

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DE RESFRIAMENTO UTILIZANDO O MÉTODO RTS

por

Eduardo Dewes

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2019

Dewes, Eduardo
CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DE RESFRIAMENTO UTILIZANDO
O MÉTODO RTS / Eduardo Dewes. -- 2019.
28 f.
Orientador: Andrés Armando Mendiburu Zevallos.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2019.

1. Carga Térmica de Resfriamento. 2. Método RTS. 3.
Climatização. I. Armando Mendiburu Zevallos, Andrés,
orient. II. Título.

Eduardo Dewes

CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DE RESFRIAMENTO UTILIZANDO O MÉTODO RTS

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mario Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Andrés Armando Mendiburu Zevallos

Comissão de Avaliação:

Prof^a. Adriane Prisco Petry

Prof. Paulo Smith Schneider

Prof. Volnei Borges

Porto Alegre, dezembro de 2019

Dewes, Eduardo. **Cálculo da carga térmica de resfriamento utilizando o método RTS**. 2019. 19p. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

RESUMO

O cálculo da carga térmica é essencial para o dimensionamento de sistemas de climatização precisos. O conforto térmico proporcionado pelo sistema de climatização está diretamente relacionado, juntamente com diversos outros benefícios, com o rendimento das pessoas. O presente trabalho tem como objetivo apresentar o cálculo da carga térmica de resfriamento do terceiro andar do Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS utilizando o método RTS (Série Temporal de Radiação). O método RTS é rigoroso ao mesmo tempo que não envolve cálculos iterativos e é derivado do método de Balanço de Calor. A metodologia aplicada seguiu basicamente aquela descrita pela Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado (ASHRAE). Os dados de cálculo foram fornecidos pela própria universidade ou obtidos através de visitas no local. As condições de conforto térmico seguiram as normas brasileiras. O resultado teve um pico de carga térmica com um valor de 161.881,7 W, correspondente a 552.686,1 BTU/h, ficando dentro da ordem de grandeza esperada.

PALAVRAS-CHAVE: Carga térmica de resfriamento, Método RTS, Climatização.

Dewes, Eduardo. **Calculation of cooling thermal load using the RTS method**. 2019. 19p. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

ABSTRACT

Thermal load calculation is essential for the design of accurate climate systems. The thermal comfort provided by the climate control system is directly related, along with several other benefits, to people's performance. The present work aims to present the calculation of the cooling thermal load of the third floor of the Department of Mechanical Engineering of UFRGS using the RTS (Radiation Time Series) method. The RTS method is rigorous while requiring no iterative calculations and is derived from the Heat Balance method. The methodology applied followed basically that described by the American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE). Calculation data were provided by the university itself or obtained through on-site visits. The thermal comfort conditions followed the Brazilian norms. The result had a thermal load peak with a value of 161,881.7 W, corresponding to 552,686.1 BTU / h, within the expected order of magnitude.

KEYWORDS: Cooling load, RTS Method, Climatization.

NOMENCLATURA

A_f	:	área de frestas [cm ²]
A_j	:	área de aberturas [m ²]
A_{jn}	:	área da janela [m ²]
A_{sf}	:	área da superfície [m ²]
A_{ss}	:	área da seção de separação [m ²]
ab	:	expoente de massa de ar para irradiação direta [-]
ad	:	expoente de massa de ar para irradiação difusa [-]
AST	:	hora solar aparente [h]
C	:	coeficiente de chaminé [(L/s) ² (cm) ⁻⁴ (°C) ⁻¹]
c_0, c_1, \dots	:	fatores da série temporal de condução [-]
DTR	:	faixa de temperatura diária (daily temperature range) [°C]
E_b	:	irradiância normal [W/m ²]
E_d	:	irradiância difusa [W/m ²]
E_o	:	irradiação solar extraterrestre [W/m ²]
E_{SC}	:	constante solar extraterrestre (1367 W/m ²) [W/m ²]
ET	:	equação do tempo [min]
E_t	:	total de radiação solar incidente na superfície [W/m ²]
$E_{t,b}$:	irradiância na superfície [W/m ²]
$E_{t,d}$:	irradiância difusa na superfície [W/m ²]
$E_{t,r}$:	irradiância refletida no solo [W/m ²]
f	:	fração de DTR [-]
F_E	:	fator de umidade externo [gw/kgA]
F_I	:	fator de umidade interno [gw/kgA]
F_r	:	fração do ganho de calor radiante [-]
H	:	ângulo horário [°]
h_o	:	coeficiente de transferência de calor por radiação de ondas longas e por convecção na superfície externa [W/(m ² K)]
$IAC(\theta, \Omega)$:	coeficiente de atenuação solar interna para o coeficiente de ganho de calor solar por irradiação direta [-]
IAC_D	:	coeficiente de atenuação solar interna para coeficiente de ganho de calor solar por irradiação difusa [-]
L	:	latitude do local [°]
LON	:	longitude local [°]
LSM	:	meridiano padrão local [°]
LST	:	hora local padrão [h]
m	:	massa relativa do ar [-]
N	:	número de ocupantes [-]
n	:	dia do ano [-]
q	:	taxa de transferência de calor [W]
q_b	:	ganho de calor solar do feixe [W]
q_c	:	ganho de calor na transmissão de fenestração [W]
q_d	:	ganho de calor solar difuso [W]
Q_{EL}	:	calor latente [W]
Q_{ES}	:	calor sensível [W]

$Q_{i,c}$: porção convectiva da carga de resfriamento sensível, resultante do elemento de ganho de calor i [W]
$q_{i,c}$: porção convectiva do ganho de calor do elemento de ganho de calor i [W]
$q_{i,l}$: ganho de calor latente para o elemento de ganho de calor i [W]
$Q_{i,r}$: porção radiante da carga de resfriamento sensível para a hora atual resultante do elemento de ganho de calor i [W]
$q_{i,s}$: ganho de calor sensível do elemento de ganho de calor i [W]
$q_{i,\theta}$: entrada de calor para a hora atual [W]
$q_{i,\theta-n}$: entrada condutora de calor para a superfície n horas atrás [W]
Q_l	: carga latente de refrigeração da sala [W]
q_l	: ganho de calor latente do ocupante [W]
$q_{l,per}$: ganho de calor latente por pessoa [W/pessoa]
$Q_{r,\theta}$: carga de resfriamento radiante Q_r para a hora atual θ [W]
$q_{r,\theta}$: ganho de calor radiante para a hora atual [W]
$q_{r,\theta-n}$: ganho de calor radiante n horas atrás [W]
Q_s	: carga de refrigeração sensível do ambiente [W]
q_s	: ganho de calor sensível dos ocupantes [W]
$q_{s,per}$: ganho de calor sensível por pessoa [W/pessoa]
q_θ	: ganho de calor condutivo por hora para a superfície [W]
R_f	: relação de área de frestas [cm^2/m^2]
r_0, r_1, \dots	: fatores da série temporal de radiação [-]
$SHGC(\theta)$: coeficiente de ganho de calor solar em função do ângulo θ incidente [-]
t_b	: temperatura média do ar no espaço adjacente [$^{\circ}\text{C}$]
t_{EH}	: temperatura externa horária [$^{\circ}\text{C}$]
t_e	: temperatura sol-ar [$^{\circ}\text{C}$]
t_l	: temperatura interna do ambiente condicionado [$^{\circ}\text{C}$]
t_i	: temperatura do ar no espaço condicionado [$^{\circ}\text{C}$]
T_{in}	: temperatura interna [$^{\circ}\text{C}$]
t_{mp}	: temperatura máxima de projeto [$^{\circ}\text{C}$]
t_o	: temperatura do ar exterior [$^{\circ}\text{C}$]
T_{out}	: temperatura exterior [$^{\circ}\text{C}$]
TZ	: fuso horário [h]
U	: coeficiente global de transferência de calor [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$]
u	: velocidade do vento [m/s]
V	: vazão de ar exterior [L/s]
W	: coeficiente de vento [$(\text{L/s})^2(\text{cm})^{-4}(\text{m/s})^{-2}$]
Y	: relação de radiação difusa do céu na superfície vertical e radiação difusa do céu na superfície horizontal [-]
α	: absortividade da superfície [-]
β	: altitude solar [$^{\circ}$]
γ	: diferença entre os azimutes solar e da superfície [$^{\circ}$]
Δt	: diferença de temperatura entre o ambiente interno e o exterior [$^{\circ}\text{C}$]
ΔR	: diferença entre a radiação de ondas longas incidente na superfície vindas do céu e arredores e a radiação emitida pelo corpo negro à temperatura do ar externo [W/m^2]
δ	: declinação solar [$^{\circ}$]
ε	: emissividade hemisférica de superfície [-]

