



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO PARA O BLOCO C –
CAMPUS UFRJ MACAÉ**

Lucas Nogueira Sander

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação submetido ao Corpo Docente da Engenharia do Campus Macaé da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Engenheiro Mecânico

Orientador: Diego Cunha Malagueta

Macaé, agosto de 2017

DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO PARA O BLOCO C –
CAMPUS UFRJ MACAÉ

Lucas Nogueira Sander

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO
DOCENTE DA ENGENHARIA DO CAMPUS MACAÉ DA UNIVERSIDADE FEDERAL
DO RIO DE JANEIRO, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS À OBTENÇÃO
DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO

Examinada por:



Prof. Diego Cunha Malagueta, D.Sc.



Prof. Janimayri Forastieri de Almeida Albuquerque, M.Sc.



Prof. Rafael Malheiro da Silva do Amaral Ferreira, D.Sc.

MACAÉ, RJ – BRASIL

AGOSTO DE 2017

Sander, Lucas Nogueira

Dimensionamento do Sistema de Refrigeração para o
Bloco C – Campus UFRJ Macaé / Lucas Nogueira Sander –
Macaé: UFRJ, 2017

52 p.: il.

Orientador: Diego Cunha Malagueta

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – UFRJ
– Macaé/ Engenharia Mecânica, 2017

Referências Bibliográficas: p.48-50

1. Sistema de Refrigeração 2. Conforto Térmico 3.
Carga Térmica. I. Sander, Lucas Nogueira II. Universidade
Federal do Rio de Janeiro, UFRJ-Macaé, Engenharia
Mecânica III. Título.

Resumo

O projeto visa dimensionar o sistema de refrigeração para o bloco C da Universidade Federal do Rio de Janeiro – campus Macaé. O bloco consiste em um prédio de três andares, utilizado para atividades acadêmicas, como pesquisas, estudos e aplicação de aulas por professores. A proposição é a adoção de um sistema único de refrigeração, capaz de atender maiores demandas térmicas de forma mais eficiente, além de atender normas regulamentadoras vigentes para conforto térmico.

A princípio, foi calculado a necessidade térmica para um período de um ano, e posteriormente proposto alterações no prédio para redução da demanda energética necessária, seguido da realização de novos cálculos para análise. Com estes resultados, foi possível realizar a seleção do chiller com a utilização de catálogos de fabricantes.

Da consolidação dos dados, conclui-se que o sistema adotado pela faculdade está superdimensionamento, gerando custos a mais para a instituição, e de possivelmente não o conforto térmico dos usuários.

Abstract

This project aims to size the refrigeration system for the Universidade Federal do Rio de Janeiro, Macaé, block C. This edification has three floors, and are used for academic purposes, such as researches, studies and teaching classes. The works aims to size the adoption of a single cooling system, capable of reaching higher thermal demands with efficiency according to literature, in order to attend current regulatory norms for thermal comfort.

First, the thermal need was calculated for a period of one year, and after that, changes are analyzed to reduce the energy demand, then, the thermal load calculation was redone and the results compared. With these results, it was possible to make the selection of chiller by manufacturer catalog.

From results consolidation, it is concluded that the system adopt is oversized, carrying costs for the institution, besides, possibly not effectively guaranteeing the thermal comfort for users.

Sumário

1.	Introdução	10
2.	Revisão Bibliográfica	12
2.1.	Calor.....	12
2.2.	Conforto Térmico	13
2.3.	Zona Térmica.....	14
2.4.	Definição de seções e camadas.....	15
2.5.	Resistência Térmica.....	15
2.6.	Carga Térmica.....	16
2.7.	Temperatura ‘Sol-ar’.....	16
2.8.	Sistema de Refrigeração	16
2.8.1.	Sistema de Refrigeração Chiller	17
3.	Metodologia	19
3.1.	Considerações Iniciais	19
3.1.1.	Características das Construções.....	19
3.1.2.	Configuração.....	19
3.1.3.	Condições Meteorológicas.....	20
3.1.4.	Condições Internas.....	21
3.1.5.	Horários de Operação	21
3.1.6.	Data e horário de Análise.....	21
3.2.	Carga Térmica para Unidade de Tratamento de Ar	21
3.3.	Cálculo de Carga Térmica	21
3.4.	Infiltração e Renovação	26
3.5.	Resistência Térmica e Coeficiente Global de Resistência Térmica	28
3.6.	Método Computacional.....	29
3.7.	Dados de Entrada	33
4.	Resultados	37
4.1.	Obtenção da Carga Térmica por Equacionamento	37
4.2.	Taxa de Renovação do ar.....	38
4.3.	Obtenção de Carga Térmica por Simulação	40
4.4.	Comparação dos Resultados	41
4.5.	Comparação com o sistema atual.....	41
4.5.1.	Problemas do superdimensionamento	42
4.6.	Propostas de Melhoria para redução da carga térmica	42
4.7.	Seleção de Equipamento.....	45

5.	Conclusão.....	46
5.1.	Sugestões de trabalhos futuros.....	46
6.	Referências Bibliográficas	48
7.	Anexo.....	51

Lista de Figuras

Figura 1: Absorção, Reflexão e Transmissão	13
Figura 2: Seções e Camadas	15
Figura 3: Sistema de Refrigeração Chiller	18
Figura 4: Alinhamento das fachadas	20
Figura 5: Desenho do prédio no SketchUp.....	30
Figura 6: Atribuição de superfícies – OpenStudio	31
Figura 7: Fontes internas de calor – OpenStudio	32

Lista de Tabelas

Tabela 1: Histórico da Participação dos Encargos na Receita Total das Distribuidoras	10
Tabela 2: Taxa de radiação por intervalo de tempo.....	20
Tabela 3: Fonte de calor por pessoas.....	24
Tabela 4: Potência dissipada por lâmpadas	25
Tabela 5: Vazão Eficaz Mínima de ar Exterior para ventilação.....	27
Tabela 6: Área total de paredes e janelas	34
Tabela 7: Propriedades da Parede Externa	34
Tabela 8: Carga térmica por ocupação	37
Tabela 9: Carga Térmica por Iluminação.....	37
Tabela 10: Taxa de Renovação do ar, por sala.....	38
Tabela 11: Intervalos de carga térmica.....	39
Tabela 12: Demanda térmica por andar.....	39
Tabela 13: Resultado de Carga Térmica Simulado	40
Tabela 14: Calculado x Simulado.....	41
Tabela 15: Capacidade Térmica x Demanda Térmica.....	42
Tabela 16: Alterações da proposta I.....	42
Tabela 17: Alterações da proposta II.....	43
Tabela 18: Comparativo de percentual translúcido	43
Tabela 19: Intervalos de demanda térmica pós melhoria	44
Tabela 20: Demanda térmica pós melhoria	44
Tabela 21: Seleção de Equipamento.....	45

Lista de Gráficos

Gráfico 1: Histórico de encargos	10
Gráfico 2: Efeito de armazenamento térmico na carga térmica da iluminação.....	25
Gráfico 3:Carga térmica acumulada, por mês	40
Gráfico 4: Comparativo antes e depois.....	44

1. Introdução

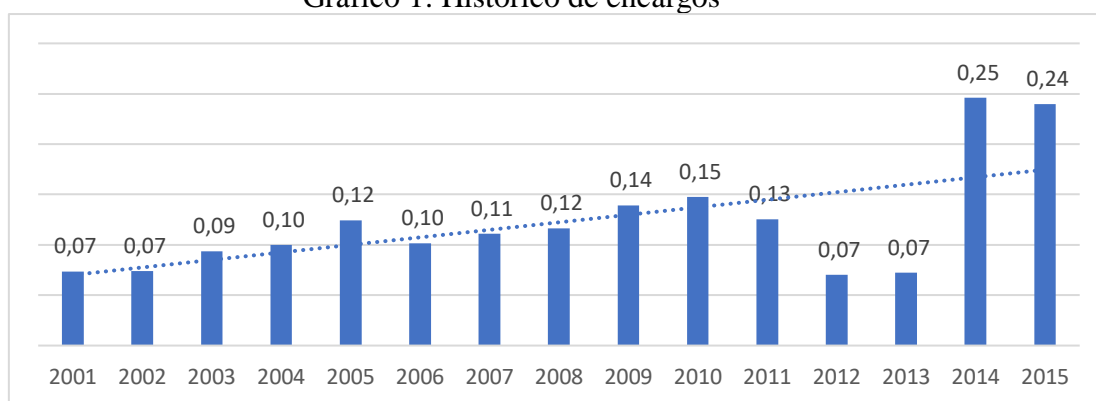
Ao longo dos anos, é possível avaliar um aumento gradativo do custo base de energia elétrica no nosso país. De acordo com a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), há o ‘Reajuste Tarifário Anual’, que é um mecanismo de atualização de valores com o objetivo de garantir receita suficiente para cobrir custos operacionais de concessionárias de energia. Os valores dos encargos seguem na Tabela 1, e ilustrado no Gráfico 1:

Tabela 1: Histórico da Participação dos Encargos na Receita Total das Distribuidoras

Encargos	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
RGR	2%	2%	2%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	0%	0%	0%	0%
COC	5%	6%	4%	5%	5%	6%	4%	4%	3%	5%	6%	3%	0%	0%	0%	0%
CFRH	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
TFSEE	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
CDE	0%	0%	2%	2%	3%	3%	3%	3%	3%	3%	3%	3%	1%	1%	20%	17%
PROINFA	0%	0%	0%	0%	0%	1%	1%	1%	2%	2%	2%	2%	3%	2%	2%	2%
P&D	0%	0%	0%	0%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%	1%
ESS	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	1%	1%	1%	2%	2%	2%	2%	2%	4%
NOS	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
Total	7%	7%	8%	9%	10%	12%	10%	11%	12%	14%	15%	13%	7%	7%	25%	24%

Fonte: Dados de Reajustes/Revisões Tarifárias – ANEEL

Gráfico 1: Histórico de encargos



Fonte: Dados de Reajustes/Revisões Tarifárias - ANEEL

Partindo dessa premissa, empresas e indústrias tem repensado em formas mais eficientes e inteligentes para utilização desse bem, a fim de reduzir gastos excessivos. Dado que, estudos indicam que a utilização de sistemas de refrigeração pode representar em torno de 30% na conta de luz em locais onde sistema de refrigeração é essencial para o funcionamento (ABRASCE, 2016).

Em parâmetros de conforto térmico, “[...]A climatização de ambientes é essencial para melhorar a produtividade do ser humano em tarefas cotidianas” (STROBEL, 2009), e de acordo com a NR-17, item 17.5.2 tópico b, para locais de trabalho onde é necessário apenas a realização

de atividades que exijam solicitação intelectual e atenção constantes (por ex: Escritórios), o índice de temperatura deve ser entre 20°C e 23°C. Ou seja, o uso de ar condicionado, ou qualquer outro sistema de refrigeração, como refrigeração a chiller, se torna indispensável em qualquer estabelecimento de fins comerciais ou acadêmicos - como shoppings, aeroportos e bibliotecas de grande porte – o que faz necessário a realização de um projeto de sistema térmico, onde deve ser feito o levantamento de carga térmica demandada para o sistema de refrigeração, garantindo o conforto térmico, qualidade do ar ambiente, e evitar custos excessivos a partir do dimensionamento correto do sistema.

- **Objetivos**

Partindo de todas as informações do *item 1*, o objetivo desse projeto é realizar o dimensionamento de sistema de refrigeração, para atender o bloco C da Cidade Universitária de Macaé, pertencente a Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ) – Campus Macaé.

Tal projeto visa o dimensionamento correto do sistema de refrigeração, que atualmente faz uso de um ar condicionado tipo split de 60.000,00 BTU/h para salas de pequeno porte e duas unidades do mesmo para salas de maior porte. Ao final do projeto, avaliaremos se a demanda energética de refrigeração condiz com o sistema atualmente instalado e se com a utilização de sistema Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (HVAC), com uso de chiller, teremos uma maior eficiência, e conseqüentemente, uma redução de custo com refrigeração no espaço condicionado. Além disso, será proposto algumas alterações no projeto atual afim de reduzir a demanda térmica, e depois dos novos cálculos, comparado os resultados.

