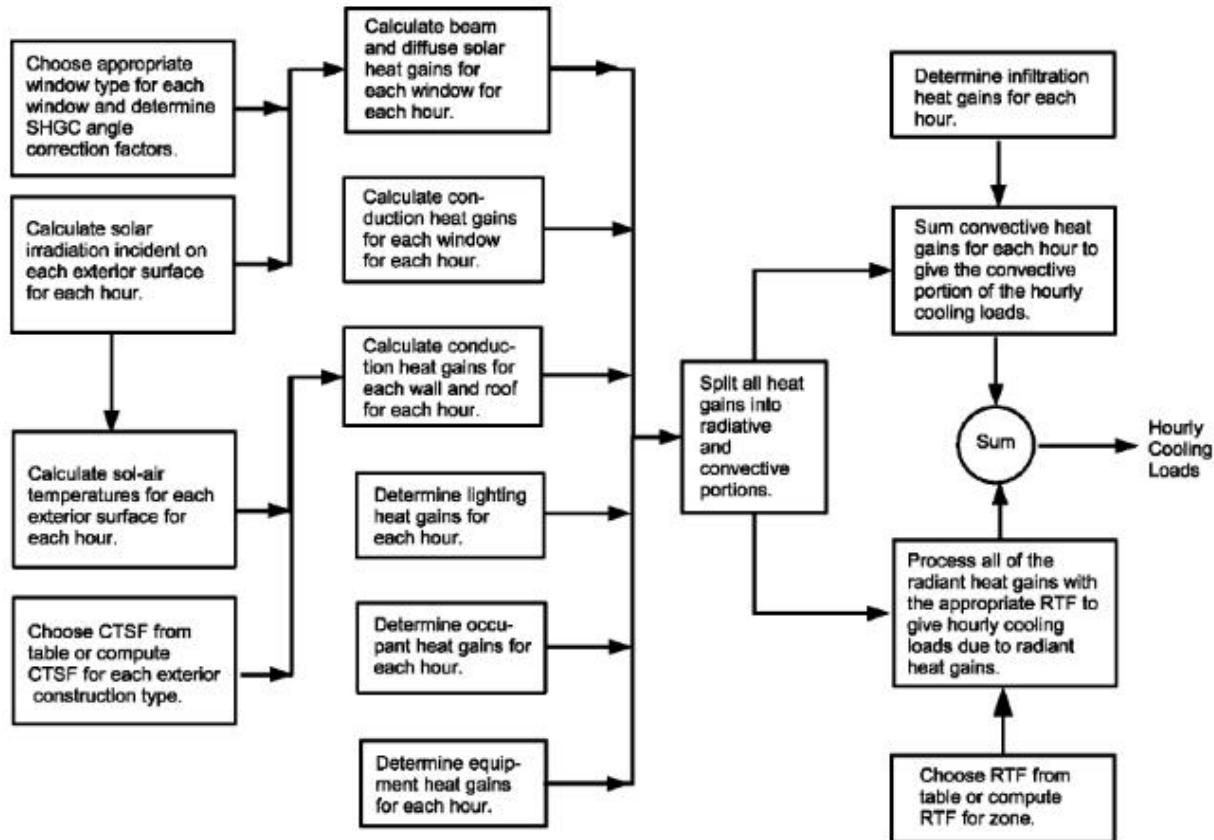
4.2 METODOLOGIA DE CÁLCULO - RTSM

O cálculo da carga máxima simultânea foi feito através da metodologia RTSM (Radiant Time Series Method) tendo como principais referências para cálculo as bibliografias Jeffrey D. Spitler - Load Calculation Applications Manual e ASHRAE Fundamentals

4.2.1 Visão geral

A carga térmica horária será calculada de acordo com o método RTS-Radiant Time Series, proposto pela ASHRAE Fundamentals (2013), e implementada em linguagem FORTRAN, a partir da Metodologia proposta por SPITLER (2009). O algoritmo básico está demonstrado no fluxograma a seguir, adaptado de SPITLER (2009):

Figura 1 - Visão geral da metodologia de cálculo de carga térmica RTSM



Fonte: Ashrae Fundamentals 2013, Capítulo 18, Figura 8.