θ	:	ângulo de incidência [°]
ρ_g	:	refletividade do solo [-]
Σ	:	ângulo de inclinação da superfície [°]
τ_b	:	profundidade óptica do céu claro para irradiância direta [-]
τ_d	:	profundidade óptica do céu claro para irradiância difusa [-]
ϕ	:	azimute solar [°]
ψ	:	azimute da superfície [°]
$\langle SHGC \rangle_D$:	coeficiente de ganho de calor por irradiação solar difusa [-]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
1.2 OBJETIVO.....	2
2 METODOLOGIA	2
2.1 DADOS METEOROLÓGICOS.....	2
2.2 IRRADIAÇÃO SOLAR NA SUPERFÍCIE E TEMPERATURAS SOL-AR.....	3
2.3 GANHO DE CALOR EXTERNO	5
2.4 GANHO DE CALOR INTERNO	5
2.5 GANHO DE INFILTRAÇÃO E RENOVAÇÃO DE AR.....	6
2.6 CARGA INSTANTÂNEA DE RESFRIAMENTO DO AMBIENTE	6
3 DESCRIÇÃO DO AMBIENTE A SER CLIMATIZADO	7
4 DESCRIÇÃO DAS ATIVIDADES REALIZADAS NO AMBIENTE A SER CLIMATIZADO	8
5 CONDIÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO	9
6 RESULTADOS E DISCUÇÕES	9
7 CONCLUSÕES	13
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
APÊNDICE I – DIAGRAMA DE FLUXO: MÉTODO RTS	17
APÊNDICE II – RESULTADOS DETALHADOS DE TODO AMBIENTE	18
APÊNDICE III – TEMPERATURAS SOL-AR X TEMPERATURA DE CONFORTO	19

1 INTRODUÇÃO

Aos poucos as pessoas estão passando mais tempo em locais fechados, tanto em atividades de lazer quanto de estudo e trabalho. Na escola e faculdade a condição de conforto térmico se tornou fundamental para o desempenho das atividades de estudo. Isso porque o conforto do ambiente facilita a concentração e torna o estudo mais agradável. Segundo Costa (1991) a carga térmica é definida como a quantidade de calor, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ou retirada do ar a ser introduzido nos ambientes condicionados, afim de que os mesmos se mantenham nas condições de conforto definidas.

O método das Séries Temporais de Radiação (Radiant Time Series - RTS) é um método relativamente novo para o cálculo de carga térmica, sendo derivado do método de Balanço de Calor e desenvolvido por necessidade de se ter um método rigoroso sem precisar de cálculos iterativos. No RTS os fatores temporais de condução (CTF) e fatores temporais de radiação (RTF) possuem um significado físico visível, pois quando plotados permitem a visualização dos efeitos de amortecimento e atraso dos ganhos de calor condutivos, assim como a visualização da resposta da zona. Com o método então é possível obter conhecimento sobre a física que envolve o local, o que não é possível através de métodos simplificados que utilizam coeficientes de funções de transferência (SPITLER, 2014).

1.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em Seng (1999) foi discutida a implementação e validação da Série Temporal Radiante para cálculos de carga de resfriamento. Foi utilizado um programa de computador para fazer os cálculos e as saídas foram avaliadas tomando como base o significado físico dos valores, comparação com dados já publicados e a precisão em estado estacionário. Os resultados foram satisfatórios.

Segundo Joudi e Hussien (2015) o método das Séries Temporais Radiantes pode ser usado para estimar com boa precisão a carga de resfriamento, possuindo boa concordância entre a carga média de resfriamento teórica e a medida. A diferença entre elas não excedeu o valor de 9,3% em seu experimento.

Em Cui e Chen (2009) foi desenvolvida uma etapa adicional para o método RTS que ajuda a aperfeiçoar o cálculo para o caso de ser um edifício comercial funcionando intermitentemente. As cargas de resfriamento adicionais geradas foram de acordo com resultados de simulações no EnergyPlus. Os resultados da análise também mostraram que as cargas de pico de resfriamento adicionais dependem em grande parte dos tipos, orientações, tamanhos das janelas e períodos de operação.

Em Huang et al. (2015) utilizou-se um piso em um estudo experimental sobre a carga de resfriamento calculada pelo método RTS. O trabalho teve como base dados experimentais coletados em 24 horas. Usando programas de computador para calcular os fatores da série temporal de radiação do piso, a carga de resfriamento radiante foi calculada e comparada com os valores medidos. Os resultados para as 5 condições experimentais mostram que o erro entre a carga de resfriamento radiante de pico e o valor calculado pelo método de séries temporais de radiação é inferior a 2,3%, e o erro médio não é superior a 3,2%.

Em Costa (2010) foi analisado numericamente o efeito de três diferentes modelos de radiação solar na carga de resfriamento calculada pelo método de séries temporais de radiação. O estudo paramétrico se concentrou no uso de três modelos diferentes de radiação solar, difusividade térmica da parede, espessura do vidro, cor do vidro e revestimentos de proteção. Os resultados mostram que os valores do componente direto da radiação solar para o modelo de céu claro são os maiores, seguidos pelo modelo de céu anisotrópico e isotrópico. Para o componente difuso, a

tendência é invertida, com os maiores valores previstos pelo céu isotrópico, seguidos pelo modelo de céu anisotrópico e de céu claro. Os resultados dos três modelos solares para ganho de calor e carga de resfriamento mostram que o uso do modelo de céu claro projeta valores mais altos, até 3,5 vezes maiores que os outros modelos para os valores de pico. Para as paredes os resultados mostraram que as que tem difusividades térmicas mais altas resultam em valores de pico mais altos em relação ao ganho de calor. Finalmente, no que diz respeito aos parâmetros do vidro, os resultados mostram que a carga de resfriamento é levemente afetada pela espessura, mais afetada pela cor e fortemente afetada pela cobertura protetora.

No estudo de Boniface (2016) foi feita a comparação de vários métodos de cálculo da carga de resfriamento para climas equatoriais (quente e úmido), cálculo da carga de resfriamento adequada para o cálculo da carga de pico e análise de energia da carga de resfriamento, implicação do sistema de ar condicionado de tamanho insuficiente e carga de resfriamento por metro quadrado para um edifício em relação a sua funcionalidade. Em conclusão, o método RTS é adequado para análise de energia em regiões com clima quente e úmido, pois fornece perfil de carga de resfriamento predial preciso que ajudará os projetistas a selecionar o sistema adequado para atender às condições.

Em Sahu (2014) foi calculada a carga térmica de resfriamento de um prédio pelo método CLTD (Cooling Load Temperature Difference). O cálculo da carga, no ambiente que tem área de 1.842,39 m², foi de 168,03 tons (590.831,3 W) para uma estação de verão.

No caso de estudo de Yadav, Tiwari e Rao (2016) foi calculada a carga de resfriamento para salas de aula do primeiro andar de um instituto de engenharia. O resultado, para o ambiente de área de 719,54 m², deu 169.153,9 W de carga sensível e 60.425,9 W de carga latente.

1.2 OBJETIVO

Este trabalho tem por objetivo realizar o cálculo da carga térmica de resfriamento das salas do terceiro andar do Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS utilizando o método RTS.

Mais especificamente o objetivo pode ser dividido nas seguintes etapas:

- Analisar o método de uma maneira geral, observando quais dados serão necessários.
- Automatizar e esquematizar os cálculos necessários.
- Obter dados específicos dos ambientes a serem climatizados através das plantas e de visitas aos mesmos.
- Obter dados sobre o uso específico destinado aos ambientes.
- Realizar os cálculos de carga térmica pelo método RTS para cada ambiente.
- Analisar os resultados.

2 METODOLOGIA

Por envolver muitas equações a metodologia de cálculo utilizada neste trabalho é apresentada no diagrama de fluxo do Apêndice I. O método completo está desenvolvido nos livros da ASHREA (2017) e Spitler (2014). A seguir é apresentada a metodologia de obtenção das principais variáveis do processo.

2.1 DADOS METEOROLÓGICOS

Os dados como temperatura máxima de projeto de cada mês, latitude, longitude, τ_b , τ_d , TZ, DTR e velocidade do vento podem ser encontrados no site da ASHRAE Climatic Design

Conditions localizando a estação meteorológica de Porto Alegre. Estes dados são importantes para o desenvolvimento dos cálculos (ASHRAE CLIMATIC DESIGN CONDITIONS).

2.2 IRRADIAÇÃO SOLAR NA SUPERFÍCIE E TEMPERATURAS SOL-AR

O cálculo da irradiação solar é uma etapa importante para calcular posteriormente a temperatura sol-ar. O primeiro passo para determinar a irradiação solar incidente sobre uma superfície é determinar os ângulos relevantes para o seu cálculo.

Primeiro se calcula a equação do tempo (ET). Obtendo a resposta para o dia do ano de projeto a ser considerado na Eq.(1), a equação do tempo é calculada com a Eq.(2).

$$\Gamma = 360^\circ \frac{(n - 1)}{365} \quad (1)$$

$$ET = 2,2918[0,0075 + 0,1868 \cos(\Gamma) - 3,2077 \sin(\Gamma) - 1,4615 \cos(2\Gamma) - 4,089 \sin(2\Gamma)] \quad (2)$$

Para o cálculo da hora solar aparente, o fator LSM é calculado multiplicando TZ por 15° (considerar valores positivos para fuso negativo), LST varia de 1 a 24 horas e LON é um dos dados meteorológicos. Com o AST (Eq.(3)) o ângulo horário pode ser calculado (Eq.(4)). A declinação solar (Eq.(5)) é calculada com o dia do ano de projeto.

$$AST = LST + \frac{ET}{60} + \frac{(LSM - LON)}{15} \quad (3)$$

$$H = 15(AST - 12) \quad (4)$$

$$\delta = 23,45 \sin\left(360^\circ \frac{n + 284}{365}\right) \quad (5)$$

Com a latitude dos dados meteorológicos e com todos os dados encontrados anteriormente, a altitude solar (Eq.(6)), o azimute solar (Eq.(7)) e o ângulo de incidência (Eq.(8)) podem ser calculados. Por fim, é calculada a diferença entre o azimute solar e da superfície (Eq.(9)).

$$\sin \beta = \cos L \cos \delta \cos H + \sin L \sin \delta \quad (6)$$

$$\cos \phi = \frac{\sin \delta \cos L - \cos \delta \sin L \cos H}{\cos \beta} \quad (7)$$

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \gamma \sin \Sigma + \sin \beta \cos \Sigma \quad (8)$$

$$\gamma = \phi - \psi \quad (9)$$

Com os ângulos agora podem ser calculadas as irradiações solares.