2. Revisão Bibliográfica

2.1. Calor

Definimos calor como energia térmica em trânsito. Define-se transferência de calor “[...] como forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre eles” (ÇENGEL, 2011). Existem três formas de transferência de calor, são elas a condução, a convecção e a radiação. Todas as formas de calor irão influenciar no projeto, já que todas são fontes de calor a serem analisadas no espaço condicionado. Tais fontes de transferência de calor são brevemente explicadas do item 2.1.1 ao 2.1.3.

2.1.1. Condução

“A condução pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre partículas” (INCROPERA, 2008). Ou seja, a transferência ocorre por um meio material da molécula ao seu vizinho, e tendo como a principal característica da condução, a transferência de energia sem a simultânea transferência de matéria, o que caracteriza o calor recorrente em sólidos, como barra de aços e paredes.

2.1.2. Convecção

Atribuímos o efeito da convecção quando houver transferência de calor através de fluido em movimento. Há o interesse na transferência de calor por convecção quando ocorre contato entre um fluido em movimento e uma superfície, onde cada um estará a diferentes temperaturas (INCROPERA, 2008).

A principal propriedade para o fluxo de calor por convecção é o coeficiente convectivo (h), propriedade termodinâmica que depende da velocidade do escoamento, tamanho da camada limite, parâmetro que descreve a influência do sólido no escoamento e propriedades do fluido que escoam.

2.1.3. Radiação

Superfícies com temperatura acima de zero absoluto emitem radiação térmica (ASHRAE, 2013). Todos os objetos emitem radiação térmica, que está associado a movimentos oscilatórios de superfície. Sua transferência de energia pode ocorrer no vácuo, diferentemente da condução e convecção (INCROPERA, 2008). A energia térmica do sol, por exemplo, atinge a superfície terrestre na forma de radiação, sendo esta forma de transferência uma das mais importantes para projetos de sistemas de refrigeração.

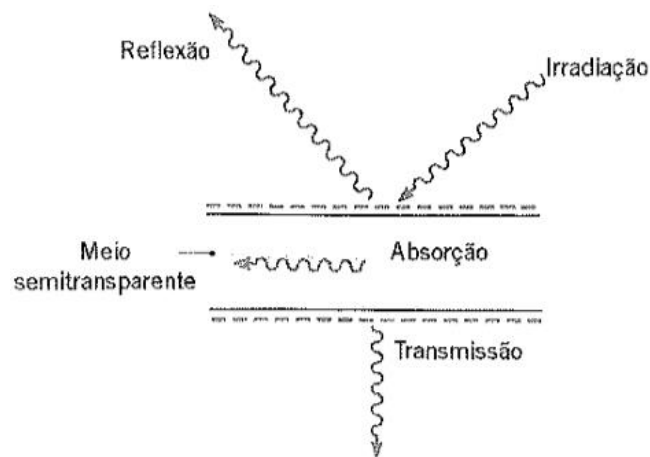
A radiação solar possui componentes diretas e difusas. Para radiação direta, o termo representa de 85% do valor de radiação total (STOECKER&JONES,1985).

Absorção, Reflexão e Transmissão em Superfícies

São propriedades que dependem do material da superfície. Elas determinam o quanto da radiação solar é absorvida, refletida e transmitida ao outro lado da superfície. (ASHRAE, 2013)

A absorptividade (α) determina a fração de radiação que é absorvida, a refletividade (π) determina a fração de radiação que é refletida, enquanto a transmissividade (τ) representa a parcela que é transmitida pela superfície. A Figura 1 esquematiza o efeito da absorptividade, refletividade e transmissividade em um meio semitransparente.

Figura 1: Absorção, Reflexão e Transmissão



Fonte: Adaptado Incropera - “Fundamentos da Transferência de Calor” (2008)

Em superfícies opacas não há transmissão, enquanto em superfícies semitransparentes, como vidro, a transmissão existe para menores comprimentos de onda.

2.2. Conforto Térmico

De acordo com a NBR 16401, existem três parâmetros ambientais que definem conforto térmico:

- Temperatura de operação
- Velocidade do ar
- Umidade relativa do ar

Além disso, o tipo de roupa utilizada, que determina a resistência térmica média à troca de calor do corpo com o ambiente, bem como a taxa metabólica de cada indivíduo influenciam diretamente no conforto térmico, ou seja, um ambiente que envolva as condições aceitáveis

para uma pessoa saudável pode não ser satisfatório para uma pessoa doente (STOECKER&JONES, 1985).

Reafirmando a análise acima, a Associação Brasileira de Normas Técnicas, define os parâmetros de qualidade do ar como:

NBR 16401-2: A sensação de conforto térmico é essencialmente subjetiva. Devido a grandes variações individuais, fisiológicas e psicológicas, não é possível determinar condições que possam proporcionar conforto para 100% das pessoas. (ABNT, 2008, p.01)

De acordo com a NBR 16401, a relação de valores para variáveis do conforto térmico listados abaixo é válida para grupos homogêneos de pessoas, estando sob atividade sedentária ou leve e utilizando roupa típica para estação do ano.

- No verão:
 - Entre 22,5°C e 25,5°C e umidade relativa de 65%
 - Entre 23,0°C e 26,0°C e umidade relativa em 35%
- No inverno:
 - Entre 21,0°C e 23,5°C e umidade relativa de 60%
 - Entre 21,5°C e 24,0°C e umidade relativa de 30%

A média inferior de temperatura no inverno é justificada pelo uso de vestimentas com maior resistência térmica, o que garante maior capacidade do corpo humano de manter a temperatura do constante e assim garantir o conforto térmico. Para o presente projeto será considerada a temperatura em torno dos 23°C, que atende tanto no inverno quanto no verão.

2.3. Zona Térmica

Segundo a NBR 16401, a zona térmica consiste no grupo de ambientes com o mesmo regime de utilização e mesmo perfil de carga térmica. Tal definição nos permite que as condições requeridas possam ser mantidas com um único dispositivo de controle, ou atendida por um único equipamento. As Zonas Térmicas serão definidas posteriormente ao cálculo de carga térmica para cada ambiente, onde os valores energéticos demandados serão analisados em mesmo gráfico e verificado se há o mesmo perfil de carga térmica.

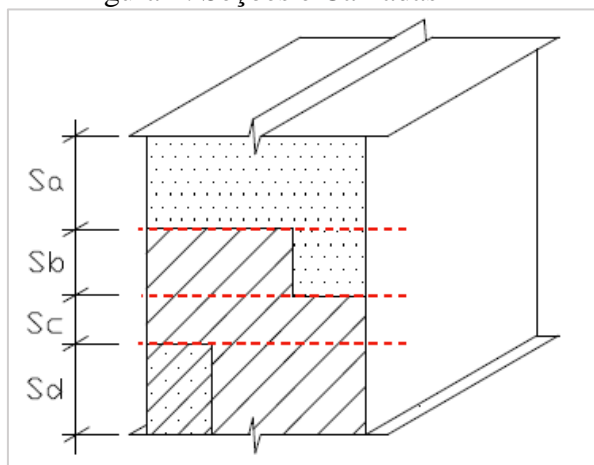
2.4. Definição de seções e camadas

Utilizando a definição da norma:

NBR 15220: Denomina-se seção à uma parte de um componente tomada em toda a sua espessura (de uma face à outra) e que contenha apenas resistências térmicas em série. Denomina-se camada à uma parte de um componente tomada paralelamente às suas faces e com espessura constante. (ABNT, 2003, p.09)

Desta forma, temos que a Figura 2 possui quatro seções diferentes (S_a , S_b , S_c e S_d). As seções S_a e S_c sendo formados por uma única camada, sendo cada uma com seção diferente, e seções S_b e S_d possuindo duas camadas.

Figura 2: Seções e Camadas



Fonte: NBR 15220 – “Desempenho Térmico de Edificações”

A NBR 15220 fornece valores tabelados do coeficiente de capacitância térmica global (U) para determinadas configurações de construções, caberá ao projetista analisar qual configuração se adequa ao estudo atual, e caso o projeto não possua valores tabelas, será feito uso do *item 2.5* para obtenção do coeficiente.

2.5. Resistência Térmica

Fazendo analogia com a eletricidade, onde a resistência elétrica está associada à diferença de tensão entre dois polos, a resistência térmica está associada à diferença de temperatura (ÇENGEL, 2011). Ou seja, é definido como o quociente entre a variação de temperatura analisada entre duas superfícies de um mesmo elemento e a taxa de calor que

transpõe essa superfície, o que representa a capacidade do material em fazer o fluxo de calor ser menor (INCROPERA, 2008). Importante ressaltar que o conceito de resistência térmica só pode ser aplicado a superfícies onde o calor funciona em regime estacionário e unidimensional (ÇENGEL, 2011). Câmaras de ar onde não há ventilação de ar e circulação de matéria, pode-se também considerar condução, de acordo com a definição do item 2.1.1.

Analogamente a condução, a resistência térmica pode ser associada também à transferência de calor por convecção, onde dependerá diretamente do coeficiente convectivo.

A associação de Resistências térmicas é inversamente proporcional ao coeficiente global de transferência de calor de um ambiente ao outro, conforme definição da NBR 15220.

2.6. Carga Térmica

Define-se como a quantidade de energia que deve ser retirada ou inserida em determinado ambiente para obter o conforto térmico aos seus usuários. O cálculo de carga térmica é o primeiro passo para o dimensionamento do sistema de refrigeração e assim evitar o subdimensionamento ou superdimensionamento do sistema de refrigeração (ASHRAE, 2013). Ou seja, é a taxa de calor que deve ser calculada para manter a temperatura e a umidade relativas aceitáveis-nos parâmetros de conforto térmico

2.7. Temperatura ‘Sol-ar’

A ASHRAE (2013) define a temperatura ‘sol-ar’ como uma temperatura fictícia, com a finalidade de determinar o fluxo inicial de calor do meio externo para a parede, ela é convenientemente utilizada pois o efeito de armazenamento térmico de superfícies pode ser significativo, então faz-se necessário uma estimativa exagerada de transferência de calor. Tal estimativa permite desconsiderar a inércia térmica dos materiais, conforme orientação do Stoecker&Jones, 1985.

A Temperatura ‘Sol-ar’ é um termo de equivalência entre a temperatura externa, o coeficiente de convecção externo, radiação solar e absorvidade da parede.

2.8. Sistema de Refrigeração

A aplicação mais comum para sistemas de refrigeração é o ar condicionado, embora outras áreas de refrigeração possam ser citadas, como refrigeração industrial de equipamentos rotativos, e de processos relacionados à conservação de alimentos, onde se faz necessário a necessidade de se controlar a temperatura.

De acordo com Stoecker&Jones:

Refrigeração e Ar Condicionado: [...] é definido como processo de condicionamento de ar objetivando o controle de sua temperatura, umidade, pureza e distribuição no sentido de proporcionar conforto. (Stoecker&Jones, 1985, p.1)

Em um país como o Brasil, onde é possível obter elevadas temperaturas aliadas a alta intensidade de incidência solar, o uso de sistemas de ar condicionado é imprescindível, pois de acordo com a NR17: “loais de trabalho onde são executadas atividades que exijam solicitação intelectual [...], o índice de temperatura efetiva entre 20°C e 23°C”.

Para elevadas demandas de carga térmica, é interessante o uso de centrais frigoríficas, como o uso de chiller industriais (detalhes no *item 2.8.1*), capazes de atender até 5000 Toneladas de Refrigeração (STOECKER&JONES,1985), que representa até 60.000.000,00 BTU/h. Importante ressaltar que caso a variação de carga térmica para cada zona térmica seja muito variado, pode-se optar por subdividir o sistema em diversos aparelhos de refrigeração, conforme dito no *item 3.2*.

2.8.1. Sistema de Refrigeração Chiller

Indicado para refrescar o ar, produtos e equipamentos, o sistema de refrigeração Chiller auxilia na climatização e controle da temperatura e da umidade relativa em ambientes de grandes dimensões, além de circular, filtrar e renovar o ar (MECALOR, 2015). Funciona por meio do resfriamento da água. Ao ligar o ar-condicionado, um resfriador no interior da peça solta o ar quente removido de dentro do ambiente.