4.2.2 Cálculo do ganho de calor convectivo através de superfícies opacas

O ganho de calor condutivo é calculado para cada tipo de parede e cobertura com a utilização da conduction time series (CTS). Os 24 coeficientes do CTS são respostas periódicas aos fatores definidos como conduction time series factors (CTSF). Para qualquer hora o ganho de calor condutivo é dado por:

$$q_\theta = \sum_{j=0}^{23} c_j * U * A * (t_{e,\theta-j\delta} - t_{r,c})$$

Onde,

q_θ = ganho de calor condutivo horário para a superfície [W]

U = coeficiente global de transferência de calor $[W/(m^2 \cdot K)]$

A = área da superfície $[W/(m^2 \cdot K)]$

c_j = j^{th} conduction time series factor [adimensional]

$t_{e,\theta-\delta}$ = sol – air temperatura a δ horas atrás [°C]
 $t_{r,c}$ = temperatura ambiente assumida constante [°C]
 θ = hora considerada
 δ = time step (uma hora)

Os fatores da série temporal condutiva (CTSFs) podem ser obtidos de diversas maneiras. Podem ser adotados valores tabelados para paredes mais usuais, ou calculados a partir das propriedades térmicas dos materiais constituintes das paredes

4.2.3 Cálculo do ganho de calor através de vidros e superfícies transparentes ou translúcidas

Fenestrções (janelas e claraboias) proporcionam ganhos de calor através dos processos de transmissão solar, absorção solar e condução.

Vez que na prática é muito difícil encontrar as propriedades térmicas exatas dos vidros que serão utilizados na obra, pelo método de Bernaby, foram consideradas algumas aproximações para auxiliar em uma seleção (Tabela 7.9). Serão selecionados vidros com quantidade de camadas similares, os valores de SHGC e transmissão visual mais próximos e a descrição mais aproximada.

O ganho de calor por condução é calculado separadamente dos ganhos por radiação transmitida e absorvida. Devido a pequena massa do vidro, a condução ocorre praticamente em regime estacionário. De acordo com cada hora a condução é calculada por:

$$q_\theta = U * A * (t_{o,\theta} - t_{r,c})$$

Onde:

q_θ = ganho de calor condutivo através da janela [W]

U = coeficiente global de transferência de calor do vidro, fornecido pelo fabricante $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

A = área da esquadria incluindo a moldura [m^2]

$t_{o,\theta}$ = temperatura do ar externo [°C]

$t_{r,c}$ = temperatura do ambiente assumida como constante

θ = hora considerada

4.2.4 Cálculo do ganho de calor através de fontes internas

As fontes internas são os ocupantes, equipamentos e luminárias. Os ocupantes e alguns equipamentos contribuem com calor sensível e latente. O calor sensível e latente dissipado pelos ocupantes é tabelado em função da atividade metabólica (SPITLER, 2009).

A taxa instantânea de dissipação de calor devido às luminárias é calculada por

(SPITLER,2009):

$$\dot{q}_{lum} = \dot{W}_{lum} \cdot F_{ul} \cdot F_{sa} \cdot S_f$$

Onde:

- \dot{q}_{lum} → Fluxo de calor oriundo das Luminárias do recinto [W];

- \dot{W}_{lum} → Potência total das Luminárias do recinto [W];

F_{lum} → Fator de Diversificação de uso das Luminárias do recinto; percentual daquelas efetivamente em uso;

F_{sa} → Fator de Aplicação Especial; taxa entre o consumo total da luminária, envolvendo reatores e lâmpadas, e o consumo apenas das lâmpadas;

S_f → Fração da energia dissipada pelas luminárias que é direcionada para o ambiente climatizado; quando da instalação embutida no entreforro, parte da energia é direcionada para aquele;

A totalização horária da dissipação de calor devido aos equipamentos Laboratoriais é calculada por (SPITLER, 2009):

$$q_{equip}(t) = \sum_{i=1}^n \dot{W}_{equip,n} \cdot F_{ul,n}(t)$$

Onde:

- $\dot{W}_{equip,n}$ → Potência unitária dissipada pelo e-nésimo equipamento;

$F_{ul,n}(t)$ → Fator de Diversificação de uso do e-nésimo equipamento em função do tempo; igual a 1 se o equipamento estiver em uso na hora considerada; igual a 0 no caso contrário;

4.2.5 Divisão dos ganhos em porções convectivas e radiantes

A carga térmica instantânea do ar é definida como a taxa em que o calor é transferido por convecção para o ar interno ambiente. A estimativa desta taxa é dificultada pelas trocas radiantes entre superfícies, ocupantes, mobiliário e equipamentos. Estes processos induzem a uma dependência temporal que não é facilmente quantificável (SPITLER, 2009). O método RTS utiliza então uma metodologia de divisão das parcelas radiantes e convectivas, visando uma estimativa simplificada da carga térmica instantânea.

As seguintes frações serão adotadas (SPITLER, 2009):

Figura 2 – Frações adotadas por Spitzer - RTS

Fonte Interna de Calor	Fração Radiante	Fração Convectiva
Ocupantes	0,6	0,4
Iluminação	0,67	0,33
Equipamentos sem dissipação convectiva	0,3	0,7
Equipamentos com dissipação convectiva	0,1	0,9

Fonte: Ashrae Fundamentals 2013, Capítulo 18.