Para o cálculo da radiação solar extraterrestre (Eq.(10)) precisa-se do dia do ano de projeto e a constante solar extraterrestre (definida em Spitler (2014, p. 310) como sendo 1.367 W/m^2). Os expoentes ab (Eq.(11)) e ad (Eq.(12)) são calculados com os dados meteorológicos τ_b e τ_d . A massa relativa do ar (Eq.(13)) é calculada com β já encontrado anteriormente. Com todos estes dados a irradiância normal (Eq.(14)) e difusa (Eq.(15)) podem ser calculadas.

$$E_o = E_{SC} \left\{ 1 + 0,033 \cos \left[360^\circ \frac{(n-3)}{365} \right] \right\} \quad (10)$$

$$ab = 1,454 - 0,406\tau_b - 0,268\tau_d + 0,021\tau_b\tau_d \quad (11)$$

$$ad = 0,507 + 0,205\tau_b - 0,080\tau_d - 0,190\tau_b\tau_d \quad (12)$$

$$m = \frac{1}{[\sin \beta + 0,50572(6,07995 + \beta)^{-1,6364}]} \quad (13)$$

$$E_b = E_o e^{-\tau_b m^{ab}} \quad (14)$$

$$E_d = E_o e^{-\tau_d m^{ad}} \quad (15)$$

A relação de radiação difusa do céu na superfície vertical e radiação difusa do céu na superfície horizontal (Eq.(16) e Eq.(17)) é escolhida para cada caso de $\cos \theta$ abaixo.

$$Y = 0,45 \text{ (para } \cos \theta < -0,20) \quad (16)$$

$$Y = 0,55 + 0,437 \cos \theta + 0,313 \cos^2 \theta \text{ (para } \cos \theta \geq -0,20) \quad (17)$$

A irradiação na superfície (Eq.(18)), a irradiação difusa na superfície (Eq.(19)) e a irradiação refletida no solo (Eq.(20)) agora são calculadas com os dados anteriores. Fazendo a soma das irradiações temos a irradiação total na superfície (Eq.(21)). A refletividade do solo ρ_g pode ser encontrada em Spitler (2014, p. 312).

$$E_{t,b} = E_b \cos \theta \quad (18)$$

$$E_{t,d} = E_d Y \quad (19)$$

$$E_{t,r} = (E_b \sin \beta + E_d) \rho_g (1 - \cos \Sigma) / 2 \quad (20)$$

$$E_t = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r} \quad (21)$$

A temperatura do ar exterior (Eq.(22)) é encontrada utilizando a temperatura máxima de projeto e o DTR dos dados meteorológicos. O fator f aplicado em cada hora é encontrado em Spitler (2014, p.84).

$$t_o = t_{mp} - DTR.f \quad (22)$$

Por fim, a temperatura sol-ar, que é definida por Spitler (2014) como sendo a temperatura que fornece aproximadamente o mesmo fluxo de calor para a superfície que os efeitos combinados da radiação solar, convecção e radiação para os arredores, é dada na Eq.(23).

$$t_e = t_o + \frac{\alpha E_t}{h_o} - \frac{\varepsilon \Delta R}{h_o} \quad (23)$$

O parâmetro α/h_o pode ser estimado como sendo $0,026 \text{ m}^2\text{K/W}$ para superfícies claras e $0,052 \text{ m}^2\text{K/W}$ para superfícies escuras (ASHRAE, 2017, pp.18.24-18.25). Já o parâmetro

$\varepsilon\Delta R/h_o$ pode ser estimado em 4°C para superfícies horizontais e 0°C para verticais (SPITLER, 2014, p.314).

2.3 GANHO DE CALOR EXTERNO

Transmissão de Parede e Telhado

O ganho de calor por condução é calculado para cada tipo de parede e telhado com o uso de uma série temporal de condução (CTS). Os 24 coeficientes da CTS são fatores de resposta periódicos, denominados fatores de séries temporais de condução (CTFs). A formulação a seguir fornece uma solução de série temporal ao problema de transferência de calor condutivo transiente, periódico e unidimensional (SPITLER, 2014). Os valores de CTFs e U podem ser encontrados em ASHRAE (2017, pp.18.26-18.36).

Com as temperaturas externas e internas já definidas, o ganho de calor por condução por hora pode ser calculado com a Eq.(24) e Eq.(25).

$$q_{\theta} = c_0 q_{i,\theta} + c_1 q_{i,\theta-1} + c_2 q_{i,\theta-2} + \dots + c_{23} q_{i,\theta-23} \quad (24)$$

$$q_{i,\theta-n} = UA_{sf}(t_{e,\theta-n} - t_{rc}) \quad (25)$$

Fenestração

A fenestração (por exemplo, janelas e clarabóias) permite ganhos de calor via radiação solar transmitida, radiação solar absorvida e condução. As frações de fluxo interno da radiação solar absorvida e da condução fornecem uma aproximação razoável quando calculadas separadamente (SPITLER, 2014). Os ganhos de calor são calculados pela Eq.(26), Eq.(27) e Eq.(28).

Para o ganho de calor devido à transmissão, o fator U pode ser encontrado em ASHRAE (2017, pp.15.9-15.10). Os coeficientes SHGC(θ) e $\langle SHGC \rangle_D$ são encontrados em ASHRAE (2017, pp.15.22-15.29). Por último, os coeficientes IAC(θ, Ω) e IAC_D são encontrados em ASHRAE (2017, pp.15.39-15.52). No caso das janelas não possuírem dispositivo de sombreamento interno, ambos são iguais a 1.

$$q_c = UA_{jn}(T_{out} - T_{in}) \quad (26)$$

$$q_b = A_{jn} E_{t,b} SHGC(\theta) IAC(\theta, \Omega) \quad (27)$$

$$q_d = A_{jn}(E_{t,d} + E_{t,r}) \langle SHGC \rangle_D IAC_D \quad (28)$$

Transmissão de Divisórias, Tetos e Pisos

Quando um espaço condicionado for adjacente a um espaço com uma temperatura diferente, o ganho de calor através da separação física deve ser considerado aplicando a Eq.(29).

$$q = UA_{ss}(t_b - t_i) \quad (29)$$

2.4 GANHO DE CALOR INTERNO

Ocupantes

O ganho de calor dos seres humanos tem dois componentes, sensível e latente, sendo que as quantidades totais e relativas de calor sensível e latente variam dependendo do nível de atividade (SPITLER, 2014). Os dados de ganho de calor sensível (Eq.(30)) e latente (Eq.(31)) por pessoa são encontrados tabelados em Spitler (2014, p.118).

$$q_s = q_{s,per}N \quad (30)$$

$$q_l = q_{l,per}N \quad (31)$$

Iluminação e Equipamentos de Escritório

Para a iluminação é necessário consultar o ganho de calor da iluminação por metro quadrado e para os equipamentos é preciso consultar quais são os ganhos de calor de cada aparelho. Em Spitler (2014, pp.120-123) pode-se obter os valores do ganho de calor da iluminação e em Spitler (2014, pp.127-134) os ganhos de equipamentos de escritório.

2.5 GANHO DE INFILTRAÇÃO E RENOVAÇÃO DE AR

Para a renovação de ar é necessário determinar a vazão de ar exterior necessária para proporcionar a qualidade de ar interior. O valor de concentração de CO₂ não deve ultrapassar o limite de 1000 ppm (ANVISA, 2003). Em Beyer (p.48) pode ser escolhida a vazão de ar exterior necessária em relação ao nível de atividade que as pessoas estão executando no ambiente.