O Chiller é instalado especialmente em locais que possuem grande circulação de pessoas (ABRASCE, 2012) ou com equipamentos que necessitam de refrigeração adequada. Em hospitais, aeroportos e estações de metrô, por exemplo, o sistema é ideal, assim como em diferentes tipos de indústrias, dentre elas petroquímicas, farmacêuticas e alimentícias, e nos segmentos de mineração e telecomunicação.

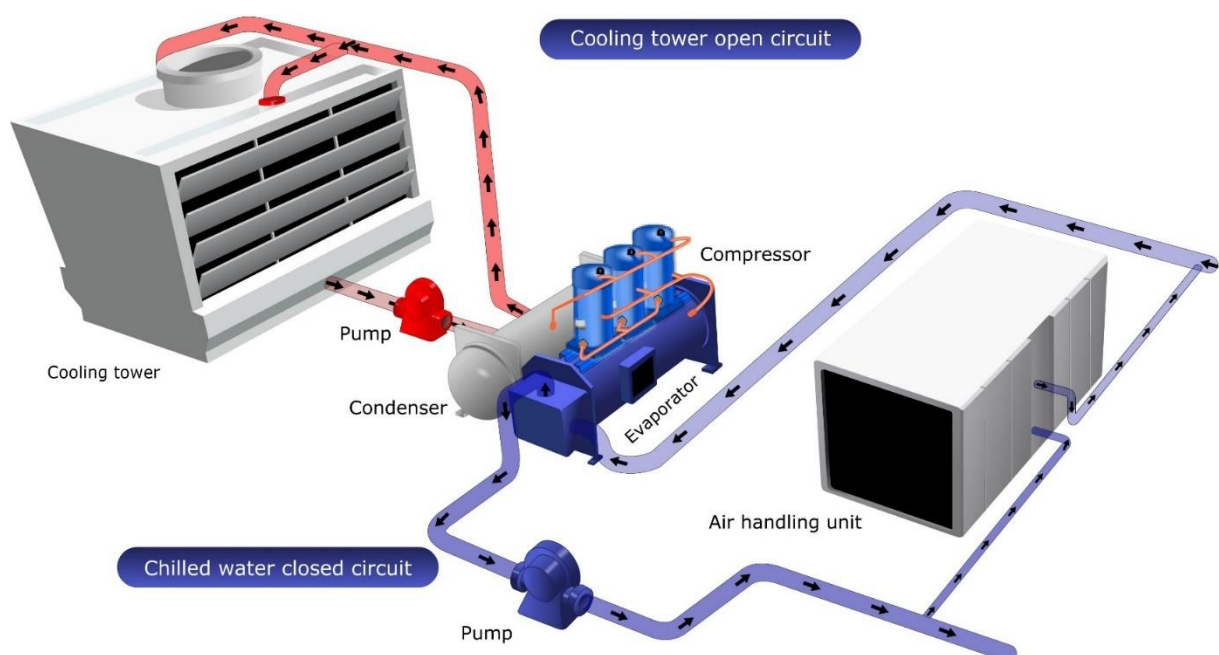
O funcionamento parte através do compressor, quando a pressão no seu lado superior e a sucção no inferior fazem com que o líquido refrigerante flua do receptor para a válvula de expansão. Esta válvula introduz o refrigerante no evaporador – como gás – onde troca calor

com a água que passa pela serpentina. O refrigerante sai do evaporador e entra no compressor como um gás frio a baixa pressão e sai como um gás aquecido a alta pressão, passando, em seguida, pelo condensador, onde é resfriado pela água de condensação até se condensar, retornando ao receptor como líquido. No fim do processo, a água de condensação é bombeada para a torre de resfriamento (WANG, 2001). A esquematização do chiller, juntamente com a torre de refrigeração se encontra na Figura 3.

Os chillers têm a potência medida em toneladas de refrigeração (TR), com os mais usuais variando de 5 a 5.000TR e sendo capazes de trabalhar com uma grande variação de temperatura, podendo até ser negativa quando utilizados aditivos. Uma das grandes vantagens dos chillers é que, apesar de funcionar à eletricidade, o seu consumo é extremamente baixo; gerando um ótimo custo-benefício. Além disso, os aparelhos são eficientes e possuem grande durabilidade (TECNOGERA, 2014)

Empresas de refrigeração como Carrier, Trane, Hitachi, Komeco, York e Daikin constituem as principais marcas que oferecem diversos modelos de chiller. Os produtos contam com uma alta tecnologia, proporcionando desempenho e segurança do ponto de vista econômico e ecológico. Os preços estão frequentemente entre R\$ 3.000,00 e R\$ 400.000,00, fora a instalação, de acordo com os modelos disponíveis no mercado. (TECNOGERA, 2014).

Figura 3: Sistema de Refrigeração Chiller



Fonte: Tecnogera, 2014

3. Metodologia

Para dimensionamento do sistema de refrigeração, o primeiro passo é realizar o cálculo de carga térmica para cada sala de aula. Para essa etapa, é considerado o princípio da superposição, ou seja, a carga térmica total é o somatório de todos os fatores que geram calor conforme definição do *item 3.3*.

3.1. Considerações Iniciais

Para calcularmos a carga térmica para cada zona térmica definida, se faz necessário informações detalhadas referentes ao design da estrutura, por exemplo quantidade de janelas, volume útil da sala, além de informações meteorológicas da região. De acordo com a Associação Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado (ASHRAE) e o Comitê Brasileiro de Refrigeração (ABNT/CB-55), os parâmetros essenciais para cálculo de carga térmica são os seguintes:

3.1.1. Características das Construções

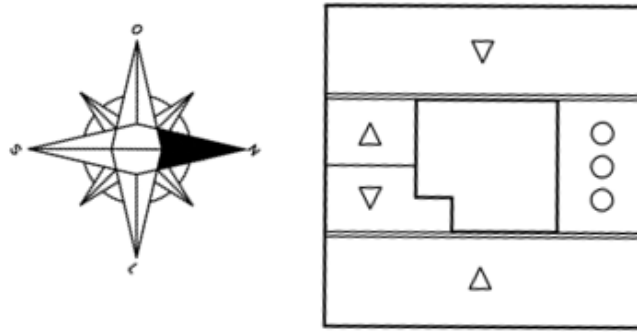
Obter características da construção. Materiais utilizados na construção, tamanho de paredes, massa por metro quadrado, camadas utilizadas em paredes e forros, por consequente sua capacidade térmica. Considerar os vãos externos translúcidos (como janelas), suas propriedades óticas de absorção de calor, coeficiente de transmissão de calor e proteção térmica. Importante que só se constituirá carga térmica caso a temperatura da superfície se eleve acima da temperatura do ar.

3.1.2. Configuração

Determinar a localização da estrutura, orientação da fachada externa e sombreamento causado por construções adjacentes. Para este último caso, deve ser analisado com cuidado para não haver superdimensionamento da carga térmica. Além disso, pode haver casos atípicos de radiação solar refletida do solo, como água adjacente, ou outras construções que possam vir a gerar radiação refletida. Tal radiação solar também não deve ser negligenciada.

Para este projeto, considera-se as fachadas do prédio alinhados com a linha Leste-Oeste e a linha de passagem de sol perfeitamente alinhado com fachada Leste-Oeste durante todo o período do ano, de acordo com a Figura 4:

Figura 4: Alinhamento das fachadas



Fonte: Autorial Própria

Quanto a orientação da fachada e fator de incidência solar, as considerações serão feitas de acordo com a Tabela 2:

Tabela 2: Taxa de radiação por intervalo de tempo

	Intervalo de Tempo	
Fachada	07-12hrs	13-18hrs
Leste	Direta + Difusa	Difusa
Oeste	Difusa	Difusa
Norte	Difusa	Difusa
Sul	Difusa	Direta + Difusa

Fonte: Autorial Própria

De acordo com a definição do *item 2.1.3*, considera-se 85% para radiação direta, enquanto para a difusa, faz-se uso do restante da radiação, ou seja, 15% do valor total.

3.1.3. Condições Meteorológicas

Obter as condições climáticas externas à estrutura. É essencial realizar o levantamento de tais condições para cada hora durante um intervalo de um ano, afim de obter a variação e a carga térmica para cada época do ano, em todas as condições possíveis (ASHRAE, 2013)

Os dados meteorológicos de temperatura ambiente e taxa de radiação foram obtidos da estação Meteorológica Macaé-A608, disponíveis pelo Instituto Nacional de Meteorologia (INMET). Os dados são disponíveis em intervalos de tempo de uma hora, o que permite realização dos cálculos de hora em hora. Os dados foram analisados em um intervalo de um ano, do período de 02/05/2016 à 01/05/2017.

Os efeitos de vento também foram desconsiderados, o que manterá o valor de h_e (*item 2.1.2*) constante durante todo o cálculo, o valor utilizado será:

$$h_e = 25 \frac{W}{m^2 K}$$

3.1.4. Condições Internas

Parâmetros de temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, a taxa de ventilação e renovação do ar. Para este último, podemos considerar como infiltração, que é o fluxo de ar externo para dentro através de frestas e outras aberturas, é provocada pelo efeito de ventos e de diferença de pressão, que quando não mantida sob controle, pode gerar taxa adicional de ar exterior, por isso é recomendado manter ambientes condicionados levemente pressurizados, afim de minimizar tais efeitos (ASHRAE, 2013).

3.1.5. Horários de Operação

Verificar horários onde há iluminação artificial, a quantidade de ocupantes – de acordo com a NBR 16401, o número máximo estipulado de ocupantes só deve ser adotado caso ocorrer contínua por 90 minutos ou mais -, equipamentos utilizados, e processos que possam contribuir com a carga térmica do local. Tais parâmetros contribuem para determinar se o sistema de refrigeração precisará operar continuamente ou poderá ser desligado em determinados horários sem ocupação da zona térmica.

3.1.6. Data e horário de Análise

Para parâmetros de análise, deve ser selecionado as datas e horários para cálculo de carga térmica. É necessário selecionar diferentes datas de diferentes meses para determinar o pico de carga térmica. A ASHRAE orienta que os picos de condição solar indicam os picos de carga térmica do ambiente.

3.2. Carga Térmica para Unidade de Tratamento de Ar

Feito o levantamento dos parâmetros e consolidados os valores energéticos, deve ser somado a carga máxima simultânea da zona (ou conjunto de zonas) que a unidade de tratamento irá atender. Não necessariamente será a soma dos máximos das zonas, que podem não ocorrer ao mesmo tempo (NBR 16401, 2008). Em sistemas com grande variação de carga térmica em cada zona, deve-se considerar a opção de subdividir o equipamento em módulos menores, afim de não ocorrer o superdimensionamento do equipamento para locais onde há baixa demanda térmica e subdimensionamento onde a carga térmica é elevada, gerando desconforto para os usuários do recinto indevidamente condicionado.

3.3. Cálculo de Carga Térmica

A variável que mais influencia o cálculo de carga térmica para construções é a radiação solar, geralmente picos de carga térmica estão relacionados diretamente com altos níveis de radiação solar. O efeito da radiação será mais pronunciado e imediato em paredes expostas e

não opacas (e.g. janelas de vidro), e o valor médio de carga térmica será nas salas onde há maior quantidade de janelas expostas diretamente a radiação solar (ASHRAE, 2013).

Além disso, o ganho de calor oriundo de superfícies externas opacas também é derivado do elemento de radiação solar, e o gradiente térmico de temperatura poderá gerar aumento na carga térmica caso a temperatura interior esteja inferior à da parede. Nesse caso, ocorrerá o fenômeno da condução de calor, sendo o sentido para o interior do recinto a ser analisado (STOECKER&JONES, 1985).

- **Cálculo de Superfícies Opacas**

Para estimativas de valores de carga térmica por paredes e tetos, utilizamos a temperatura ‘sol-ar’, conforme definido no *item 2.7*.