4.2.6 Conversão em carga térmica

A carga térmica instantânea do ar é definida como a taxa em que o calor é transferido por convecção para o ar interno ambiente. A estimativa desta taxa é dificultada pelas trocas radiantes entre superfícies, ocupantes, mobiliário e equipamentos. Estes processos induzem a uma dependência temporal que não é facilmente quantificável (SPITLER, 2009). O método RTS utiliza então uma metodologia de divisão das parcelas radiantes e convectivas, visando uma estimativa simplificada da carga térmica instantânea.

4.3 CONSIDERAÇÕES DE ILUMINAÇÃO

Considerado sistema com lâmpadas frias, conforme definido em projeto elétrico, e seguindo as especificações da norma NBR16401-1, tabela C.2, especificação para área de escritórios, de acordo com cada ambiente especificamente.

4.4 PESSOAS

Considerados taxas típicas de dissipação de calor de acordo com nível de atividade, seguindo as especificações da norma NBR16401-1, tabela C.1.

4.5 EQUIPAMENTOS

Considerados taxas típicas de dissipação de calor de acordo com equipamentos instalados em cada ambiente, seguindo as especificações da norma NBR16401-1, tabela C.3 a C.10 e também sob consulta de catálogos de fornecedores de referência.

4.6 TAXA DE RENOVAÇÃO POR AR EXTERNO

- Ambientes de conforto: conforme Portaria nº 3523 da ANVISA, Resolução Re-09 da ANVISA e conforme ABNT NBR 16401, adotando o caso crítico entre estes;
- Ambientes classificados: conforme ABNT NBR 7256;

4.7 EXAUSTÃO MECÂNICA

- Conforme ABNT NBR 16.401-3, NBR 7256, Resolução RE-09 e Portaria 3.523, utilizando a situação mais crítica.
- 20 trocas de ar por hora para banheiros;
- 5 trocas de ar por hora para vestiários e DML;
- 20 trocas de ar por hora na cozinha.

4.7.1 Premissas de cálculo

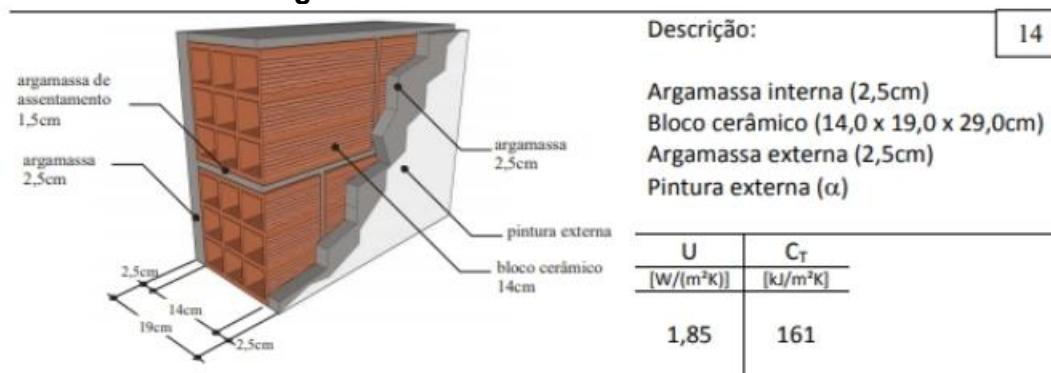
Fatores essenciais para realização carga de térmica, são os coeficientes de transmissão ($U=W/m^2.C$). Todos os materiais do presente projeto são levados em consideração, como podemos observar na tabela a seguir:

Tabela 2 – Resumo dos coeficientes construtivos adotados

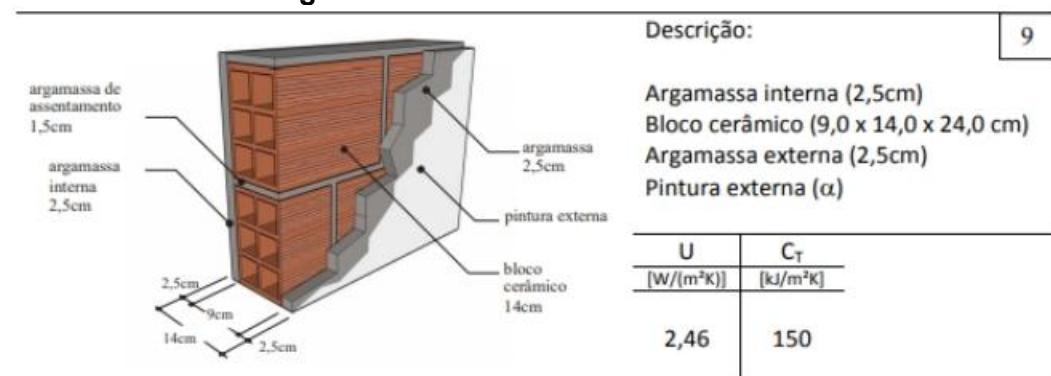
COEFICIENTES TRANSMISSÃO ($U=W/m^2.C$)	
Parede externa	1,85
Parede interna	2,46
Teto/telhado	1,82
Piso	2,95
Vidros	5,5

Os dados dos coeficientes são baseados pelo Inmetro.