Já para a infiltração, em Beyer pode-se encontrar a sequência de equações a seguir. R_f encontrado em Beyer (p.51), C e W em Beyer (p.52) e u dos dados meteorológicos. Existem metodologias mais exatas para determinar a vazão de ar de infiltração, para facilitar foi considerada a de Beyer por ser mais simples. A Eq.(32) calcula a área das frestas e a Eq.(33) a vazão de ar exterior.

$$A_f = A_j x R_f \quad (32)$$

$$V = A_f(C\Delta t + Wu^2)^{1/2} \quad (33)$$

Com as vazões as cargas térmicas podem ser determinadas. Para a Eq.(34) todos os valores já foram definidos anteriormente. Para a Eq.(35) o F_E é pego na carta psicrométrica com os valores das condições externas de projeto e o F_I com as condições internas de conforto.

$$Q_{ES} = 1,2V(t_o - t_l) \quad (34)$$

$$Q_{EL} = 3,0V(F_E - F_I) \quad (35)$$

2.6 CARGA INSTANTÂNEA DE RESFRIAMENTO DO AMBIENTE

No método RTS o ganho de calor latente se torna instantaneamente uma carga de resfriamento, enquanto o ganho de calor sensível é parcialmente atrasado. No caso do calor sensível os ganhos de calor condutivo e os ganhos de calor internos são divididos em porções radiantes (Eq.(38), Eq.(39) e Eq.(40)) e convectivas (Eq.(36) e Eq.(37)). Todos os dados de convecção são instantaneamente convertidos em cargas de resfriamento e somados para obter a fração da carga de resfriamento por hora total causada por convecção. Os ganhos de calor radiante de condução, fontes internas e transmissão solar são operados pelo método RTS para

determinar a fração do ganho de calor que será convertida em uma carga de resfriamento nas horas atuais e subsequentes. Essas cargas de resfriamento são adicionadas às porções convectivas calculadas anteriormente na hora apropriada para obter a carga de resfriamento por hora total de calor sensível (SPITLER, 2014).

Para obter F_r precisa consultar ASHRAE (2017, p.18.24) que indica os valores principais de cada caso. Para os fatores da série temporal de radiação dados em ASHRAE (2017, p.18.38) eles podem ser encontrados para o caso de valores não solares e solares.

Porção Convectiva de Carga de Resfriamento Sensível

$$Q_{i,c} = q_{i,c} \quad (36)$$

$$q_{i,c} = q_{i,s}(1 - F_r) \quad (37)$$

Porção Radiante de Carga de Resfriamento Sensível

$$Q_{i,r} = Q_{r,\theta} \quad (38)$$

$$Q_{r,\theta} = r_0 q_{r,\theta} + r_1 q_{r,\theta-1} + r_2 q_{r,\theta-2} + r_3 q_{r,\theta-3} + \dots + r_{23} q_{r,\theta-23} \quad (39)$$

$$q_{r,\theta} = q_{i,s} F_r \quad (40)$$

Por fim, fazendo o somatório de todos os casos, é encontrada a carga térmica de resfriamento sensível (Eq.(41)) e latente (Eq.(42)) do ambiente. Podendo ser somadas para ter a carga térmica total.

$$Q_s = \Sigma Q_{i,r} + \Sigma Q_{i,c} \quad (41)$$

$$Q_l = \Sigma q_{i,l} \quad (42)$$

3 DESCRIÇÃO DO AMBIENTE A SER CLIMATIZADO

O DEMEC (Departamento de Engenharia Mecânica) da UFRGS foi criado em 1896. Está localizado na cidade de Porto Alegre no estado do Rio Grande do Sul na latitude $-30,0329^\circ$ e longitude $-51,2212^\circ$.

O clima da região é subtropical úmido, tendo como característica uma grande variabilidade de temperatura durante o ano. O verão na região é entre dezembro e março, atingindo temperaturas máximas médias em janeiro e fevereiro. O inverno é entre junho e setembro, com temperaturas mínimas médias entre junho e julho (INMET, 2018).

O terceiro andar do prédio, local escolhido para o cálculo da carga térmica, é constituído basicamente de salas de professores, salas de aula de graduação e pós-graduação. A área, as janelas e o formato de cada sala variam, sendo necessária uma análise individual para cada ambiente. A área total do andar é em torno de 1000 m², contando com banheiros e corredores. Contando apenas os ambientes a serem climatizados somam 680 m².

Em relação à orientação do prédio, as paredes laterais têm um azimute aproximado de 30° e 210° e as paredes frontais e traseiras 120° e 300° , respectivamente.

A Figura 3.1 mostra o posicionamento geográfico do departamento e a Figura 3.2 o terceiro andar do prédio com o número das salas que foi feito o projeto.

Figura 3.1 – Prédio com rosa dos ventos, mostrando a orientação em relação ao norte (Fonte: Google Maps).

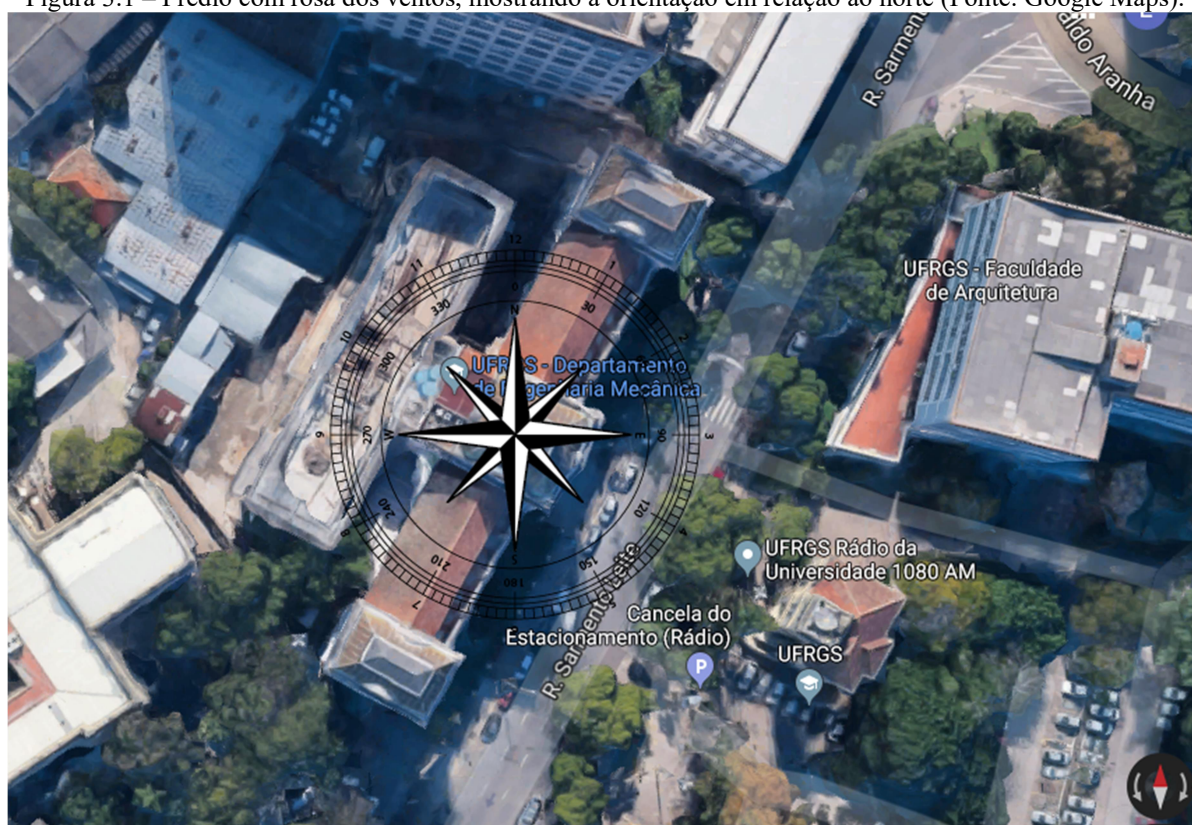
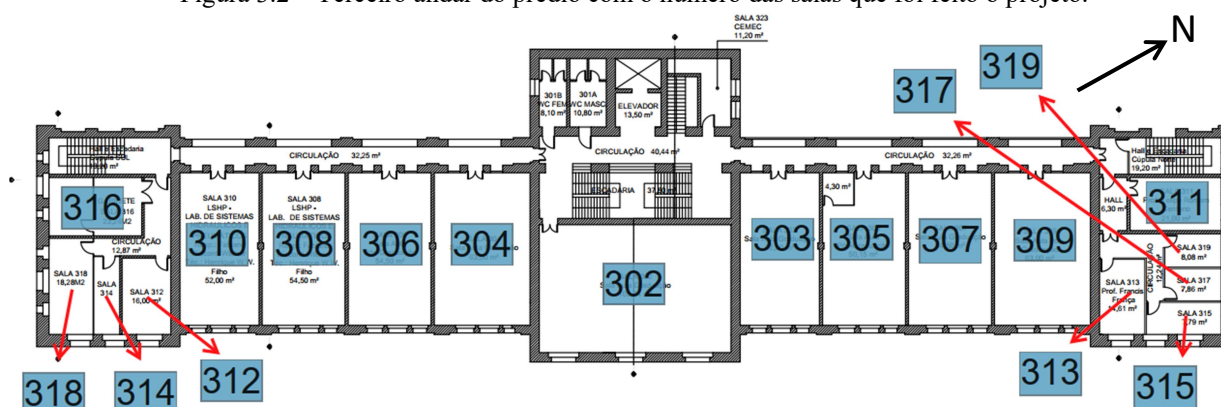


Figura 3.2 – Terceiro andar do prédio com o número das salas que foi feito o projeto.



4 DESCRIÇÃO DAS ATIVIDADES REALIZADAS NO AMBIENTE A SER CLIMATIZADO

As salas dos professores são onde os professores executam os trabalhos de escritório, normalmente com um computador, e atendem aos alunos. Já as salas de aula de graduação e pós-graduação executam atividades comuns de sala de aula, com o professor ministrando a aula na frente e os alunos que estão sentados em suas carteiras. As salas de aula normalmente possuem um computador e um projetor, algumas delas também possuem vários computadores para os alunos.