Definimos, de acordo com Stoecker&Jones (1985), na equação (1):

$$t_{sol-ar} = t_e + \frac{\alpha \cdot I_t}{h_e} \quad (1)$$

Onde:

t_e : Temperatura externa, em °C;

α : absorvidade da parede ou teto;

I_t : Irradiação da superfície exterior, em W/m². Considera-se aqui a soma dos termos de radiação direta mais a radiação difusa;

h_e : Coeficiente de convecção externo, em W/m²K ou W/m²°C;

De acordo com a equação (1) **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, e sabendo que os valores de α e h_e são positivos e diferentes de zero, temos que para valores positivos de irradiação solar, a temperatura ‘sol-ar’ sempre será maior que a temperatura externa. Importante afirmar que a temperatura ‘sol-ar’ não será a temperatura da parede e nem do ar, sendo ela importante apenas para realização dos cálculos.

Para ganhos de calor por condução (STOECKER&JONES, 1985), utiliza-se a equação (2):

$$q_c = U \cdot A \cdot \left[\left(t_e + \frac{\alpha \cdot I_t}{h_e} \right) - t_i \right] \quad (2)$$

Onde:

U : Coeficiente global de transferência de calor, em W/m²K;

A : Área da parede ou teto expostos diretamente a radiação solar, em m²;

t_i : Temperatura interna, em °C;

No caso de paredes onde não há incidência de radiação solar, ainda deve ser considerado o efeito da radiação difusa, definida como a radiação que é emitida por outros objetos externos, como paredes, calçadas, automóveis, que é dado pela parte de radiação por estes absorvidos e logo refletidos para o ambiente. A configuração de radiação direta/difusa está definida no *item* 3.1.2.

- **Cálculo em Superfícies Translúcidas**

A transferência de calor resultante depende diretamente das características físicas da superfície. E os valores de carga térmica para superfícies translúcidas são as que mais afetam no resultado final de dimensionamento do equipamento. Utilizamos para superfícies translúcidas (STOECKER&JONES, 1985), a equação (3):

$$q_{st} = \left(\frac{\alpha U}{h_e} + \tau \right) \cdot I_t \cdot A \quad (3)$$

Onde:

α : absortividade do vidro;

τ : transmitância do vidro;

h_e : Coeficiente de convecção externo, em W/m²K ou W/m²°C;

I_t : Irradiação da superfície exterior, em W/m². Considera-se aqui a soma dos termos de radiação direta mais a radiação difusa;

A: Área da janela expostos diretamente a radiação solar, em m²;

Como dito no tópico de superfícies opacas, as janelas que não estão diretamente expostas a radiação solar possuem também o efeito da radiação difusa.

- **Fontes de Calor internas**

- **Pessoas**

Para ganhos de calor com pessoas, o projetista deve ter em mente qual será o estado metabólico das pessoas, no sentido de identificar qual será a taxa de calor liberada por cada indivíduo (NBR 16401, 2008). Ressalto para informação que este parâmetro de carga térmica só deve ser levado em consideração caso o tempo de permanência da pessoa no recinto seja superior a 90 minutos, tempo menor que este, não há necessidade de ser considerado nos cálculos.

A NBR 16401-1 fornece valores tabelados de calor liberado por indivíduo em diversas condições, e tais informações se encontram na Tabela 3:

Tabela 3: Fonte de calor por pessoas

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor Latente (W)
		Homem adulto	Ajustado M/F ¹		
Sentado no teatro	Teatro Matinê	115	95	65	30
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	130	115	70	45
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	140	130	75	55
Parado em pé, trabalho moderado, caminhando	Loja de varejo ou de apartamentos	160	130	75	55
Caminhando; parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70
Trabalho sedentário	Restaurante	145	160	80	80
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140
Dançando moderadamente	Salão de baile	265	250	90	160
Caminhando 4,8km/h; trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	295	295	110	185
Jogando boliche	Boliche	440	425	170	255
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315

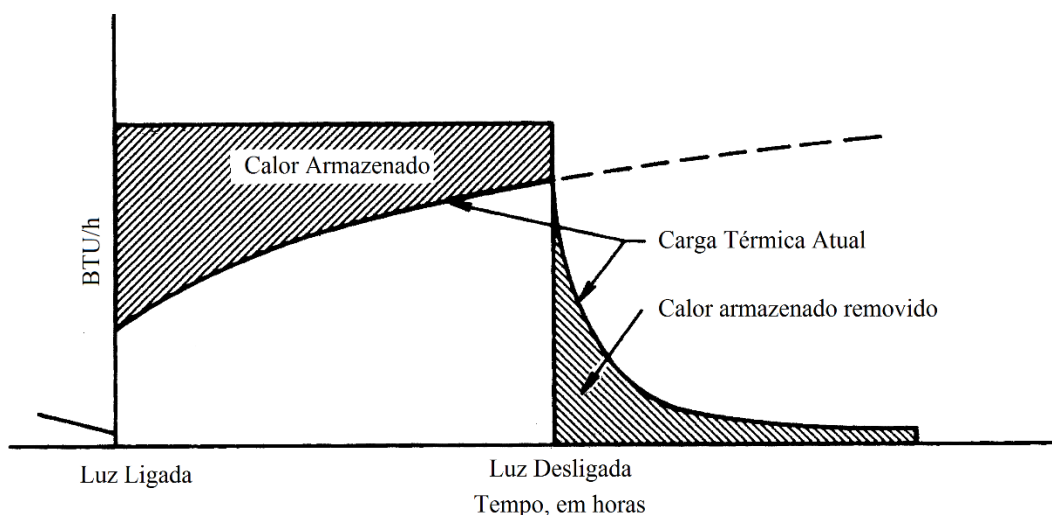
Fonte: Adaptado NBR 16401-1 “Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários. Parte 1: Projetos das instalações

- **Ganho de calor com iluminação**

Apenas parte da energia luminosa é transformada em calor de convecção, a qual é captada instantaneamente pelo aparelho de refrigeração (ASHRAE, 2013). A parte remanescente se encontra na forma de radiação, o que afeta a carga térmica do espaço após ter sido absorvida e relançada na zona térmica por paredes, tetos e móveis. Ou seja, a energia absorvida possui um atraso para contribuir na carga térmica do ambiente e parte da energia estará presente mesmo após as luzes desligadas. A ilustração do efeito de atraso térmico está no Gráfico 2.

¹ O valor de calor ajustado é baseado no postulado que o metabolismo de uma mulher adulta representa aproximadamente 85% daquele liberado por um homem.

Gráfico 2: Efeito de armazenamento térmico na carga térmica da iluminação



Fonte: Adaptado ASHRAE – “Nonresidential cooling and heating load calculations”

Ganho de calor instantâneo da iluminação

Para taxa de calor gerado por iluminação, é considerado o efeito instantâneo de calor gerado pelas lâmpadas, com os valores recomendados pela NBR 16401, adaptada da norma ASHRAE 2013. Os valores são calculados de acordo com o valor de potência dissipada na iluminação e a área da sala, de acordo com a Tabela 4, da NBR 16401:

Tabela 4: Potência dissipada por lâmpadas

Local	Tipos de Iluminação	Nível de iluminação	Potência dissipada (W/m ²)
Escritórios e bancos	Fluorescente	500	16
Lojas	Fluorescente	750	17
	Fluorescente compacta		23
	Valor Metálico		28
Residências	Fluorescente compacta	150	9
	Incandescente		30
Supermercados	Fluorescente	1000	21
	Vapor Metálico		30
Armazéns climatizados	Fluorescente	100	2
	Vapor Metálico		3
Cinemas e teatros	Fluorescente Compacta	50	6
	Vapor Metálico		4
Museus	Fluorescente	200	5
	Fluorescente compacta		11

Bibliotecas	Fluorescente	500	16
	Fluorescente compacta		28
Restaurantes	Fluorescente compacta	150	13
	Incandescente		41
Auditórios			
a) Tribuna	Fluorescente	750	30
	Fluorescente compacta		32
b) Plateia	Fluorescente	150	10
c) Sala de Espera	Vapor metálico	200	18
	Fluorescente compacta		8
Hotéis			
a) Corredores	Fluorescente compacta	100	8
b) Sala de leitura	Fluorescente	500	15
	Fluorescente compacta		22
c) Quartos	Fluorescente compacta	150	9
	Incandescente		30
d) Sala de Convenções			
- Platéia	Fluorescente	150	8
- Tablado	Fluorescente	750	30
	Fluorescente compacta		30
e) Portaria e Recepção	Fluorescente	200	8
	Fluorescente compacta		9

Fonte: Adaptação NBR 16401-1 “Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários. Parte 1: Projetos das instalações”

Além da carga do efeito da radiação e ganho instantâneo de calor, a ASHRAE recomenda que também seja considerada o ganho de calor para cavidade que se encontra na parte superior do forro do teto. Caso seja utilizado ar de retorno na parte na cavidade, tal carga deve ser considerada. Para sistemas comuns de obtenção de carga térmica, pode-se considerar apenas a fração de iluminação que vai para a zona térmica e a fração que irá para a cavidade do forro. Para este projeto, consideramos apenas a carga térmica gerada pela lâmpada para o ambiente, sem considerar parâmetros de calor para ar de retorno e uma possível condução do forro para o espaço em questão.

3.4. Infiltração e Renovação

Um dos principais parâmetros de conforto térmico é a taxa de renovação do ar ambiente. Este proporciona a dissipação de calor acumulada no ambiente, diminui a concentração de gases gerados na expiração do ser humano, que podem gerar efeitos como dor de cabeça e sonolência

são sintomas típicos de quem passa muito tempo em um ambiente climatizado sem renovação de ar. Essa renovação pode ser feita por equipamentos mecânicos, como filtros de ar e fan-coils, ou métodos naturais, como a simples abertura de janelas paralelas para recirculação do ar. Para o cálculo da vazão eficaz necessária para manter os padrões de qualidade do ambiente, faz-se uso da equação (4), de acordo com a NBR 16401 parte 3:

$$V = \frac{(F_p \cdot n_p + F_s \cdot A)}{1000} \quad (4)$$

Onde:

V: Vazão eficaz do ar exterior, em m³/s;

n_p: N^o de pessoas no recinto

F_p: Vazão por pessoa, em L/s.pessoa;

F_s: Vazão por área útil ocupada; em L/s.m²;

A: Área útil ocupada pelas pessoas, em m²;

Os valores de F_p e F_s são expressos na Tabela 5, de acordo com a Associação Brasileira de Normas Técnicas:

Tabela 5: Vazão Eficaz Mínima de ar Exterior para ventilação

Local	Pessoas/100m²	F_p (l/s.pessoas)	F_s (l/s.m²)
Supermercado de alto padrão	8	4,8	0,4
Supermercado de médio padrão	10	4,8	0,4
Supermercado popular	12	4,8	0,4
Centros comerciais	40	4,8	0,4
Lojas	15	4,8	0,8
Salão de beleza	25	12,5	0,8
Pet shops	10	4,8	1,1
Lavanderias	20	4,8	0,4
Hall de edifícios, recepção	10	3,1	0,4
Escritórios de diretoria	6	3,1	0,4
Escritórios de baixa densidade	11	3,1	0,4
Escritórios de média densidade	14	3,1	0,4
Escritórios de alta densidade	20	3,1	0,4
Sala de reunião	50	3,1	0,4
CPD	4	3,1	0,4
Call center	60	4,8	0,8
Bancos, área pública	41	4,8	0,4
Caixa forte	5	3,1	0,4
Saguão de aeroporto	15	5,3	0,4
Sala de embarque de aeroportos	100	5,3	0,4
Biblioteca	10	3,5	0,8
Museu e galeria de arte	40	5,3	0,4
Local de culto	120	3,5	0,4
Plenário de legislativo	50	3,5	0,4
Lobby de teatro, cinema e	150	3,5	0,4

auditório			
Platéia de teatro, cinema e auditório	150	3,5	0,4
Palco de teatro, cinema e auditório	70	6,3	0,4
Sala de audiências de tribunal	70	3,5	0,4
Boliche	40	6,3	0,8
Ginásio, área do público	150	4,8	0,4
Ginásio coberto	-	-	0,4
Piscina coberta	-	-	3,0
Academia aeróbica	40	12,5	0,4
Academia aparelhos	10	6,3	0,8
Sala de aula	35	6,3	0,8
Laboratório de informática	25	6,3	0,8
Laboratório de ciências	25	6,3	1,1
Apartamento de hóspedes	-	6,9	-
Banheiro privativo de hotéis	-	2,5	-
Sala de estar e lobby de hotéis	30	4,8	0,4
Sala de convenções	120	3,1	0,4
Dormitório coletivo	20	3,1	0,4
Salão de refeições de restaurante	70	4,8	1,1
Salão de coquetéis de bares	100	4,8	1,1
Cafeteria, lanchonete e refeitórios	100	4,8	1,1
Salão de jogos	120	4,8	1,1
Discoteca e danceterias	100	12,5	0,4
Jogos eletrônicos	20	4,8	1,1