Figura 3 – Coeficientes Parede Externa



Fonte: Inmetro, 2021
Figura 4 – Coeficientes Parede Interna

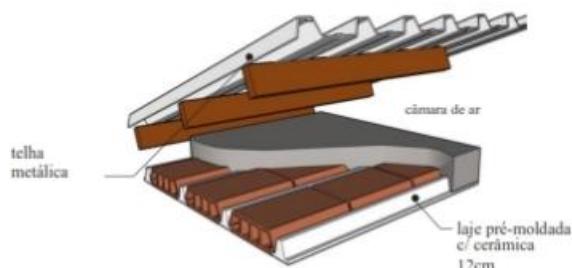


Fonte: Inmetro, 2021

Figura 5 – Coeficientes Teto/Telhado

Descrição:

17



Laje pré-moldada 12cm (concreto 4cm + lajota cerâmica 7cm + argamassa 1cm)
Câmara de ar (> 5,0 cm)
Telha metálica 0,6cm

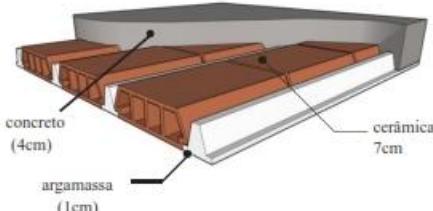
U [W/(m ² K)]	C _T [kJ/m ² K]
1,82	169

Fonte: Inmetro, 2021

Figura 6 – Coeficientes Piso

Descrição:

2



Laje pré-moldada 12cm (concreto 4cm + lajota cerâmica 7cm + argamassa 1cm)
Sem telhamento

U [W/(m ² K)]	C _T [kJ/m ² K]
2,95	167

Fonte: Inmetro, 2021

- Vidro simples com brise: $U=W/m^2.C = 5,5$.

5. DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO FRIGORÍGENA

Para efeito de aplicações da perda de carga distribuída, obtém-se a seguinte expressão:

$$J = \left(f \cdot \frac{1}{D} \cdot \frac{V^2}{2} \right) \cdot \rho$$

Onde, J é a perda de carga unitária, expressa em (Pa/m) ou (mmCa/m), o valor de J , também pode ser encontrado em ábacos específicos como o apresentado no Anexo 4 (Macintyre, 1990).

Os dutos foram dimensionados pelo método de igual perda de carga, prescrito em ASHRAE Fundamentals e na ABNT NBR 16401.

Neste método a perda de carga unitária (J) é definida no início do dimensionamento, ou seja, sabe-se quanto vai ser a perda de pressão a passagem do fluido pela seção reta de dutos. Posteriormente, soma-se as perdas de carga em acessórios e se determina a pressão total do sistema.

Este método se baseia na circulação de ar e perdas em dutos redondos. Para dutos retangulares, será necessária a conversão da bitola do duto redondo em duto retangular (equivalente) com a mesma quantidade de ar circulante e as mesmas perdas. Com estas considerações, nos dutos retangulares tem-se uma menor velocidade de ar para mesma vazão e as mesmas perdas (Creder, 2004).

O método de iguais perdas de carga produz melhores resultados que o método da velocidade, uma vez que grande parte da perda de carga no primeiro método é dissipada nos dutos e nas conexões, ao contrário do segundo onde uma parcela significativa da perda de carga é dissipada nos registros para balanceamento do sistema. Assim o método de iguais perdas de carga resulta em um sistema de dimensões reduzidas e, portanto, de menor custo (Stoecker et. al., 1985).

Para as perdas de ar localizadas partir da revisão de 2009, do livro ASHRAE fundamental, pode ser encontrado uma lista de tabelas para a perda de carga em acessórios, tanto circulares quanto retangulares. Os acessórios são numerados (codificados), dispostos também no software Duct Fitting Database.

As perdas de cargas em filtros e acessórios foram obtidas através de catálogos de fornecedores de referência.

Londrina, 16 de agosto de 2022



BRUNO KOWALCZUK NOVAIS
ENGENHEIRO MECÂNICO CREA/PR 172.804/D
CHENSO ARQUITETURA ME
CNPJ: 31.204.611/0001-85