5 CONDIÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO

Segundo a norma NBR 16401-2 os parâmetros ambientais que afetam o conforto térmico são a temperatura operativa, a velocidade do ar e a umidade relativa do ar. Os valores destes parâmetros dependem de fatores pessoais como o tipo de roupa usada pela pessoa (expressa em “clo”, 1 clo = 0,155 m²K/W) e o nível de atividade física da pessoa (expressa em “met”, 1 met = 58,2 W/m², admitindo superfície média da pessoa com 1,8 m²) (ABNT, 2008).

A norma NBR 16401-2 também define o intervalo de temperatura, umidade relativa e velocidade para pessoas usando roupa típica de cada estação e considerando atividade sedentária ou leve (1,0 a 1,2 met). A região delimitada para o verão (0,5 clo) fica entre 22,5°C a 25,5°C com umidade relativa de 65% e 23,0°C a 26,0°C com umidade relativa de 35%. Já no inverno (0,9 clo) a região fica entre 21,0°C a 23,5°C com umidade relativa de 60% e 21,5°C a 24,0°C com umidade relativa de 30%. No verão a velocidade média do ar não deve ultrapassar 0,20 m/s para distribuição convencional e 0,25 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento. No inverno a velocidade média do ar não deve ultrapassar 0,15 m/s para distribuição convencional e 0,20 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento (ABNT, 2008).

Para fins de projeto, será levado em consideração o centro das zonas de conforto. No inverno 22,0°C de temperatura operativa com 50% de umidade relativa e no verão, que é o caso deste trabalho (dia 21/01), 25,0°C de temperatura operativa com 45% de umidade relativa.

6 RESULTADOS E DISCUÇÕES

Os gráficos das Figuras 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4 mostram os resultados de cada ambiente. Dependendo da posição da janela, que tem um grande peso na carga térmica, os picos ficaram mais deslocados para o período correspondente ao horário de maior incidência de sol na janela. Pode-se perceber que as salas cujas janelas estão voltadas pra leste tiveram o pico em torno das 13 horas e as salas que possuem janelas voltadas para oeste o pico ficou em torno das 16 horas. A maioria das salas de aula (302 a 310) tem áreas aproximadamente iguais, o que causou a diferença grande entre algumas delas foi o número máximo de alunos por sala. Vale destacar que a sala 302, que tem a maior área (inclusive de janelas), tem também a capacidade máxima de alunos maior, o que causou um aumento considerável de carga térmica em relação às outras. Por fim, as salas dos professores (311 a 319) tiveram cargas aproximadamente iguais entre elas. As cargas das salas dos professores foram também mais reduzidas em relação às salas de aula justamente por conta do número reduzido de pessoas.

A Figura 6.5 é a soma de todos os ambientes, o gráfico mostra que o pico teve maior peso para o horário das 13 horas, já que a maioria das salas tem janelas para leste. Os resultados no Apêndice II mostram que além das janelas o ar de renovação é outro elemento de grande peso para a carga térmica, as salas de aula com um grande número de alunos podem ter sua concentração de CO₂ bem elevada e é necessário manter a qualidade de ar para essas pessoas. O ar de renovação, diferente das janelas, acaba aumentando a carga no período inteiro de aula, sem tantas variações. Vale destacar também a influência das próprias pessoas na carga do ambiente, salas de aula muito lotadas podem causar um aumento na carga térmica considerável. Equipamentos, iluminação e teto/telhado pode se dizer que tiveram ganhos intermediários, comparado com as outras fontes. Paredes internas, piso, portas e ar de infiltração mostraram ter pouco impacto na carga térmica total. Porém, mesmo elementos de pouco impacto são importantes, pois somados podem fazer diferença no cálculo total da carga. Os resultados detalhados do somatório de todo ambiente são apresentados na Tabela do Apêndice II.

Nas primeiras etapas do trabalho o método RTS foi analisado e validado através do desenvolvimento dos exemplos apresentados em ASHRAE (2017). Com o desenvolvimento destes exemplos, parte dos cálculos puderam ser automatizados no Microsoft Office Excel. O momento que acabou ocasionando um pouco de dificuldade durante o procedimento foi em relação à mudança do hemisfério norte para o sul (durante o cálculo de irradiação solar), já que em ASHRAE (2017) aborda apenas exemplos de ambientes situados no hemisfério norte. A mudança de hemisfério acaba ocasionando mudanças no cálculo e alterações em algumas equações. Como, por exemplo, o azimute que no hemisfério norte pela manhã é negativo e no hemisfério sul é positivo, tendo assim uma equação para o hemisfério sul um pouco diferente. Porém, com pesquisas na ASHRAE (2017) sobre estes detalhes e analisando bem os resultados com a ajuda do orientador, foi possível ter certeza de que os resultados estavam corretos.

Durante a obtenção dos dados não se teve problemas, o número máximo de pessoas por sala foi fornecido pelo Departamento de Engenharia Mecânica. As plantas do local, em formato dwg, foram fornecidas pela SUINFRA (Superintendência de Infraestrutura – UFRGS). Nas plantas foi possível obter a maioria das medidas e algumas informações do prédio. Em visitas no local foram analisados detalhes, como os tipos de vidro, cortinas, equipamentos, entre outros.

Em relação aos resultados finais obtidos, o pico da carga ficou em torno das 13 horas, com um calor sensível de 98.482,7 W e latente de 63.399,1 W, somando 161.881,7 W (552.686,1 BTU/h). Normalmente a carga térmica máxima fica em torno das 15 horas. Uma explicação para ter dado o pico antes, como já foi dito, é que as janelas tem um grande peso na carga térmica. Como elas estão em maior número voltadas para leste, acaba deslocando o pico da carga para o período da manhã.

O resultado final ficou dentro da ordem de grandeza esperada, comparado com trabalhos similares. No caso de estudo de Yadav, Tiwari e Rao (2016) para uma área de 719,54 m² foi encontrada uma carga térmica de 229.579,9 W, o local do projeto também se trata de um instituto de engenharia. No caso deste trabalho, a área climatizada de 680,00 m² do 3° andar do departamento de engenharia gera uma carga de 161.881,7 W. Considerando ainda que existem diversos fatores além da área, os valores estão na ordem esperada. Durante o procedimento de cálculo os valores também foram coerentes.

Figura 6.1 – Carga Térmica: Sala 302 e 303.

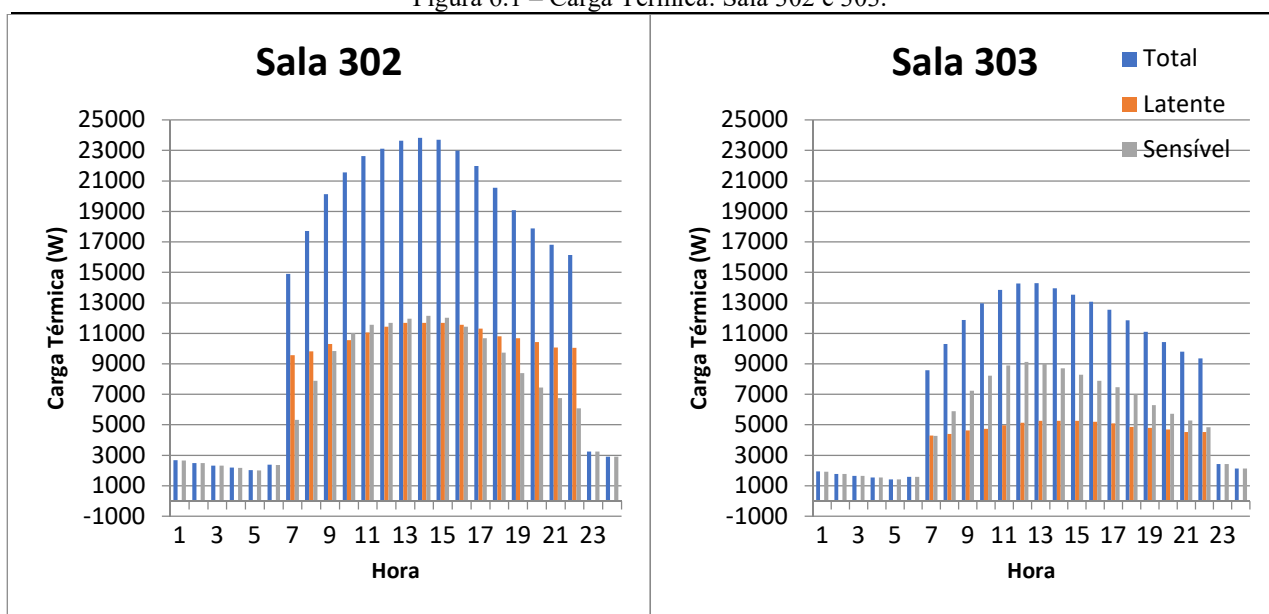


Figura 6.2 – Carga Térmica: Sala 304 a 309.