Fonte: Adaptado NBR 16401-3 “Instalações de ar-condicionado – Sistemas Centrais e Unitários. Parte 3: Qualidade do ar anterior”

Apesar de ser necessária para sustentar a qualidade do ar, o ar externo gera carga térmica, e não pode ser negligenciada caso a renovação do ar seja realizada de forma natural, como abertura de janelas e/ou portas. Seu valor pode ser calculado pela equação (5):

$$q_{ren} = \rho_{ar} \cdot c_{p,ar} \cdot V \cdot (t_e - t_i) \quad (5)$$

Onde:

ρ_{ar} : massa específica do ar, 1,2 kg/m³;

$c_{p,ar}$: Calor específico do ar, 1009 J/kg.K;

3.5. Resistência Térmica e Coeficiente Global de Resistência Térmica

A NBR 15220 recomenda que o valor de resistência térmica de camada homogêneas deve ser feita através de ensaios normalizados. Dado a restrições que não permitem a realização

de tais ensaios, utilizaremos o parâmetro da ISO 6946, que recomenda que a resistência térmica da camada homogênea seja calculada pela equação (6):

$$R = \frac{e}{k} \quad (6)$$

Onde:

e=espessura da camada, em m;

K= condutividade térmica, W/m.K;

Onde os valores de condutividade térmica são obtidos através da NBR 15220.

O Coeficiente global de Resistência térmica leva em consideração o somatório da resistência térmica de todas as camadas e seções, conforme definidos no *item 2.4*. E podem ser calculados pela equação (7) (INCROPERA, 2008):

$$U = \frac{1}{R_t} \quad (7)$$

Onde:

R_t: Soma das resistências da camada, em m²K/W;

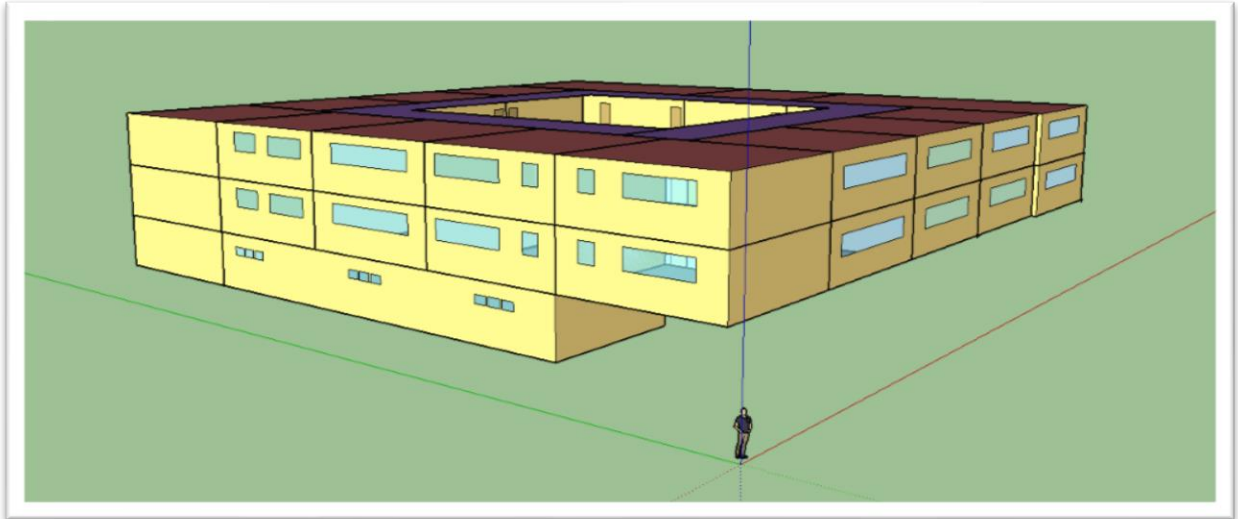
A NBR 15220 já possui valores tabelados para diversos tipos de materiais e combinações de estruturas, mas caso seja esteja disponível, deverá ser calculado conforme equação (7).

3.6. Método Computacional

Paralelamente a utilização dos métodos definidos no *item 3.3*, é feito a utilização do software SketchUp 2016, software para criação de modelos 3D, onde o desenho do bloco C será feito de forma simplificada. Além dele, faremos uso do plugin do OpenStudio (ver 2.1.0), desenvolvido pelo Laboratório Nacional de Energia Renováveis, pertencente ao Departamento de Energia dos Estados Unidos, onde será definido todas as condições de contorno para realização dos cálculos, e finalmente, utilizamos o EnergyPlus (ver 8.7) para realização dos cálculos e visualização dos resultados.

Para criação do modelo 3D do edifício foi necessário realizar o levantamento da quantidade de salas, suas respectivas áreas de janela e parede, além da altura de cada andar. O modelo no software desenhado se encontra na Figura 5:

Figura 5: Desenho do prédio no SketchUp



Fonte: Autoria Própria

Lembrando que o modelo criado não foi feito com todos os mesmos detalhes que o local real, como desenho de pilastras e escadas, dado que a finalidade do desenho é simular as zonas térmicas e comparar com o resultado a partir do equacionamento definido no *item 3*.

Para o bom funcionamento do software e obtenção de valores de carga térmica para atendimento do campus, deve-se definir:

- Zonas térmicas
- Dados meteorológicos do local: Temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, umidade específica e relativa, pressão barométrica, velocidade e direção do vento e radiação solar. Todos os dados estão cadastrados no banco de dados do EnergyPlus.
- Propriedades térmicas dos materiais de forro, parede internas e externas, janelas, portas e vãos de ar.
- Taxas de ocupação de todas as zonas térmica
- Potência dissipada das lâmpadas
- Temperatura desejada no recinto interno

Posteriormente, é atribuído cada input a todas as superfícies e ambiente (conforme Figura 6), além das taxas de ocupação e todas as fontes internas de calor (conforme Figura 7)

Figura 6: Atribuição de superfícies – OpenStudio

Space Name	All	Surface Name	Surface Type	Construction	Outside Boundary Condition	Outside Boundary Condition Object	Sun Exposure	Wind Exposure
	<input type="checkbox"/>		Apply to Selected	Apply to Selected	Apply to Selected		Apply to Selected	Apply to Selected
	<input type="checkbox"/>	Surface 208	Floor	Chão Interno	Ground		NoSun	NoWind
	<input type="checkbox"/>	Surface 213	RooftCeiling	Fornho Teito	Outdoors		SunExposed	WindExposed
	<input type="checkbox"/>	Surface 211	Wall	Paredes Externas	Outdoors		SunExposed	WindExposed
	<input type="checkbox"/>	Surface 209	Wall	Paredes Externas	Outdoors		SunExposed	WindExposed
	<input type="checkbox"/>	Surface 212	Wall	Paredes Externas	Surface	Surface 203	NoSun	NoWind
	<input type="checkbox"/>	Surface 210	Wall	Paredes Externas	Outdoors		SunExposed	WindExposed
Auditorio	<input type="checkbox"/>							
	<input type="checkbox"/>	Surface 201	Wall	Paredes Externas	Outdoors		SunExposed	WindExposed
	<input type="checkbox"/>	Surface 202	Wall	Paredes Externas	Outdoors		SunExposed	WindExposed
	<input type="checkbox"/>	Surface 203	Wall	Paredes Externas	Surface	Surface 212	NoSun	NoWind
	<input type="checkbox"/>	Surface 200	Floor	Chão Interno	Ground		NoSun	NoWind
	<input type="checkbox"/>	Surface 204	Wall	Paredes Externas	Outdoors		SunExposed	WindExposed
	<input type="checkbox"/>	Surface 205	Wall	Paredes Externas	Outdoors		SunExposed	WindExposed
	<input type="checkbox"/>	Surface 206	Wall	Paredes Externas	Surface	Surface 196	NoSun	NoWind
	<input type="checkbox"/>	Surface 207	RooftCeiling	Fornho Teito	Outdoors		SunExposed	WindExposed
Coordenação	<input type="checkbox"/>							

Fonte: OpenStudio ver2.1.0

Figura 7: Fontes internas de calor – OpenStudio

Space Name	All	Load Name	Multiplier	Definition	Schedule	Activity Schedule (People Only)
	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/> People 2 <input type="checkbox"/> 1:1-2009 - SecSchl - Auditorium - CZ1:3 Lights <input type="checkbox"/> SecSchl - Auditorium - CZ1:3 Electric Equipment <input type="checkbox"/> 009 - SecSchl - Auditorium - CZ1:3 Infiltration	<input type="text" value="Apply to Selected"/> <input type="text" value="1.000000"/> <input type="text" value="1.000000"/> <input type="text" value="1.000000"/>	<input type="text" value="009 - SecSchl - Auditorium - CZ1:3 People Definition"/> <input type="text" value="2009 - SecSchl - Auditorium - CZ1:3 Lights Definition"/> <input type="text" value="Ht - Auditorium - CZ1:3 Electric Equipment Definition"/>	<input type="text" value="Apply to Selected"/> Secondary/School Auditorium Secondary/School Bldg Light Secondary/School Bldg Equip Secondary/School Infil	<input type="text" value="Apply to Selected"/> Secondary/School Activity
	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/> 189.1-2009 - SecSchl - Office - CZ1:3 People <input type="checkbox"/> 189.1-2009 - SecSchl - Office - CZ1:3 Lights <input type="checkbox"/> 3 - SecSchl - Office - CZ1:3 Electric Equipment <input type="checkbox"/> 1:2009 - SecSchl - Office - CZ1:3 Infiltration	<input type="text" value="Apply to Selected"/> <input type="text" value="1.000000"/> <input type="text" value="1.000000"/> <input type="text" value="1.000000"/>	<input type="text" value="3.1-2009 - SecSchl - Office - CZ1:3 People Definition"/> <input type="text" value="9.1-2009 - SecSchl - Office - CZ1:3 Lights Definition"/> <input type="text" value="SecSchl - Office - CZ1:3 Electric Equipment Definition"/>	<input type="text" value="Apply to Selected"/> Secondary/School Office Occ Secondary/School Bldg Light Secondary/School Bldg Equip Secondary/School Infil	<input type="text" value="Apply to Selected"/> Secondary/School Activity
Coordenação	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/> 189.1-2009 - SecSchl - Office - CZ1:3 People <input type="checkbox"/> 189.1-2009 - SecSchl - Office - CZ1:3 Lights <input type="checkbox"/> 3 - SecSchl - Office - CZ1:3 Electric Equipment <input type="checkbox"/> 1:2009 - SecSchl - Office - CZ1:3 Infiltration	<input type="text" value="Apply to Selected"/> <input type="text" value="1.000000"/> <input type="text" value="1.000000"/> <input type="text" value="1.000000"/>	<input type="text" value="3.1-2009 - SecSchl - Office - CZ1:3 People Definition"/> <input type="text" value="9.1-2009 - SecSchl - Office - CZ1:3 Lights Definition"/> <input type="text" value="SecSchl - Office - CZ1:3 Electric Equipment Definition"/>	<input type="text" value="Apply to Selected"/> Secondary/School Office Occ Secondary/School Bldg Light Secondary/School Bldg Equip Secondary/School Infil	<input type="text" value="Apply to Selected"/> Secondary/School Activity

Fonte: OpenStudio ver2.1.0

É possível configurar a simulação para definir qual será a acuracidade da simulação, através da quantidade de cálculos que serão realizados por hora, e o intervalo de tempo que o software irá calcular a demanda térmica do local. Além disso, deve-se configurar quais serão os dados de saída que são desejados obter. São estes:

- Carga térmica acumulada por mês;
- Dia e hora de pico de demanda térmica;
- Demanda de energia elétrica para atendimento do sistema de refrigeração;
- Demanda de energia elétrica total;
- Temperatura das paredes em qualquer horário

Os resultados obtidos são expressos em gráficos e tabelas, e apresentados no *item 4*.

Nos resultados, será feita a comparação entre os valores calculados por equacionamento e os do software. Caso seja observada divergências, na conclusão serão analisados os fatores ou considerações de cálculo que geraram tal variação.

3.7. Dados de Entrada

A partir da metodologia dos cálculos definidos no *item 3*, nesta parte serão consolidados todos os dados de entrada necessários para obtenção dos resultados no *item 4*.

- **Temperatura Interna**

Para parâmetros de cálculo, a premissa de temperatura interna será de $T_{int} = 23^{\circ}\text{C}$. Temperatura que atende parâmetros de conforto térmico tanto no verão quanto no inverno, conforme definido no *item 2.2*.

- **Características da Construção**

Considerando as propriedades no *item 3.1.1*, os valores de área para cada janela e parede foi consolidado na Tabela 6, além de terem sido divididos em área exposta e área não exposta a radiação direta. Todas as unidades em m^2 .

Tabela 6: Área total de paredes e janelas

Sala	Parede		Janela		Área total da sala
	Exposta	Ñ Exposta	Exposta	Ñ Exposta	
301	-	19,62	-	5,40	61,75
302	-	19,47	-	5,40	61,75
303	-	19,08	-	6,30	62,90
304	21,54	24,27	4,50	-	69,89
305	18,74	23,64	4,90	-	63,43
306	18,87	24,27	5,40	-	65,23
307	19,47	23,97	4,50	-	64,34
308	26,34	18,65	-	4,00	70,58
309	-	32,94	-	5,80	61,10
310	-	33,30	-	5,80	61,72
311	39,16	24,48	10,70	-	134,80
312	19,79	24,69	4,90	-	66,94
313	45,71	19,08	4,90	5,40	137,02
Auditório	64,28	36,52	2,81	30,85	193,00

Fonte: Autoria Própria

Lembrando que estas áreas serão duplicadas para o segundo andar todo (com exceção do auditório, presente no 1º andar).

Os valores de carga térmica não serão expostos neste projeto, já que o resultado possui mais de oito mil linhas de informação, sendo inviável a exposição dos dados. Ao final da definição das propriedades térmicas e todas as considerações feitas, o resultado será dividido em quantidade de horas entre determinado intervalo de carga térmica para facilidade na visualização dos resultados.

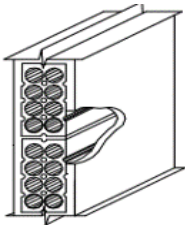
- **Propriedades de Superfícies Opacas**

Será considerado as seguintes propriedades térmicas para todas as paredes externas e internas, de acordo com a NBR 15220 e Tabela 7:

$\alpha = 0,26$ (*Azulejo de porcelana*)

$$U = 2,24 \frac{W}{m^2K}$$

Tabela 7: Propriedades da Parede Externa

Parede	Descrição	U (W/m²k)
	Parede de tijolo de 8 furos circulares, assentados na menos dimensão. Dimensões do tijolo: 10,0x20,0x20,0 cm. Espessura da argamassa de assentamento: 1,0cm. Espessura da argamassa de emboço: 2,5 cm. Espessura total da parede: 15,0 cm	2,24

Fonte: Adaptado NBR 15220: “Propriedades Térmicas de Edificações”

Para a forro do teto, elemento de carga térmica presente apenas no 3º andar do prédio, e por não haver valor definido de U, devemos realizar os cálculos fazendo uso das equações (6) e (7). Para isso, o layout da laje será considerado como uma camada externa de concreto aparente, seguido de uma camada de ar e finalmente uma camada fina de gesso até chegar ao recinto. Com isso, temos:

$$R_t = \frac{e_{concreto}}{k_{concreto}} + R_{ar} + \frac{e_{gesso}}{k_{gesso}}$$

De acordo com a NBR 15220:

$$k_{concreto} = 1,75 \frac{W}{mK}$$

$$k_{gesso} = 0,15 \frac{W}{mK}$$

$$R_{ar} = 0,21 \frac{W}{mK}$$

Com isso:

$$R_t = \frac{0,3}{1,75} + 0,21 + \frac{0,005}{0,15} = 0,4147 K \cdot \frac{m^2}{W}$$

Fazendo considerações com a convecção do ar externa e interna, com valores tabelados da NBR 15220:

$$R_T = R_{si} + R_t + R_{se} = 0,17 + 0,4147 + 0,04 = 0,6247 \frac{K \cdot m^2}{W}$$

Utilizando a equação (7):

$$U_{forro} = \frac{1}{0,6247} = 1,6 \frac{W}{m^2K}$$

Além do Coeficiente Global de Resistência térmica, temos:

$$\alpha = 0,80 \text{ (Concreto Aparente)}$$

- **Superfícies Translúcidas**

Será considerado as seguintes propriedades térmicas para as janelas, referentes a vidro transparente comum:

$$\tau = 0,85$$

$$\alpha = 0,07$$

$$U = 5,79 \frac{W}{m^2K}$$

- **Pessoas e Taxa de Ocupação**

Fazendo uso da Tabela 3, na consideração de trabalho leve e sentado, aplicável a escritórios e salas de aula, temos:

$$W_{pessoa} = 115 \frac{W}{pessoa}$$

Considerando as taxas de ocupação de 30 pessoas por aula nas salas padrões, 50 pessoas por aula duas salas maiores (311, 313, 211 e 213), ambas as salas com funcionamento entre 08hrs às 12hrs e de 13hrs às 22hrs. No auditório, 120 pessoas, este apenas com ocupação as sextas feiras no intervalo de 14hrs às 18hrs simulando sua utilização apenas para eventos do polo universitário para grande quantidade de pessoas.

- **Iluminação**

Baseando-se na Tabela 4, considerando como lâmpada fluorescente, aplicável a escritórios, temos:

$$P_{dissipada} = 16 \frac{W}{m^2}$$

- **Taxa de Renovação de Ar**

Fazendo uso da Tabela 5, na condição Sala de Aula, temos:

$$F_p = 6,3 \frac{L}{s.pessoa}$$

$$F_s = 0,8 \frac{L}{s.m^2}$$

4. Resultados

4.1. Obtenção da Carga Térmica por Equacionamento

- Fontes de Calor Interno

Pessoas

Fazendo uso das condições consideradas da Tabela 3, com $W_{pessoa} = 115 \frac{W}{pessoa}$,

montamos a Tabela 8 com a carga térmica devido a ocupação:

Tabela 8: Carga térmica por ocupação

	Salas Comuns	311, 313, 211 e 213	Auditório
Nº Pessoas	30	50	120
Carga Térmica (W)	3.450,00	5.750,00	13.800,00

Fonte: Autoria Própria

Iluminação

Baseado nas considerações do item 3.3, com valor de $P_{dissipada} = 16 \frac{W}{m^2}$, montamos a

Tabela 9 para carga térmica devido a iluminação das salas de aula e auditório:

Tabela 9: Carga Térmica por Iluminação

Sala	Área (m ²)	Carga Térmica por Iluminação (W)
301	61,75	988,00
302	61,75	988,00
303	62,90	1.006,40
304	69,89	1.118,24
305	63,43	1.014,88
306	65,23	1.043,68
307	64,34	1.029,44
308	70,58	1.129,28
309	61,10	977,60
310	61,72	987,52
311	134,80	2.156,80
312	66,94	1.071,04
313	137,02	2.192,32
Auditória	193,00	3.088,00

Fonte: Autoria Própria

4.2. Taxa de Renovação do ar

Utilizando a equação (4), montamos a Tabela 10 para a taxa de renovação de ar necessária:

Tabela 10: Taxa de Renovação do ar, por sala

Sala	n° Pessoas	Área (m ²)	Taxa de Renovação do Ar (m ³ /s)
301	30	61,75	0,24
302	30	61,75	0,24
303	30	62,90	0,24
304	30	69,89	0,24
305	30	63,43	0,24
306	30	65,23	0,24
307	30	64,34	0,24
308	30	70,58	0,25
309	30	61,10	0,24
310	30	61,72	0,24
311	50	134,80	0,42
312	30	66,94	0,24
313	50	137,02	0,42
Auditório	120	193,00	0,91

Fonte: Autoria Própria

Como estamos considerando efeitos de troca de ar por equipamentos mecânicos, como uso de fancoil com filtros de ar, o uso da taxa de renovação de ar como carga térmica não é aplicável a esse caso, ou seja, a equação (5) não será aplicável a este projeto.

Consolidação dos Resultados

Com os resultados e parâmetros obtidos no *item 4.1*, é feita o somatório de todos os valores, de hora a hora, e com isso foi obtido o valor de carga térmica para todas as salas de aula de cada andar mais auditório, em um intervalo de um ano. Com isso, criou-se a Tabela 11 para consolidação dos resultados, a além disso, no anexo I há o gráfico do perfil de carga térmica para o 2° e o 3° andar.

Tabela 11: Intervalos de carga térmica

Intervalo (kBTU/h)	Análise 2º Andar	Percentil	Análise 3º Andar	Percentil	Auditório	Percentil
0-50	3559	41,94%	3242	38,21%	8129	95,80%
50-100	512	6,03%	282	3,32%	356	4,20%
100-150	288	3,39%	197	2,32%	0	0,00%
150-200	387	4,56%	486	5,73%	0	0,00%
200-250	563	6,64%	755	8,90%	0	0,00%
250-300	1584	18,67%	928	10,94%	0	0,00%
300-350	1154	13,60%	785	9,25%	0	0,00%
350-400	438	5,16%	612	7,21%	0	0,00%
400-450	0	0,00%	435	5,13%	0	0,00%
450-500	0	0,00%	341	4,02%	0	0,00%
500-550	0	0,00%	272	3,21%	0	0,00%
550-600	0	0,00%	150	1,77%	0	0,00%
600-650	0	0,00%	0	0,00%	0	0,00%

Fonte: Autoria Própria

A Tabela 11 representa o somatório de horas que apresentou valor de carga térmica dentro do intervalo definido na aba “Intervalo (kBTU/h)”. Enquanto a aba “Percentil”, representa a razão da quantidade de horas no intervalo com o total de horas calculados.

Analisando a Tabela 11, juntamente com o **Anexo I**, são verificados diferentes perfis e picos de carga térmica para cada andar, demonstra que cada andar deve ser atribuído como uma zona térmica, de acordo com o *item 2.3*.

Esses valores irão ajudar no dimensionamento do sistema de refrigeração, a fim de demonstrar até qual demanda térmica será atendida, e qual o percentual de horas iremos atender no projeto.

Demanda Térmica a ser atendida

Com base na Tabela 11, construímos a Tabela 12, que auxiliará na seleção do equipamento.