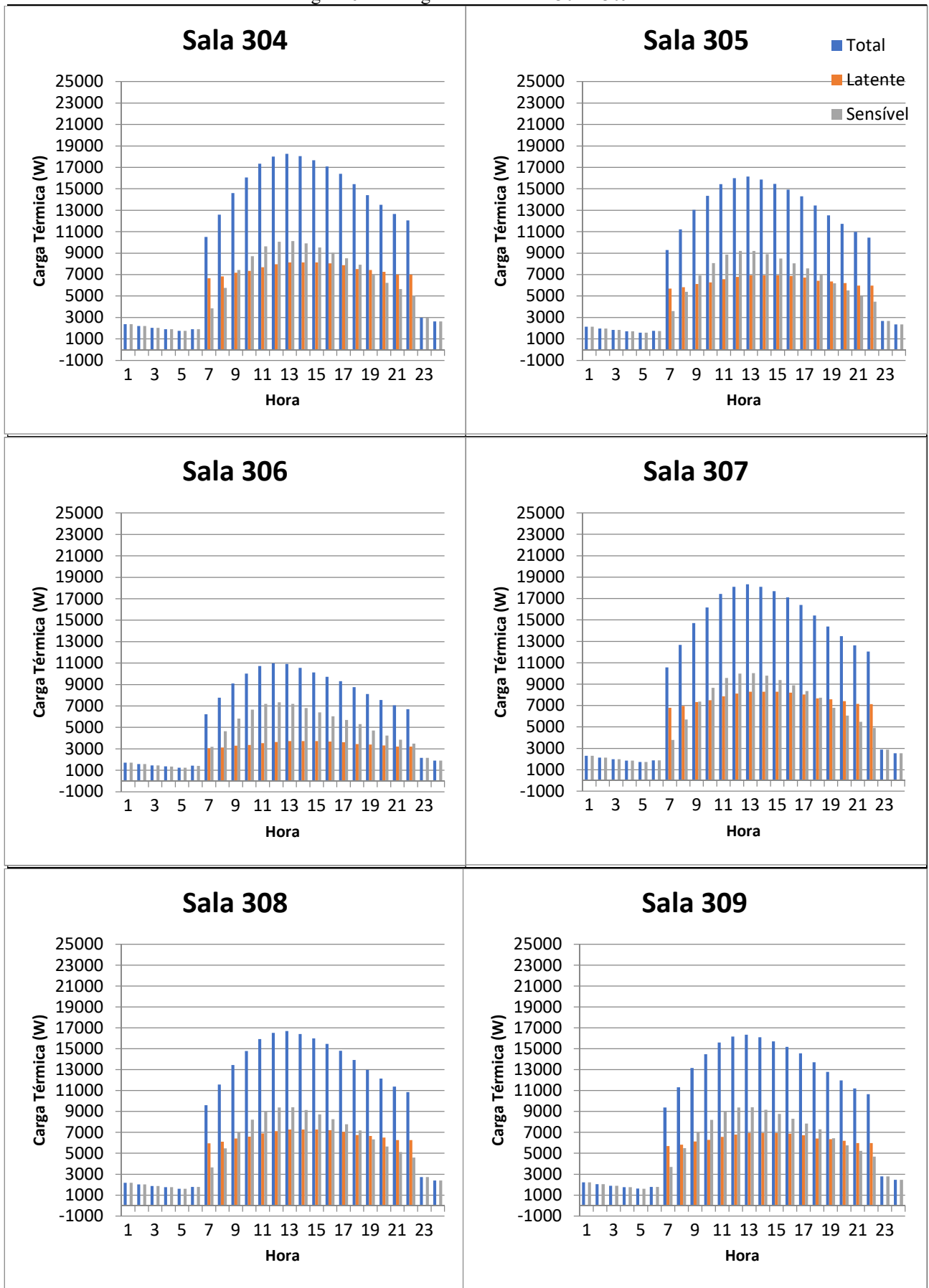


Figura 6.3 – Carga Térmica: Sala 310 a 316.

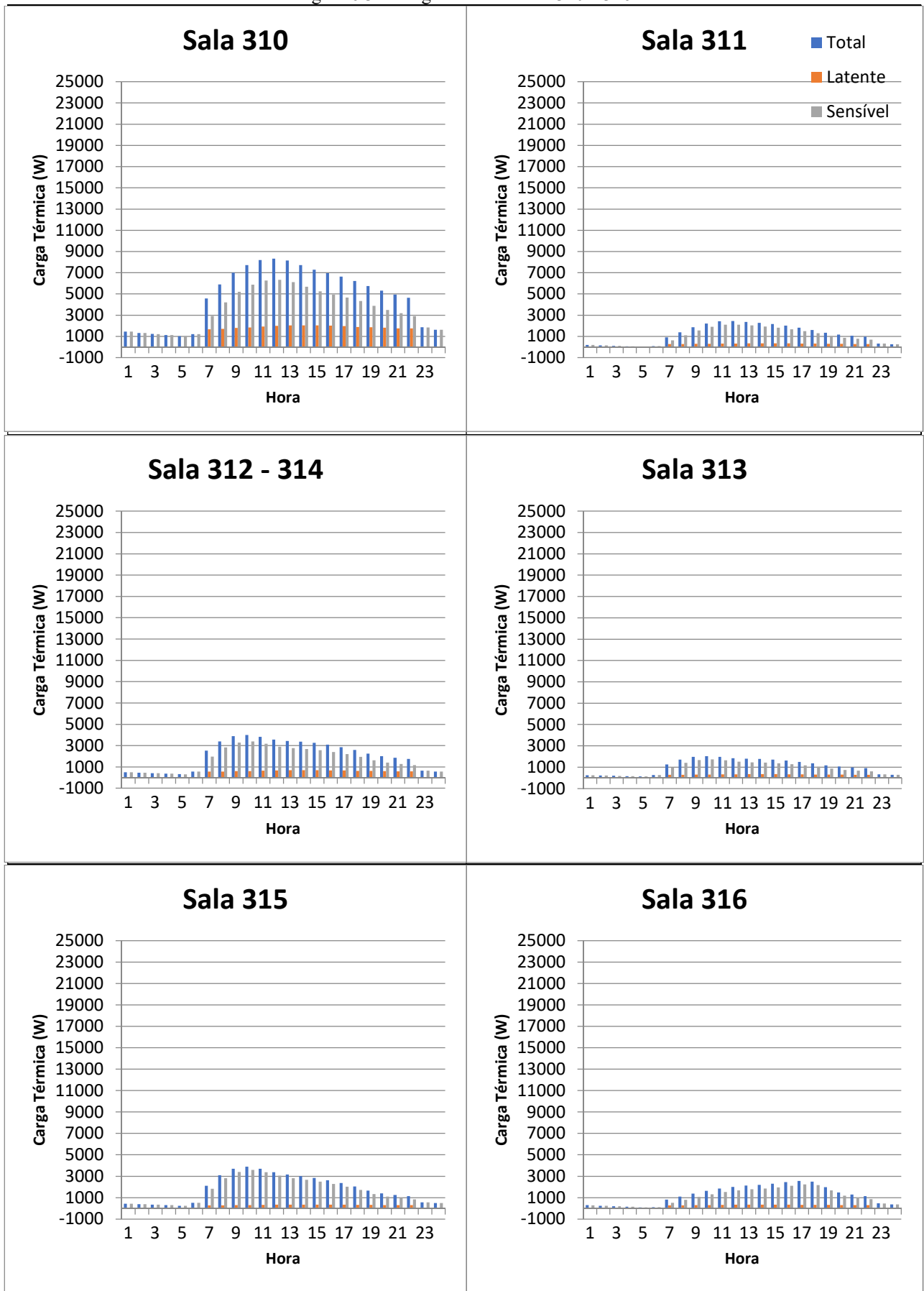


Figura 6.4 – Carga Térmica: Sala 317 a 319.