Tabela 12: Demanda térmica por andar

Ambiente	Demanda Térmica selecionada	Qntd de horas atendidas
3º Andar	550.000,00 BTU/h	98,23%
2º Andar	400.000,00 BTU/h	100,00%
Auditório	100.000,00 BTU/h	100,00%

Fonte: Autoria Própria

4.3. Obtenção de Carga Térmica por Simulação

Inserido todas as informações conforme *item 3.6* e utilizando as mesmas propriedades do *item 4.1*, inserimos os resultados do software na Tabela 13:

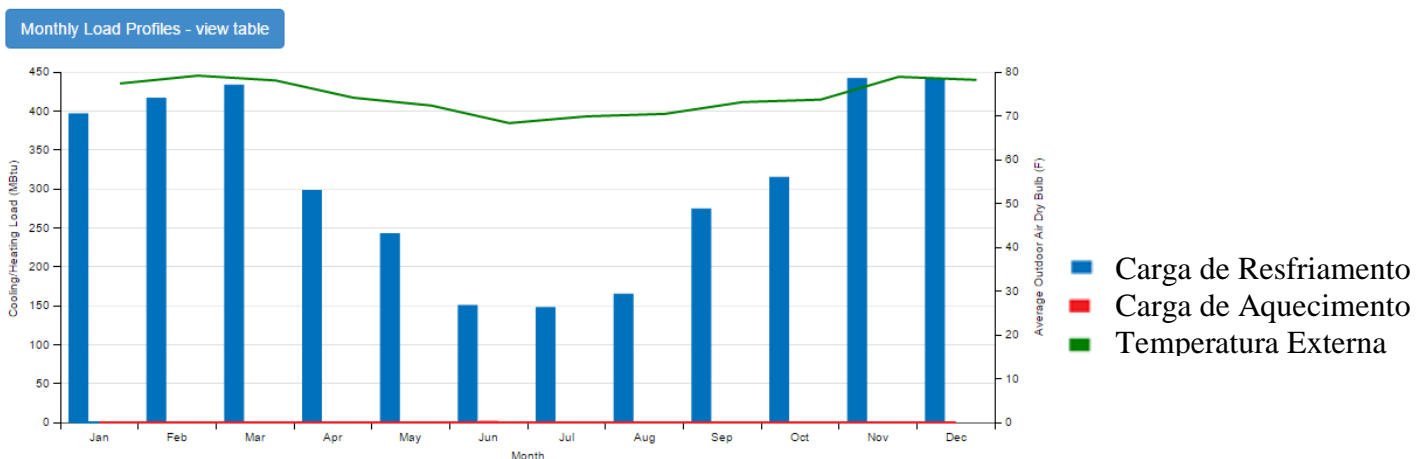
Tabela 13: Resultado de Carga Térmica Simulado

Definição	3° Andar	2° Andar	Auditório
Horário de Pico de Carga Térmica	2/21 16:50:00	2/21 15:30:00	2/21 16:10:00
TBS (°C)	36,15	37,03	36,63
TBU (°C)	25,12	25,34	25,24
Umidade Específica [kgÁgua/kgAr]	0,01558	0,01558	0,01558
TBS (°C) ambiente interno	23,11	23,10	23,10
Umidade Relativa do Ambiente [%]	56,18	57,94	57,84
Umidade Específica do Ambiente [kgÁgua/kgAr]	0,00991	0,01022	0,01020
Pico de carga térmica sensível projetada [W]	145.858,37	109.723,88	30.720,75
Carga térmica instantânea mais atraso térmico [W]	146.598,39	110.328,70	30.984,49
Diferença [W]	-740,0	-604,8	-263,7
Em BTU/h	500.214,47	376.457,15	105.723,47

Fonte: OpenStudio 2.1.0

Enquanto a carga térmica acumulada para cada mês será de acordo com o Gráfico 3:

Gráfico 3: Carga térmica acumulada, por mês



Fonte: OpenStudio 2.1.0

4.4. Comparação dos Resultados

Utilizando as Tabela 12 e Tabela 13, consolidamos os resultados na Tabela 14:

Tabela 14: Calculado x Simulado

Zona térmica	Local	Calculado (BTU/h)	Simulado (BTU/h)	Delta	Percentil
1	3º Andar	550.000,00	500.000,00	50.000,00	10%
2	2º Andar	400.000,00	375.000,00	25.000,00	7%
3	Auditório	100.000,00	105.000,00	-5.000,00	-5%
	Total:	1.050.000,00	980.000,00	70.000,00	7%

Fonte: Autoria Própria

Analisando a tabela 14, é possível observar que os resultados se encontram dentro da mesma escala de grandeza, sendo a maior divergência no valor de no máximo 10%. A diferença provavelmente se deve a efeitos do vento, que não são considerados no cálculo manual, mantendo o valor de h_c constante, enquanto na simulação o efeito de vento é considerado, gerando alterações no coeficiente de convecção, que está inversamente proporcional ao calor que entra no recinto, conforme equações (2) e (3).

Além disso, a simulação considera efeitos da radiação direta e difusa, onde o valor da incidência solar varia de acordo com o cosseno do ângulo da radiação direta na superfície (STOECKER&JONES. 1985), ou seja, ele varia a cada segundo que o sol se desloca em relação ao prédio. Enquanto no valor calculado, considera-se apenas a condição de estar 100% com radiação direta ou 15% quando a radiação não é direta, o que pode gerar valores maiores de radiação solar para determinadas horas onde o vetor radiação não está normal a janela ou parede.

A ocorrência da maior divergência estar no terceiro andar (10%), deve-se ao fato de ser a única zona térmica onde considera-se a carga térmica do forro, e combinando com a análise do parágrafo acima, gera um desvio maior em relação as outras duas zonas térmicas

4.5. Comparação com o sistema atual

Feito o levantamento atual, verifica-se que cada sala de porte padrão possui um aparelho modelo Split com capacidade térmica de 60.000,00 BTU/h, enquanto as salas de maior porte possuem dois do mesmo modelo, e o auditório com três. Com essas informações, é possível comparar o sistema atualmente instalado com o valor calculado na Tabela 15:

Tabela 15: Capacidade Térmica x Demanda Térmica

Local	Nº de Eqpt.	Capacidade térmica Total (BTU/h)	Demanda Térmica (BTU/h)
3º Andar	15	900.000,00	550.000,00
2º Andar	15	900.000,00	400.000,00
Auditório	3	180.000,00	100.000,00
	Total:	1.980.000,00	1.050.000,00

Fonte: Aatoria Própria

Conforme Tabela 15, nota-se que apenas a capacidade térmica atual do terceiro andar pode atender parâmetros de conforto térmico de 85% de todas as zonas térmicas do projeto. Enquanto o sistema está 188,57% superdimensionado.

4.5.1. Problemas do superdimensionamento

O aparelho de maior potência naturalmente consome mais energia que o de menor potência, o que acarreta em maior consumo de energia com sistema de refrigeração, independente da demanda térmica ou da possibilidade de se ajustar a temperatura desejada. Sendo assim, atualmente ocorre um desperdício energético, e conseqüentemente um desperdício financeiro para a instituição, desde a compra do aparelho, que é mais caro que o de menor porte de refrigeração, até a utilização diária do mesmo. A única vantagem atualmente é o tempo que o sistema de refrigeração leva para atingir o conforto térmico, que é um tempo menor, já que sua potência é maior.

4.6. Propostas de Melhoria para redução da carga térmica

Nesta parte do projeto, será proposto algumas alterações de layout do prédio afim de reduzir a demanda térmica do prédio, e, portanto, reduzindo o custo com sistema de refrigeração. Será feito duas proposições, o cálculo de carga térmica será refeito e comparado com os resultados da Tabela 12.

4.6.1. Proposta I

Visando a redução de calor oriundo da laje externa para o terceiro andar, propõe-se a pintura da laje por uma tinta branca, que reduzirá a absorvidade da superfície (Tabela 16), o que, de acordo com a equação (2), reduzirá consideravelmente a temperatura 'sol-ar'. (Item 3.3).

Tabela 16: Alterações da proposta I

	Antes	Depois
Absortividade (α)	0,8	0,2

Fonte: Aatoria Própria

4.6.2. Proposta II

Apesar de não possuir tanta área útil de janela (aproximadamente 189 m², 15% da área total de parede exposta mais não exposta), o calor proveniente de superfícies translúcidas é um dos parâmetros que mais geram demanda térmica para o ambiente em dias de alta radiação solar, o que pode justificar sua viabilidade.

Para essa proposta, a alteração consiste em trocar os vidros de superfícies translúcidas de alta transmitância por um vidro metalizado reflexivo de baixa transmitância, que de acordo com a equação (3), diminuirá consideravelmente o calor oriundo de superfícies translúcidas. A comparação do valor da transmitância e absortividade antes e depois segue na Tabela 17:

Tabela 17: Alterações da proposta II

	Antes	Depois
Transmitância (τ)	0,85	0,17
Absortividade (α)	0,07	0,76

Fonte: Autoria Própria

Com isso, o termo $\frac{\alpha U}{h_e} + \tau$ da equação (3), tem o seu valor alterado de acordo com a

Tabela 18:

Tabela 18: Comparativo de percentual translúcido

	Antes	Depois
$\frac{\alpha U}{h_e} + \tau$	0,866	0,346

Fonte: Autoria Própria

O que reduzirá a 40% o calor proveniente de superfícies translúcidas.

4.6.3. Proposta I mais Proposta II

Combinando ambas proposições e realizando novamente os cálculos, e considerando ainda as mesmas taxas de ocupação, obtemos a Tabela 19, similar a Tabela 11: Intervalos de carga térmica.

Tabela 19: Intervalos de demanda térmica pós melhoria

Intervalo (kBTU/h)	Análise 2º Andar	Percentil	Análise 3º Andar	Percentil	Auditório	Percentil
0-50	3867	45,57%	3464	40,82%	8137	95,90%
50-100	501	5,90%	447	5,27%	348	4,10%
100-150	0	0,00%	342	4,03%	0	0,00%
150-200	392	4,62%	412	4,86%	0	0,00%
200-250	741	8,73%	811	9,56%	0	0,00%
250-300	2162	25,48%	1115	13,14%	0	0,00%
300-350	822	9,69%	1080	12,73%	0	0,00%
350-400	0	0,00%	681	8,03%	0	0,00%
400-450	0	0,00%	133	1,57%	0	0,00%

Fonte: Autoria Própria

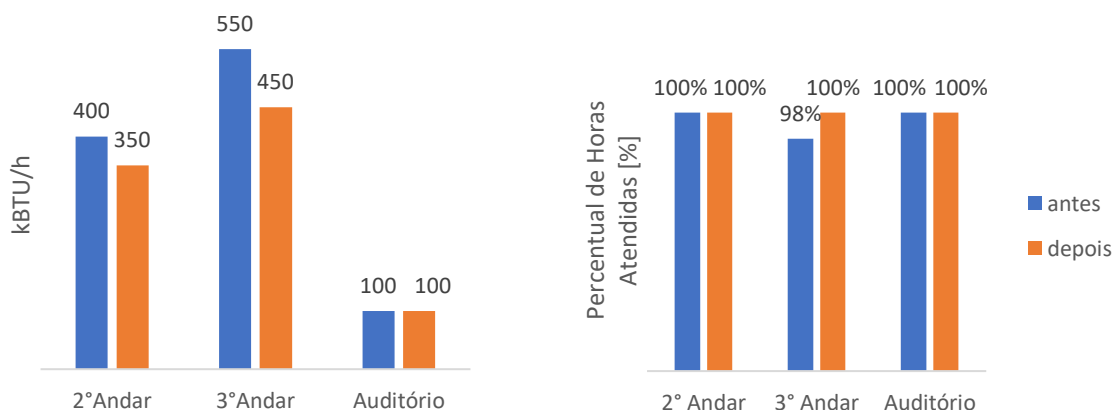
Com esses resultados, temos uma nova demanda térmica a ser atendida, com seus valores consolidados na Tabela 20, e seu comparativo de carga térmica antes e depois segue ilustrado no Gráfico 4:

Tabela 20: Demanda térmica pós melhoria

Ambiente	Demanda Térmica selecionada (BTU/h)	Qntd de horas atendidas (%)
3º Andar	450.000,00	100,00%
2º Andar	350.000,00	100,00%
Auditório	100.000,00	100,00%

Fonte: Autoria Própria

Gráfico 4: Comparativo antes e depois



Fonte: Autoria Própria

Com auxílio do Gráfico 4, torna-se nítido que as alterações trouxeram melhorias significativas para o segundo e o terceiro andar, tanto quanto na demanda térmica, ou na

quantidade de horas atendidas pelo sistema de refrigeração. Quanto ao auditório, a diferença torna-se muito pequena por não haver uma área de janela exposta elevada, além de não ter nenhum ganho de calor por forro no teto.

4.7. Seleção de Equipamento

Após dimensionado a demanda térmica e feito alterações de layout do edifício, é realizada a consulta em catálogos afim de selecionar o chiller mais eficaz para atendimento do conforto térmico de cada andar. Para tal, é usado o catálogo do fornecedor Mecalor, que está como anexo II deste projeto.