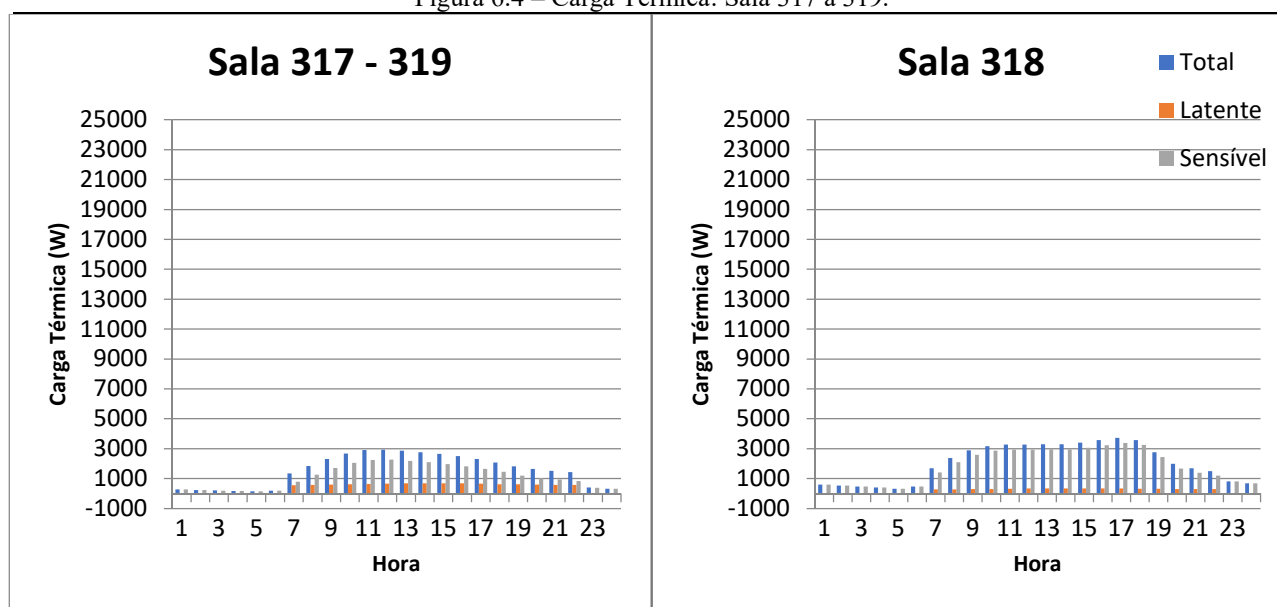
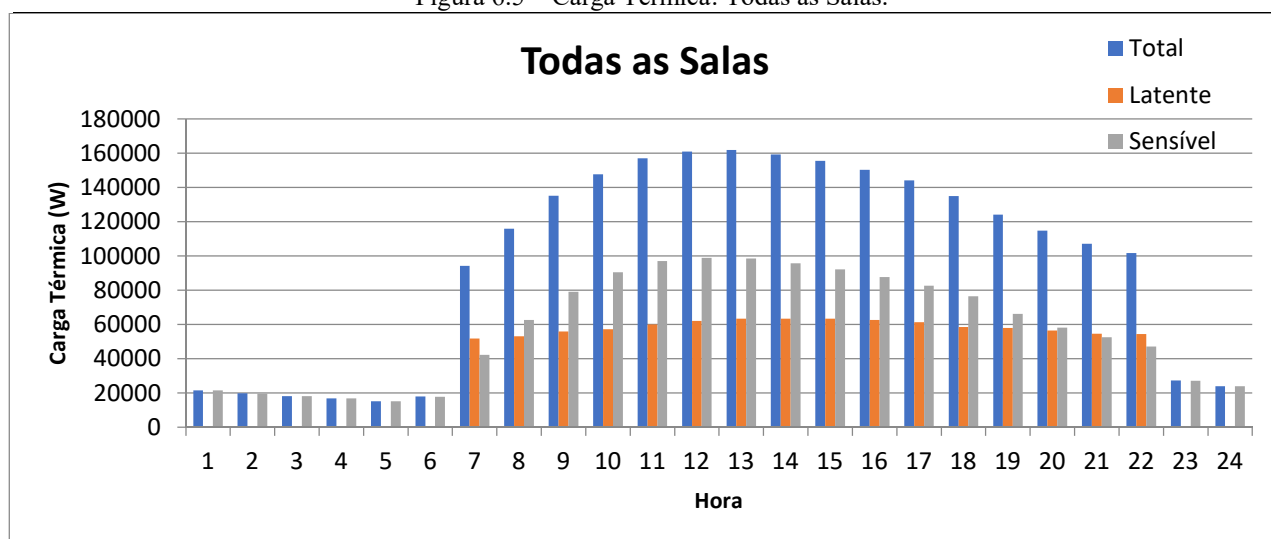


Figura 6.5 – Carga Térmica: Todas as Salas.



O Apêndice III mostra uma comparação entre as temperaturas sol-ar de superfícies de azimutes diferentes comparadas com a temperatura de conforto. No gráfico fica evidente que, por estar em uma época de verão, boa parte do dia a temperatura excede a de conforto e o curto período de tempo que fica um pouco abaixo o aquecimento por radiação das horas subsequentes torna a carga final positiva. Isso explica porque as cargas térmicas da parede externa e teto são positivas durante as 24 horas por dia.

7 CONCLUSÕES

Tendo em vista os aspectos observados, o objetivo principal do trabalho de fazer o cálculo da carga térmica do terceiro andar do Departamento de Engenharia Mecânica pelo método RTS foi realizado com êxito.

O pico de carga térmica ficou em torno de 161.881,7 W (552.686,1 BTU/h), sendo o resultado coerente com outros trabalhos de características parecidas. Os resultados durante o desenvolvimento dos cálculos também se mostraram coerentes.

O método RTS é um método que possui diversas etapas de cálculo, levando a ser um procedimento demorado em um primeiro contato. Porém, com a automatização dos cálculos principais ele acaba se tornando mais fluido, principalmente em casos em que é necessário executar o cálculo de ambientes similares.

Para a obtenção de dados não se teve problemas, a maioria das medidas foram obtidas das plantas do local fornecidas pela UFRGS. Já dados como o número de ocupantes por sala e detalhes de cada sala foram fornecidos pela secretaria do departamento e obtidos através de visitas no local.

Como sugestão para trabalhos posteriores, é recomendado fazer o cálculo utilizando o método RTS para outros ambientes, como os industriais com um número maior de equipamentos ou comerciais com maior fluxo de pessoas, para testar o método em ambientes de diferentes características.

Sugere-se também comparar o método RTS com outros métodos disponíveis para realizar o cálculo da carga térmica, tais como o CLTD (Cooling Load Temperature Difference) ou outros métodos derivados do método de Balanço Térmico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANVISA. "**Resolução RE nº 9, de 16 de janeiro de 2003**". 2003.

ASHRAE. "**ASHRAE Handbook - Fundamentals**". Atlanta. 2017.

ASHRAE CLIMATIC DESIGN CONDITIONS. "**Porto Alegre INTL, Brazil (WMO: 839710) - 2017**". Disponível em: <<http://ashrae-meteo.info/index.php>>. Acesso em: 7 de agosto de 2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). "**NBR 16401-2: Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários: Parte 2 - Parâmetros de conforto térmico**". Rio de Janeiro. 2008.

BEYER, P. O. "**Climatização e Refrigeração**". Apostila da disciplina de Climatização II do curso de Engenharia Mecânica da UFRGS.

BONIFACE, C. J. "A Study on Radiant Times Series (RTS) Based Method for Calculating Cooling Load in Equatorial Climates". Universiti Malaysia Sarawak. 2016.

COSTA, A. M. S. "**Cooling Load Calculation by the Radiant Time Series Method – Effect of Solar Radiation Models**". Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. Uberlândia, MG, Brasil. 2010.

COSTA, E. C. "**Física Aplicada à Construção - Conforto Térmico**". Blucher. 4ª edição. 1991.

CUI, M.; CHEN, T. "**A Revised Radiant Time Series (RTS) Method for Intermittent Cooling Load Calculation**". The Hong Kong Polytechnic University. Hong Kong, China. 2009.

GOOGLE MAPS. "**UFRGS - Departamento de Engenharia Mecânica**". Disponível em: <<https://www.google.com/maps/place/UFRGS+-Departamento+de+Engenharia+Mec%C3%A2nica/@-30.0329958,-51.2214895,367m/>>. Acesso em: 6 de agosto de 2019.

HUANG, C. et al. "**Experimental Study on the Radiant Cooling Load of Floor Based on the Radiant Time Series Method**". University of Shanghai for Science and Technology. Shanghai, China. 2015.

INMET. "**Normais Climatológicas do Brasil 1981/2010**". Brasília, DF. 2018.

JOUDI, K. A.; HUSSIEN, A. N. "**Cooling Load Calculations For Typical Iraqi Roof And Wall Constructions Using ASHRAE's RTS Method**". Journal of Engineering, 21(5), pp. 98-114. 2015. Disponível em: <<http://joe.uobaghdad.edu.iq/index.php/main/article/view/437>>. Acesso em: 16 de outubro de 2019.