Analisando o catálogo, selecionamos os respectivos chillers com suas capacidades térmicas, e consolidamos na Tabela 21:

Tabela 21: Seleção de Equipamento

Zona Térmica	Demanda Térmica (BTU/h)	Equipamento	Capacidade (BTU/h)
3° Andar	450.000,00 BTU/h	RLA-130	505.622,92
2° Andar	350.000,00 BTU/h	RLA-100	388.635,66
Auditório	100.000,00 BTU/h	2 Eqpt. Split	120.000,00

Fonte: Autoria Própria

Conforme Tabela 21, todos os equipamentos selecionados atendem de maneira satisfatória todas as zonas calculadas. Pelo fato de estar selecionando equipamento por catálogo de fabricantes já inseridos no mercado, a capacidade térmica deles se encontra com valores ligeiramente acima da demanda, pois modelos inferiores já não atenderiam o projeto de modo a garantir o conforto.

5. Conclusão

A partir dos resultados obtidos, e realizando um comparativo com o sistema atual, verifica-se a importância e real necessidade da realização do cálculo de carga térmica e dimensionamento do sistema de refrigeração para todos, dado que, de acordo com a Tabela 15, o sistema atual está superdimensionado em 188,57%, o que possivelmente gera custos ainda mais elevados com sistema de refrigeração que o usual, além de não atender aos parâmetros de conforto térmico, já que com o uso de equipamentos mais potentes que o necessário, a temperatura pode atingir valores inferiores em comparação as ideias para um bom condicionamento do ar.

Nesse projeto, o sistema atualmente empregado no edifício mostrou-se superdimensionado, mas pode haver casos em que o sistema está subdimensionado, resultando em maior tempo para o aparelho atingir a temperatura ideal, conseqüente em maior tempo no compressor ligado, e por fim, maior consumo energético. Com isso, também, haverá maior desgaste dos componentes internos do equipamento, gerando maior necessidade de manutenção e menor tempo de vida útil.

Confirmou-se também a necessidade de o projetista de sistemas térmicos estar presente na idealização e desenho do prédio junto ao arquiteto e engenheiro civil, dado que algumas alterações de baixo esforço no projeto de construção podem gerar altos impactos no consumo energético com sistema de refrigeração. Neste caso de um prédio de três andares com 2.155,9 m² de área refrigerada apresentou queda de 150kBTU/h, com poucas reduções, contudo, um prédio de maior porte, com demandas térmicas elevadas, as mudanças são muito mais significativas e podem gerar economia energética e financeira.

5.1. Sugestões de trabalhos futuros

Para futuros trabalhos, recomenda-se realizar o estudo de viabilidade econômica da implementação de um sistema unificado de refrigeração. Para tal, deverá ser feito a comparação entre o custo de investimento feito para o sistema atual e o sistema proposto neste projeto, e além disso, realizar o levantamento de gasto energético para ambos os sistemas. A longo prazo será possível identificar em quanto tempo o investimento no sistema unificado trará retorno a instituição.

Além da análise econômica dos sistemas, as mudanças propostas no *item 4.6* devem ser verificadas financeiramente, pois neste projeto as melhorias visavam apenas a redução de carga térmica, sem levar em conta o custo de implementação das mesmas. Portanto, pode ser que as

alterações na estrutura gerem gastos que não darão retorno no consumo elétrico em um tempo que justifique o investimento. No mais, pode-se ser analisado novas propostas de melhoria, como alterações dos materiais de construção, pintura das paredes externas, etc.

Para fins acadêmicos e de estudo, propõe-se também a realização do dimensionamento dos equipamentos que compõem o sistema, por exemplo, a torre de resfriamento e as unidades fancoil's que serão responsáveis pelo conforto térmico nas salas de aula e renovação do ar.

Por fim, com o sistema dimensionado corretamente, chiller selecionado, garante-se um funcionamento mais eficiente das máquinas, e conseqüentemente menores gastos, o conforto térmico para a maioria dos frequentadores do prédio, maior produtividade dos alunos, e o atendimento correto de leis e normas regulamentadoras vigentes. O que garante o cumprimento dos objetivos propostos na introdução deste projeto.

6. Referências Bibliográficas

ABNT-ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, NBR 15220: “Desempenho Térmico de Edificações – Parte 1 (Definições, Símbolos e unidades), Parte 2 (Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações).” Rio de Janeiro, 2003

ABNT-ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, NBR 16401: “Instalações de Ar Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários – Parte 1 (Projetos das Instalações), Parte 2 (Parâmetros de Conforto Térmico), Parte 3 (Qualidade do ar interior).” Rio de Janeiro, 2008

ABRADEE-ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE DISTRIBUIDORES DE ENERGIA ELÉTRICA. Disponível em: < abradee.com.br > acessado em: 03 de maio de 2017

ABRASCE-ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE SHOPPING CENTERS. Disponível em < abrasce.com.br > acessado em: 03 de maio de 2017

ALVES, L.O., “Dimensionamento de um Sistema de Coletores Solares a Vácuo para refrigeração por Ciclo de Absorção da Oficina do Curso de Engenharia Mecânica da UFRJ-Macaé”, Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2016

ANEEL-AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. “Atlas de Energia Elétrica”. Disponível em < aneel.gov.br > acessado em 15 de abril de 2017

ASHRAE-AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING, “ASHRAE Handbook Fundamentals 2013”. 2013

ÇENGEL, Y.A., “Transferência de Calor e Massa, uma abordagem prática”, Editora Mc Grawhill, 4ed, 2011

DA SILVA, L.B., “Análise da Relação entre Produtividade e Conforto Térmico: O caso dos digitadores do centro de processamento de dados e cobrança na caixa econômica federal do estado de Pernambuco”, Programa de pós-graduação em engenharia de produção, Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

ENERGYPLUS- “Weather Data by Region”. Disponível em: www.energyplus.net/. Acessado em: 18/05/2017

INCROPERA, F.K., “Fundamentos da Transferência de Calor”, editora LTC, 6ª ed, 2008

INMET-INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA, “Estação Meteorológica de Observação de Superfície Automática”. Disponível em <inmet.gov.br> acessado em: 05 de maio de 2017

ISO-INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, ISO 6946: “Building Components and Building Elements – Thermal Resistance and Thermal Transmittance – Calculation Method”, 2007

LAMBERTS, R., “Desempenho Térmico de Edificações”, Universidade Federal de Santa Catarina, 2016

MECALOR-SOLUÇÕES EM ENGENHARIA TÉRMICA, “Catálogo de produtos Mecalor”, 2015. Disponível em <mecalor.com.br> acessado em: 10 de junho de 2017

MME-MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Balanço Energético Nacional 2017. Disponível em: <ben.epe.gov.br/> acessado em: 18 de maio de 2017

MTb-MINISTÉRIO DO TRABALHO, NR17: "Norma Regulamentadora - Ergonomia". Brasília, 1978

NREL-NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY

STOECKER, W. F., e JONES, J. W., “Refrigeração e Ar Condicionado”, Editora McGraw-Hill do Brasil, 1ª ed, 1985

STROBEL, C., “Refrigeração e Ar Condicionado”, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná.

TECNOGERA, disponível em <tecnogera.com.br> acessado em: 26 de julho de 2017

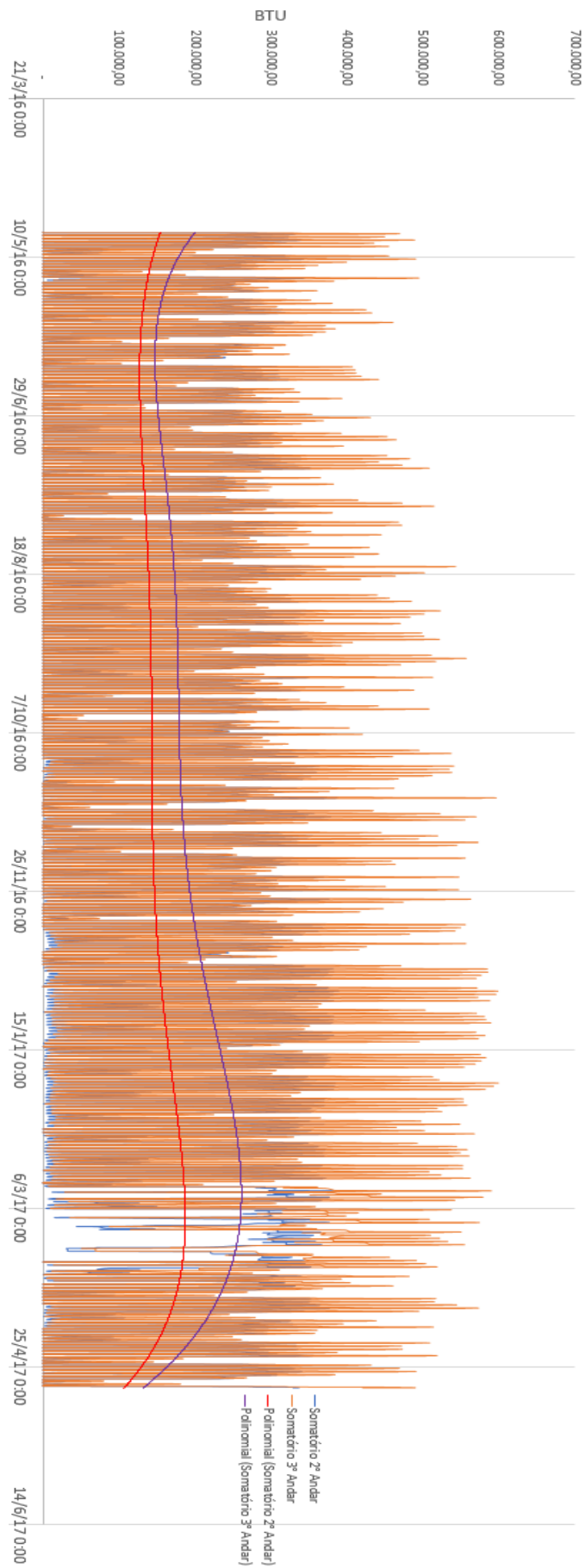
VARGAS, L.M., “Simulação de uma Residência Visando Conforto Térmico e Consumo de Ar Condicionado”, Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2013

VIEIRA, M.M., “Projeto de Dimensionamento dos Ar Condicionados para Climatização dos Ambientes do COT-UFMT”, Projeto de Engenharia Térmica, Universidade Federal do Mato Grosso, 2012

WANG, Shan K. (Shan Kuo) “Handbook of air conditioning and refrigeration” / Shan K. Wang—2a ed. New York, 2001

7. Anexo

Anexo I- Gráfico de Demanda Térmica por andar



Anexo II – Catálogo de Fabricante

Modelo ⁽¹⁾	Capacidade Nominal ⁽²⁾	Potência em Regime ⁽³⁾	Potência Instalada ⁽⁴⁾	Dimensões em milímetros			Bomba de Processo		Reservatório de Água	Ar de Condensação	Diâmetro da Tubulação	Peso
	kcal/h	kW	kVA	Larg.	Compr.	Alt.	m ³ /h	mca	Litros	m ³ /h	Processo	kg
RLA-75	75.500	27,1	48,6	1.150	2.600	2.620	16,5	30	290	43.000	3"	1.100
RLA-100	98.000	35,4	64,1	1.150	2.600	2.620	28,0	30	290	43.000	3"	1.300
RLA-130	127.500	47,6	77,4	1.150	2.600	2.620	40,0	30	290	43.000	3"	1.500
RLA-170	163.000	55,9	97,2	1.150	3.160	3.100	40,0	30	290	64.500	3"	1.600
RLA-210	208.000	72,1	121,6	1.150	3.160	3.100	61,0	30	290	64.500	3"	1.700
RLA-260	258.500	88,3	148,7	2.500	2.400	2.860	66,0	30	420	86.000	4"	2.000
RLA-330	324.000	107,9	190,9	2.500	3.500	2.860	95,0	30	420	129.000	4"	2.500
RLA-400	404.500	139,0	236,7	2.500	3.500	2.860	95,0	30	420	129.000	4"	3.900
RLA-500	481.500	161,6	280,0	2.500	4.620	2.930	145,0	30	730	172.000	6"	4.400
RLA-620	622.000	205,2	355,8	2.500	5.730	2.930	145,0	30	730	215.000	6"	5.200

Fonte: “Mecalor-Soluções em Engenharia Térmica”