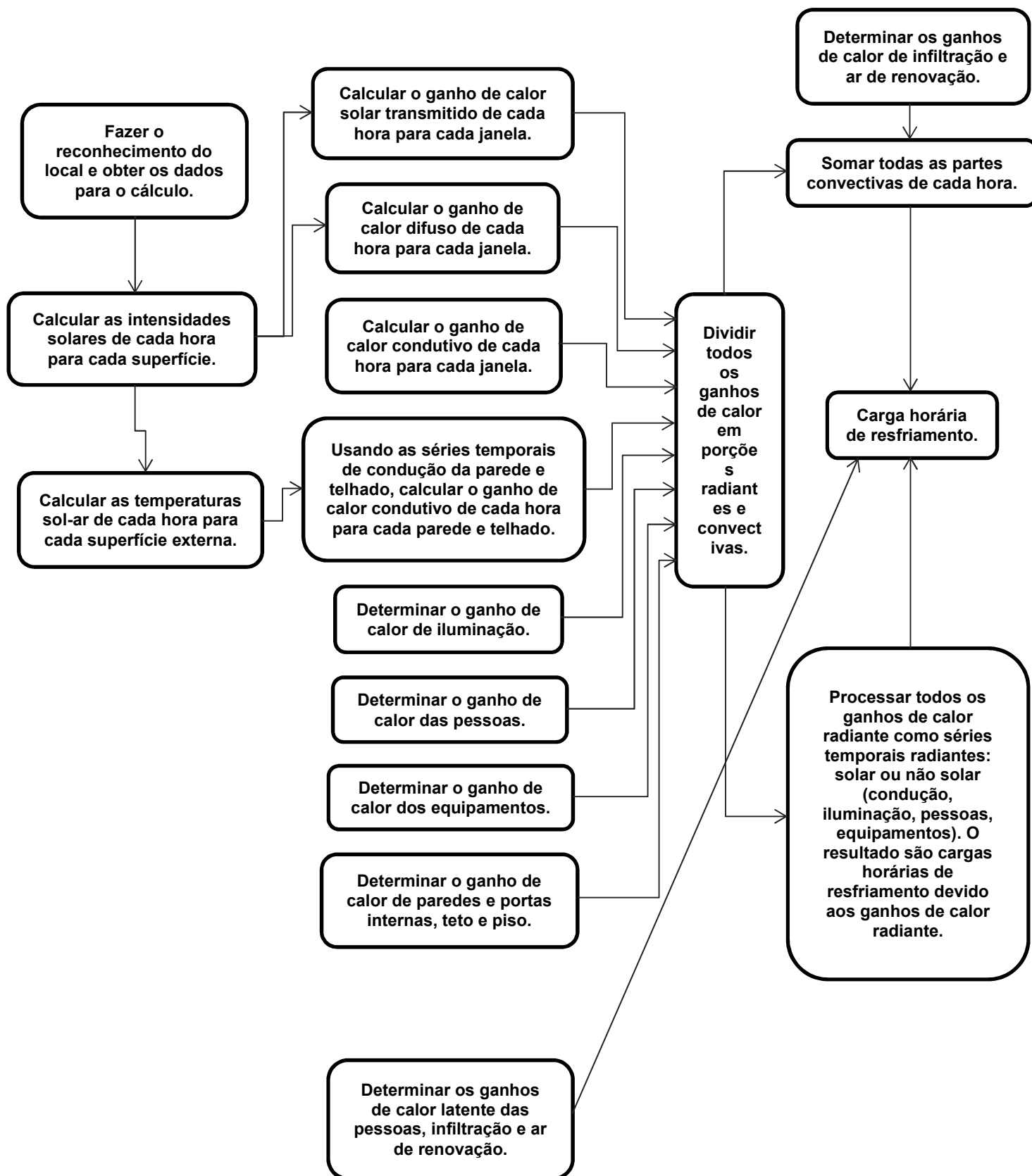
SAHU, S. K. "**Cooling Load Estimation for a Multi-story Office Building**". National Institute of Technology: Department of Mechanical Engineering. Rourkela, India. 2014.

SENG, IP. "**Experimental Validation of the Radiant Time Series Method for Cooling Load Calculations**". University of Macau. Taipa, Macau. 1999.

SPITLER, J. D. "**Load Calculation Applications Manual**". Atlanta: ASHRAE. 2^a edição. 2014.

YADAV, K. Y.; TIWARI, J. K.; RAO, P. "**A Case Study on Cooling Load Calculation for Lecture Halls (First Floor) of Engineering Institute**". Chhattisgarh Swami Vivekanand Technical University: Parthivi College of Engineering & Management. Chhattisgarh, India. 2016.

APÊNDICE I – DIAGRAMA DE FLUXO: MÉTODO RTS.



APÊNDICE II – RESULTADOS DETALHADOS DE TODO AMBIENTE.

Qs (W)												Ql (W)			
LST	Ilumin.	Pessoas	Equip.	Infil.	Ar de R.	Piso	Teto	Par. Ext.	Par. Int.	Janelas	Porta	LST	Pessoas	Infil.	Ar de R.
1	2.788,0	8.200,2	194,4	-16,3	0,0	613,5	2.068,3	1.308,8	-343,1	6.728,9	-4,5	1	0,0	52,8	0,0
2	2.633,0	7.745,0	183,4	-19,9	0,0	613,5	1.702,1	1.094,8	-403,1	6.226,0	-17,9	2	0,0	56,4	0,0
3	2.478,3	7.289,3	173,4	-22,8	0,0	613,5	1.382,9	899,8	-452,1	5.868,5	-29,5	3	0,0	59,6	0,0
4	2.374,9	6.985,8	166,1	-25,8	0,0	613,5	1.106,0	724,7	-500,6	5.422,9	-39,1	4	0,0	62,7	0,0
5	2.271,5	6.682,1	158,8	-27,9	0,0	613,5	866,4	569,1	-537,5	4.677,9	-47,1	5	0,0	64,6	0,0
6	2.168,4	6.378,6	151,4	-25,8	0,0	613,5	659,3	431,9	-527,7	8.090,3	-50,8	6	0,0	62,7	0,0
7	6.939,2	19.955,5	3.442,8	-19,0	-11.781,0	613,5	490,8	317,2	-457,9	22.930,1	-45,6	7	16.830,0	56,4	35.006,4
8	7.248,9	20.866,0	3.464,8	-5,4	-6.058,8	613,5	425,7	252,2	-268,1	36.241,3	-22,7	8	16.830,0	32,5	36.352,8
9	7.403,8	21.321,9	3.474,3	0,4	336,6	613,5	577,2	291,9	-45,8	45.211,2	10,7	9	16.830,0	42,9	39.045,6
10	7.507,4	21.625,5	3.481,6	10,5	6.058,8	613,5	1.004,9	457,9	161,3	49.509,9	50,0	10	16.830,0	69,9	40.392,0
11	7.610,2	21.929,2	3.489,0	23,8	11.107,8	613,5	1.680,2	719,3	351,1	49.468,5	89,4	11	16.830,0	92,2	43.084,8
12	7.662,1	22.080,9	3.492,6	34,4	14.473,8	613,5	2.524,1	1.027,4	485,9	46.400,2	123,2	12	16.830,0	107,1	45.104,4
13	7.713,8	22.232,7	3.496,3	43,7	17.166,6	613,5	3.434,7	1.330,4	598,2	41.698,4	154,4	13	16.830,0	118,3	46.450,8
14	7.765,1	22.384,2	3.499,9	49,9	18.849,6	613,5	4.307,3	1.590,7	676,3	35.916,7	203,5	14	16.830,0	123,0	46.450,8
15	7.816,9	22.536,7	3.503,6	49,9	18.849,6	613,5	5.046,9	1.800,3	695,7	30.946,7	263,0	15	16.830,0	123,0	46.450,8
16	7.868,4	22.688,5	3.507,3	42,5	16.830,0	613,5	5.574,9	1.968,3	643,3	27.603,6	314,2	16	16.830,0	115,6	45.777,6
17	7.919,8	22.840,2	3.510,9	33,2	14.137,2	613,5	5.833,4	2.101,1	561,6	24.855,8	343,0	17	16.830,0	104,5	44.431,2
18	7.971,5	22.992,0	3.514,6	22,8	10.771,2	613,5	5.794,1	2.198,8	452,0	21.753,4	341,1	18	16.830,0	88,3	41.738,4
19	8.023,1	23.143,9	3.518,3	9,7	5.722,2	613,5	5.467,9	2.255,9	280,1	16.853,6	295,4	19	16.830,0	69,8	41.065,2
20	8.074,8	23.295,7	3.521,9	2,7	2.019,6	613,5	4.904,9	2.252,2	147,4	13.117,1	210,5	20	16.830,0	52,3	39.718,8
21	8.126,4	23.447,5	3.525,6	-0,9	-1.009,8	613,5	4.224,0	2.163,2	35,9	11.338,4	125,7	21	16.830,0	33,4	37.699,2
22	8.178,2	23.599,3	3.529,3	-1,7	-4.039,2	613,5	3.564,9	1.991,7	-76,5	9.796,5	69,7	22	16.830,0	15,4	37.699,2
23	3.355,4	9.870,4	234,7	-6,1	0,0	613,5	2.987,0	1.771,9	-167,9	8.577,4	37,0	23	0,0	34,6	0,0
24	2.994,5	8.807,4	209,1	-11,2	0,0	613,5	2.492,3	1.537,8	-261,1	7.533,8	12,6	24	0,0	44,9	0,0

LST	Qst (W)	Qlt (W)	Qt (W)
1	21.538,2	52,8	21.591,0
2	19.756,8	56,4	19.813,2
3	18.201,4	59,6	18.261,0
4	16.828,3	62,7	16.891,0
5	15.226,7	64,6	15.291,4
6	17.889,1	62,7	17.951,7
7	42.385,5	51.892,8	94.278,3
8	62.757,3	53.215,3	115.972,6
9	79.195,7	55.918,5	135.114,2
10	90.481,2	57.291,9	147.773,1
11	97.081,9	60.007,0	157.088,9
12	98.918,0	62.041,5	160.959,5
13	98.482,7	63.399,1	161.881,7
14	95.856,7	63.403,8	159.260,4
15	92.122,7	63.403,8	155.526,5
16	87.654,4	62.723,2	150.377,6
17	82.749,7	61.365,7	144.115,4
18	76.425,1	58.656,7	135.081,8
19	66.183,7	57.965,0	124.148,7
20	58.160,3	56.601,1	114.761,4
21	52.589,5	54.562,6	107.152,0
22	47.225,7	54.544,6	101.770,3
23	27.273,3	34,6	27.307,9
24	23.928,7	44,9	23.973,6

APÊNDICE III – TEMPERATURAS SOL-AR X TEMPERATURA DE CONFORTO.

